

**ZACHODNIOPOMORSKI UNIWERSYTET  
TECHNOLOGICZNY W SZCZECINIE  
WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ  
I MECHATRONIKI**



Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny  
w Szczecinie

**MGR INŻ. TOMASZ OSIPOWICZ**

**ROZPRAWA DOKTORSKA**

**POPRAWA EKOLOGICZNYCH I EKONOMICZNYCH  
PARAMETRÓW SILNIKÓW Z ZAPŁONEM  
SAMOCZYNNYM PRZEZ WSTĘPNĄ OBRÓBKĘ  
PALIWA**

*Promotor  
Prof. dr hab. inż. Olek Klyus*

**SZCZECIN 2009**

## SPIS TREŚCI

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ ...	<b>BŁĄD! NIE ZDEFINIOWANO ZAKŁADKI.</b>
WSTĘP .....	<b>BŁĄD! NIE ZDEFINIOWANO ZAKŁADKI.</b>
Rozdział 1. SPALANIE W SILNIKU Z ZAPŁONEM SAMOCZYNNYM	<b>BŁĄD! NIE ZDEFINIOWANO ZAKŁADKI.</b>
1.1. Okres opóźnienia samozapłonu .....	<b>Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.</b>
1.2. Energia aktywacji.....	<b>Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.</b>
1.3. Zjawisko katalizy .....	<b>Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.</b>
Rozdział 2. CEL I PROGRAM PRACY .....	<b>BŁĄD! NIE ZDEFINIOWANO ZAKŁADKI.</b>
Rozdział 3. ZASTOSOWANIE KATALIZATORÓW W SILNIKACH SPALINOWYCH .....	<b>BŁĄD! NIE ZDEFINIOWANO ZAKŁADKI.</b>
3.1. Katalizatory w układach wydechowych .....	<b>Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.</b>
3.2. Katalizatory w komorze spalania.....	<b>Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.</b>
3.3. Katalizatory w aparaturze wtryskowej .....	<b>Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.</b>
Rozdział 4. ZJAWISKA CIEPLNE ZACHODZĄCE W KORPUSIE WTRYSKIWACZA .....	<b>BŁĄD! NIE ZDEFINIOWANO ZAKŁADKI.</b>
4.1. Zjawiska cieplne zachodzące w korpusie wtryskiwacza czopikowego	<b>Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.</b>
4.2. Zjawiska cieplne zachodzące w korpusie wtryskiwacza wielootworowego .....	<b>Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.</b>
Rozdział 5. ZJAWISKO KATALIZY I RODZAJE KATALIZATORÓW	<b>BŁĄD! NIE ZDEFINIOWANO ZAKŁADKI.</b>
5.1. Zjawisko katalizy .....	<b>Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.</b>
5.2. Wybór rodzaju katalizatora .....	<b>Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.</b>
5.3. Technologia naniesienia powłok katalitycznych	<b>Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.</b>
Rozdział 6. PRZEDSTAWIENIE I OPIS ZMIAN WYKONANYCH W OBIEKTACH BADAŃ.....	<b>BŁĄD! NIE ZDEFINIOWANO ZAKŁADKI.</b>
6.1. Przedstawienie obiektów badań .....	<b>Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.</b>
6.2. Opis zmian wykonanych w obiektach badań .....	67
Rozdział 7. BADANIE EKSPERYMENTALNE SILNIKÓW ZE WSTĘPNĄ OBRÓBKĄ PALIWA.....	<b>BŁĄD! NIE ZDEFINIOWANO ZAKŁADKI.</b>

7.1. Przedstawienie stanowisk badawczych .....	<b>Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.</b>
7.2. Badania eksperymentalne silników z pośrednim wtryskiem paliwa	<b>Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.</b>
7.3. Badania eksperymentalne silnika z bezpośrednim wtryskiem paliwa .....	79
7.4. Analiza błędów pomiarowych .....	<b>Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.</b>
Rozdział 8. WNIOSKI KOŃCOWE ORAZ PERSPEKTYWY PROWADZENIA DALSZYCH PRAC .....	<b>BŁĄD! NIE ZDEFINIOWANO ZAKŁADKI.</b>
BIBLIOGRAFIA .....	<b>BŁĄD! NIE ZDEFINIOWANO ZAKŁADKI.</b>
ZAŁĄCZNIK NR 1 .....	<b>BŁĄD! NIE ZDEFINIOWANO ZAKŁADKI.</b>
SPIS RYSUNKÓW .....	<b>BŁĄD! NIE ZDEFINIOWANO ZAKŁADKI.</b>
SPIS TABEL .....	171
STRESZCZENIE .....	172
ABSTRACT .....	173

## WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

$c$  – ciepło właściwe [J/kg·K]

$C$  – węgiel

$c_m$  – średnia prędkość tłoka [m/s]

$CO$  – tlenek węgla

$CO_2$  – dwutlenek węgla

$D_p$  – współczynnik dyfuzji par odniesiony do gradientu ciśnień parcjalnych

$E_a$  – energia aktywacji [J]

$G_e$  – godzinowe zużycie paliwa [kg/h]

$g_e$  – jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]

$H$  – wodór

$HC$  – węglowodory

$k$  – współczynnik zadymienia [ $m^{-1}$ ]

$m$  – masa dawki jednostkowej paliwa [kg]

$M$  – moment obrotowy [Nm]

$N$  – moc silnika [kW]

$NO_x$  – tlenki azotu

$Nu$  – liczba Nusselta

$p$  – ciśnienie [MPa]

$Pd$  – pallad

$p_{max}$  – maksymalne ciśnienie cyklu pracy [MPa]

$Pr$  – liczba Prandlta

$Pt$  – platyna

$p_z$  - maksymalne ciśnienie wtryskiwanego paliwa [MPa]

$T_{kw}$  – temperatura w komorze spalania na początku wtrysku [K]

$T_s$  – temperatura spalin [K]

$V_h$  – rzeczywista objętość cylindra [ $m^3$ ]

$V_o$  – objętość paliwa wtryskiwana podczas jednego wtrysku [ $m^3$ ]

$\alpha_i$  – współczynnik przenikania ciepła [ $J/m \cdot s \cdot K$ ]

$\gamma$  – masa właściwa paliwa [ $kg/m^3$ ]

$\varepsilon$  – stopień sprężania

$\tau_w$  – czas trwania wtrysku [s]

$\varphi$  – kąt wyprzedzenia wtrysku [ $^\circ$ ]

$\theta$  – kąt pochylenia korbowodu [ $^\circ$ ]

$\tau$  – okres opóźnienia samozapłonu [s]

$\rho_{pal}$  – gęstość paliwa [ $kg/m^3$ ]

## WSTĘP

Głównymi kierunkami rozwoju silników spalinowych w ostatnich latach są obniżenie emisji substancji toksycznych oraz zmniejszenie zużycia paliwa. W konstrukcji silników oraz ich układów osiągnięto już pewne granice możliwości co do wysilenia zarówno parametrów procesów roboczych jak i sterowania ich przebiegiem. Nie mniej jednak prognozy na temat przyszłościowych norm toksyczności gazów wylotowych i zużycia paliwa mówią o ich dalszym zaostrzeniu. Dążenie do spełnienia tych norm obserwuje się przede wszystkim w zastosowaniu elektronicznych układów sterujących przebiegiem charakterystyki wtryskiwania paliwa, uzyskaniem stechiometrycznych mieszanek paliwowo – powietrznych, wykorzystaniem urządzeń oczyszczania spalin w postaci reaktorów katalitycznych w układach wylotowych, a nawet prowadzone są badania nad wykorzystaniem katalizatorów w komorach spalania silników. Głównie zwraca się uwagę na zastosowanie tych rozwiązań w elementach silnika, które są bezpośrednio związane ze spalaniem i redukcją powstałych związków toksycznych, czyli w aparaturze wtryskowej, komorze spalania i układach wydechowych. Należy zwrócić uwagę, że podejście do ekologicznych i ekonomicznych problemów silników spalinowych musi obejmować zagadnienie co spalamy, a później co redukujemy. Dlatego w tym przypadku proces roboczy silnika przedstawia się następująco:

*powietrze + paliwo  $\Rightarrow$  spalanie  $\Rightarrow$  oczyszczanie spalin*

Najbardziej istotnym w tym procesie zjawisk jest spalanie, oraz poprawna jego organizacja, która w dużej mierze wpływa na sprawność silnika i poziom emisji związków toksycznych. Drugim czynnikiem wpływającym na ilość toksyn w gazach wylotowych jest proces ich redukcji i utleniania czyli oczyszczanie spalin. Jednak wszystkie te procesy zależą od tego co podajemy do komory spalania, lub inaczej od właściwości fizyko – chemicznych paliwa i powietrza.

Przebieg spalania mieszaniny paliwowo – powietrznej w silnikach z zapłonem samoczynnym składa się z trzech podstawowych etapów. Pierwszym etapem, a zarazem rozpoczynającym ten proces jest okres opóźnienia samozapłonu. Obejmuje on czas wywołany koniecznością przygotowania paliwa do zapalenia się i bezpośrednio wpływa na drugi etap, spalanie kinetyczne, które charakteryzuje się nagłym wzrostem ciśnienia w komorze spalania. Zjawiska zachodzące w obu tych okresach są jednym z głównych powodów ograniczenia prędkości obrotowej, obciążeń mechanicznych oraz termicznych silnika i w decydujący sposób wpływają na efektywność procesu roboczego i poziom emisji związków toksycznych w gazach wylotowych. A więc wpływając na właściwości fizyko-chemiczne paliwa podczas jego dostarczania do komory spalania można uzyskać poprawę całego procesu spalania.

Parametry fizyczne paliwa w silnikach z zapłonem samoczynnym są określane w postaci gęstości, lepkości i napięcia powierzchniowego, które w decydujący sposób wpływają na średnicę kropli, kształt i zasięg strugi rozpylonego paliwa i bezpośrednio związane są z okresem opóźnienia samozapłonu. Parametry chemiczne paliwa natomiast zależą od składu strukturalnego węglowodorów, spośród których najbardziej liczną grupą przedstawiają węglowodory parafinowe  $C_nH_{2n+2}$ .

Właściwości chemiczne paliwa można zmienić dzięki odwodornieniu parafin, a mianowicie w obecności katalizatora mogą zachodzić reakcje, w wyniku których parafiny przekształcają się w węglowodory grupy olefinowej  $C_nH_{2n}$  z wydzieleniem cząsteczki wodoru. Z kolei wodór dzięki dużemu współczynnikowi dyfuzji w powietrzu, dużej zdolności do zapłonu i szybkości spalania oraz szerokim granicom palności mieszanki sprzyja zmniejszeniu okresu samozapłonu w warunkach panujących w komorze spalania. Biorąc pod uwagę te fakty, można stwierdzić, że odpowiednie przygotowanie paliwa w postaci zmiany jego parametrów fizyko – chemicznych może poprawić zarówno ekonomiczne jak i ekologiczne wskaźniki pracy silników z zapłonem samoczynnym.

Korzystna zmiana parametrów fizyko-chemicznych paliwa możliwa jest przez wstępną obróbkę paliwa przeprowadzoną bezpośrednio przed jego wtrysnięciem do komory spalania przy jednoczesnym podgrzewaniu i kontakcie paliwa z materiałem o działaniu katalitycznym w korpusie wtryskiwacza. Należy podkreślić, iż obróbka paliwa przed tłoczeniem w pompie wtryskowej czy przed wtryskiwaczem może w istotny sposób zmienić przebieg charakterystyki wtryskiwania paliwa. Wiąże się to właśnie z faktem zmian parametrów fizycznych, co może przyczynić się do zwiększenia przecieków w parach precyzyjnych aparatury wtryskowej oraz zmian zjawisk falowych występujących w przewodach wysokiego ciśnienia.

Analiza literatury przedmiotu badań pokazuje, że w dotychczas prowadzonych badaniach w ośrodkach naukowych w kraju i za granicą pozytywny efekt od zastosowania wstępnej tylko termicznej obróbki paliwa nie zawsze był uzyskany. W niektórych badaniach (Politechnika Poznańska, Centralny Instytut Badawczy Silników Wysokoprężnych w St – Petersburgu) stwierdzono poprawę operacyjnych i ekologicznych parametrów pracy silników z zapłonem samoczynnym tylko w pewnym zakresie obciążeń, natomiast według badań Uniwersytetu Technicznego w Kaliningradzie poprawa następuje do obciążeń rzędu 50% mocy nominalnych po czym następuje zwiększenie zużycia paliwa i poziomu emisji związków toksycznych do otoczenia. Uzyskane wyniki dotyczą zastosowania podgrzewaczy paliwa przed pompą wtryskową i wtryskiwaczu, co jak już było wspomniano zmienia charakterystykę wtryskiwania paliwa. Z tego powodu zastosowanie wstępnej termicznej obróbki paliwa w połączeniu z obróbką katalityczną bezpośrednio w korpusie wtryskiwacza przy pominięciu elementów precyzyjnych eliminuje wady przedstawionych wyżej rozwiązań.

Podstawowe problemy, które należy rozwiązać podczas realizacji pracy związane są przede wszystkim z opracowaniem koncepcji wstępnej obróbki paliwa we wtryskiwaczu paliwowym, doбором odpowiedniego materiału o działaniu katalitycznym ze względu na warunki termiczne występujące w korpusie wtryskiwacza, wyborem i opracowaniem odpowiedniej technologii naniesienia katalizatora oraz przeprowadzenie badań eksperymentalnych silników z zapłonem samoczynnym wyposażonych w komplet wtryskiwaczy ze wstępną termiczną i katalityczną obróbką paliwa, a także analizę uzyskanych wyników i określenie dalszych badań w tym kierunku.

Rozdział pierwszy niniejszej pracy jest poświęcony analizie procesu spalania, w którym największą uwagę zwrócono na okres opóźnienia samozapłonu i zjawisk fizycznych i chemicznych towarzyszących temu okresowi. Upoważniło to do stwierdzenia, że korzystne skrócenie tego okresu jest związane ze zmniejszeniem energii aktywacji, które możliwe jest przy wykorzystaniu zjawiska katalizy. Więc pozytywny efekt w postaci poprawy operacyjnych i ekologicznych parametrów pracy silników z zapłonem samoczynnym należy spodziewać się przy zastosowaniu wstępnej obróbki paliwa co upoważniło do sformułowania tezy, celu i programu pracy (drugi rozdział).

W rozdziale trzecim przedstawiono zastosowanie katalizatorów w silnikach spalinowych. Zwrócono uwagę na wykorzystanie zjawiska katalizy w układach wydechowych silników spalinowych w postaci reaktorów katalitycznych oraz nieliczne prace naukowo – badawcze dotyczące wykorzystaniu tego zjawiska w komorze spalania. Zaproponowano konstrukcje wtryskiwaczy paliwowych: czopikowy dla silników z pośrednim



wtryskiem oraz wielootworowy dla silników z bezpośrednim wtryskiem, w których jest możliwa wstępna termiczna i katalityczna obróbka paliwa.

Ponieważ wybór materiału o działaniu katalitycznym jest zależny od warunków termicznych i zwiększa swoją efektywność w zwiększonych temperaturach w rozdziale czwartym zostały opisane zjawiska cieplne zachodzące w korpusach wtryskiwaczy czopikowych i wielootworowych oraz przedstawione wyniki badań analitycznych dotyczących tych warunków.

W rozdziale piątym opisano zjawisko katalizy, rodzaje katalizatorów i ich specyfikę działania oraz metody naniesienia powłok katalitycznych.

W rozdziale szóstym zostały przedstawione obiekty badań, którymi są wtryskiwacze czopikowe i wielootworowe silnika z zapłonem samoczynnym. Opisano i przedstawiono zakres zmian jaki w nich dokonano.

W rozdziale siódmym przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych przeprowadzonych na dwóch typach silników: z bezpośrednim wtryskiwaniem paliwa i silnikach z dzielonymi komorami spalania wyposażonych w komplet wtryskiwaczy ze wstępną obróbką paliwa.

Analiza wyników badań oraz dalsze kierunki rozwoju procesów wstępnej obróbki paliwa zostały przedstawione w zakończeniu pracy.

## **Rozdział I**

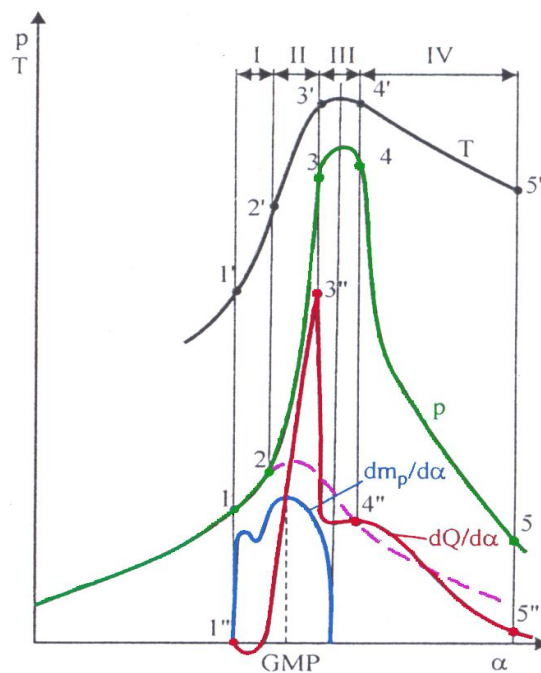
### **SPALANIE W SILNIKU Z ZAPŁONEM SAMOCZYNNYM**

Proces spalania i wywiązywania się ciepła w silnikach z zapłonem samoczynnym (ZS) wywołuje skutki o fizycznym i chemicznym charakterze, które określają w bardzo dużym stopniu własności ruchowe silnika. Istotne dla silnika fizyczne skutki przebiegu spalania, to przede wszystkim jakość (wywiązywania się energii zawartej w paliwie) oraz ekonomiczność jej wykorzystania, wielkość dynamicznych obciążeń mechanizmu korbowego oraz głośność pracy [104]. Stanowią one problem towarzyszący całemu dotychczasowemu okresowi rozwoju silników wysokoprężnych. Chemiczne skutki odnoszą się głównie do składu spalin, szczególnie ich zadymienia i zawartości toksycznych substancji [12]. W chwili obecnej ze względu na wymogi ochrony środowiska naturalnego stanowią one główne wymagania konstrukcji silników spalinowych.

Warunki, w jakich przebiega spalanie, powinny przede wszystkim zapewnić możliwie pełne wywiązanie się energii paliwa (zupełne i całkowite spalanie) przy jak największym wykorzystaniu powietrza i zachowaniu czystości spalin [4]. Z termodynamicznej analizy obiegu cieplnego silnika wynika, że o sprawności wykorzystania ciepła wywiązywanego podczas spalania w danym silniku decyduje jego lokalizacja w czasie [97]. Optymalne z tego punktu widzenia byłoby spalanie całej dawki paliwa przy stałej objętości komory spalania, gdy tłok znajduje się w GMP. Wówczas jednak prędkość wywiązywania się ciepła stałaby się nadmiernie duża powodując udarowy charakter obciążeń mechanizmu korbowego oraz objawy akustyczne w postaci nadmiernej głośności pracy [25, 10, 11, 104, 131]. Te niekorzystne zjawiska powodują konieczność rozłożenia procesu wywiązywania się ciepła na pewien okres obrotu wału korbowego w pobliżu GMP tłoka [83]. Warunki pełnego wywiązywania się ciepła, a następnie jego wykorzystanie oraz uzyskanie niskich obciążeń dynamicznych mechanizmu korbowego przy możliwie dużej cichobieżności są więc przeciwstawne i każde techniczne rozwiązanie tego problemu musi być sprawą kompromisu

[2, 54, 123]. Dodatkowym czynnikiem utrudniającym ten kompromis jest skład spalin, który musi obecnie odpowiadać określonym wymaganiom. Doświadczenie wykazuje, że uzyskanie w danym silniku zadowalających rezultatów jednocześnie pod względem obciążeń mechanizmu korbowego, głośności pracy silnika, składu spalin i ekonomiczności jego ruchu jest nadzwyczaj trudne, a optymalne kompromisowe rozwiązanie okazuje się zwykle możliwe jedynie przy dość ściśle określonym przebiegu wywiązywania się ciepła [125, 129]. Dlatego jednym z ważniejszych problemów związanych z silnikiem wysokoprężnym jest taka organizacja spalania i sterowanie jego przebiegiem, aby fizyczne i chemiczne skutki tego procesu odpowiadały różnym wymogom, stawianym podczas użytkowania silnika [54, 104].

Proces spalania w silniku ZS jest bardzo skomplikowany, gdyż jego inicjacja zależy od uzyskania warunków pewnego samozapłonu paliwa [106, 107]. Sam przebieg spalania zależy także od wielu czynników konstrukcyjnych oraz od własności paliwa, w tym szczególnie od zwłoki samozapłonu [1, 3]. Poszczególne okresy (fazy) procesu spalania mogą być przedstawione i wstępnie przeanalizowane na wykresach przebiegów ciśnień, temperatur oraz charakterystyk wtrysku  $dm_p/d\alpha = f(\alpha)$  i szybkości wydzielania ciepła  $dQ/d\alpha = f(\alpha)$  (rys. 1.1).



**Rysunek 1.1. Podstawowe okresy spalania w silniku ZS**  
*Źródło: [109]*

W procesie spalania w silniku z zapłonem samoczynnym można wyszczególnić następujące okresy (fazy) [104]:

- I — okres zwłoki (opóźnienia) samozapłonu (od punktu 1 do punktu 2), trwający od początku wtrysku (zazwyczaj określa się go na podstawie rejestracji chwili uniesienia

iglicy wtryskiwacza) do chwili rozpoczęcia procesu spalania, czemu towarzyszy załamanie krzywej ciśnienia (punkt odejścia krzywej spalania od krzywej sprężania);

- II — okres spalania (od punktu 2 do punktu 3), odpowiadający na wykresie obiegu teoretycznego spalaniu przy stałej objętości; charakteryzuje się dynamicznym wzrostem szybkości wywiązywania się ciepła, trwa do osiągnięcia maksimum tego parametru, również przyrost ciśnienia jest w tym okresie bardzo dynamiczny (duża szybkość narastania ciśnienia  $dp/d\alpha$ );
- III — okres spalania (od punktu 3 do punktu 4) odpowiadający na wykresie obiegu teoretycznego spalaniu przy stałym ciśnieniu, występujący w okolicach GMP; krzywa ciśnienia załamuje się z powodu zmniejszenia szybkości wywiązywania się ciepła  $dQ/d\alpha$  oraz zwiększenia objętości komory spalania;

IV — okres dopalania (od punktu 4 do punktu 5), trwający od chwili wyraźnego spadku ciśnienia wywołanego małą już szybkością wydzielania się ciepła  $dQ/d\alpha$  oraz wyraźnym zwiększeniem objętości komory spalania; punkt 5 jest określony jako koniec procesu spalania, ale rzeczywista jego identyfikacja jest bardzo trudna ze względu na fakt, iż dopalanie może jeszcze trwać po otwarciu zaworów wylotowych

W literaturze przedmiotu badań można znaleźć nieco inne traktowanie tych okresów:

- prof. J.A. Wajand: punkt 3 jest scharakteryzowany największym ciśnieniem w komorze spalania, punkt 4 przedstawia się w postaci umownego końca spalania [102, 103];
- prof. A.S. Orlin: punkt 4 odpowiada maksymalnej temperaturze cyklu [123];
- prof. B.N. Fajnljeb: drugi okres spalania dzieli na dwie części – gwałtownego wzrostu ciśnienia (spalania wybuchowego) oraz spalania regulowanego, który kończy się osiągnięciem maksymalnego ciśnienia obiegu, po czym następuje okres spalania podstawowego, w którym jest osiągnięta maksymalna temperatura cyklu, a ostatni okres charakteryzuje jako spalanie zwalniane kończące się praktycznym końcem spalania [129].

W pracach prof. A. I. Tolstowa [128] w cztero okresowym schemacie procesu nie wydzielono drugiej fazy, tak jak to przedstawia się w [129], u prof. U.W. Josta [41] brak jest określenia podstawowej fazy spalania, moment zakończenia której określa charakterystykę różniczkową wydzielania ciepła, a prof. G. Ricardo [95] przy scharakteryzowaniu procesu spalania wyznacza tylko trzy pierwsze fazy, chociaż w silnikach z zapłonem samoczynnym, zwłaszcza z turbodoładowaniem znaczna ilość ciepła wydziela się po osiągnięciu maksymalnego ciśnienia. Natomiast prof. D. Broze [117]

przedstawia trzeci okres kończący się końcem dopalania, co nie pozwala na przeprowadzenie analizy fazy spalania podstawowego.

Niezależnie od podziału procesu spalania na ilość i definicje okresów, we wszystkich tych opracowaniach główną uwagę poświęca się pierwszemu okresowi – opóźnieniu samozapłonu od którego w największym stopniu zależą szybkość wywiązywania się ciepła, prędkość wzrostu ciśnienia i temperatury, a więc podstawowe parametry określające sprawność obiegu i parametry ekologiczne silnika. Należy podkreślić, dla uzyskania najlepszych pod względem technicznym operacyjnych i toksycznych parametrów pracy silników należy zawsze dążyć do skrócenia tego okresu [2, 47, 48 76, 104, 115, 117].

### **1.1. Okres opóźnienia samozapłonu**

Jak już wspomniano, główną cechą charakterystyczną spalania w silnikach z ZS jest samoczynny zapłon paliwa. Strumień rozpylonego paliwa podlega w pierwszym okresie (opóźnienia samozapłonu) reakcjom przygotowawczym, w wyniku których w różnych miejscach na otoczce strumienia pojawiają się ogniska samozapłonu. Utlenianie w tym okresie można przedstawić jako proces powolnego spalania bez widocznego wykazania płomienia lub zwiększenia ciśnienia. Proces ten jest egzotermiczny, a więc wydziela się ciepło, część którego nagrzewa mieszkankę paliwowo-powietrzną, druga zaś odprowadza się w ścianki komory spalania [3, 109, 129]. Nagrzewanie mieszanki przyspiesza reakcje, co doprowadza do dalszego wydzielenia ciepła i dalszego utleniania. Przy określonych warunkach ilość wydzielonego ciepła staje się równa ilości ciepła odprowadzanego, następuje równowaga cieplna, która odpowiada temperaturze samozapłonu mieszanki  $T_m$ . Taka równowaga cieplna szybko znika podczas dalszego nagrzewania mieszanki w wyniku zwiększenia ciśnienia i temperatury, co w końcu doprowadza do samozapłonu i spalaniu paliwa [118]. Opracowana przez akademika N.N. Siemionowa łańcuchowa teoria zapłonu przedstawia ten proces w sposób następujący – zwiększenie temperatury początkowej w mieszkance paliwowo-powietrznej zwiększa ilość centrów aktywnych reakcji łańcuchowej przy określonej temperaturze  $T_m$ , ilość łańcuchów rozgałęzionych przekracza ilość zerwań, to znaczy że reakcja staje się autokatalityczną i w wyniku samoprzyspieszania egzotermicznego osiąga prędkość przy której następuje wyładowanie cieplne i spalanie mieszanki. Ograniczając do rozpatrywania tylko wejściowych (początkowych łańcuchowych) etapów

reakcji N.N. Siemionow (na podstawie równania Arrheniusa) otrzymał dla okresu opóźnienia samozapłonu  $\tau$  następującą zależność [127]:

$$\tau \cdot p^n \cdot e^{\frac{E_a}{RT}} = const \quad (1.1)$$

gdzie:  $R$  - uniwersalna stała gazowa,  $T$  - temperatura mieszaniny,  $p$  - ciśnienie mieszaniny, które wyznacza się za pomocą zależności  $p = \sum_i p_i$  ( $p_i$  - ciśnienie cząstkowe składnika  $i$ , które panowałyby w objętości  $V$ , gdyby  $i$  - ty składnik wypełniał tę objętość),  $n$  - rząd reakcji globalnej dla węglowodorów ( $n = l - 2$ ),  $E_a$  - energia aktywacji.

Dla silników wolno obrotowych określić zwłokę samozapłonu ( $\tau$ ) można z zależności Wolfera [3, 29, 58]:

$$\tau = A \cdot p^{-n} \exp\left(\frac{E_a}{RT}\right) \quad (1.2)$$

gdzie:  $A$  - wartość stała zależna od paliwa, jego właściwości, przebiegu wtrysku,

Na podstawie analizy prac naukowych [25, 47, 120, 125, 129] opóźnienie samozapłonu można wyliczyć za pomocą zależności:

$$\tau = B \cdot 10^{-2} \sqrt{C_1} \sqrt{\frac{T_k}{P_k}} \cdot e^{\frac{E_a C_1^{0,34}}{RT_k}} \quad (1.3)$$

gdzie:

$$B = 2 \cdot 10^{-4} (1 - 1,6 \cdot 10^{-4} n_s) \quad (1.4)$$

$$C_1 = \frac{1}{\varepsilon} \left[ 1 + 0,5 \delta \frac{V_h}{V_{h_1}} (\varepsilon - 1) \right] \quad (1.5)$$

$$\delta = \left[ \left( 1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left( \cos \theta + \frac{\lambda}{4} \cos 2\theta \right) \right] \quad (1.6)$$

gdzie:  $B$ ,  $C_1$ ,  $\delta$  - wielkości stałe,  $T_k$  - temperatura w komorze spalania na początku wtrysku paliwa,  $p_k$  - ciśnienie w komorze spalania na początku wtrysku,  $V_h$  - rzeczywista objętość cylindra odpowiadająca skoku tłoka po zamknięciu zaworów dolotowych,  $\varepsilon$  - stopień sprężania,  $\theta$  - kąt pochylenia korbowodu,  $\lambda$  - stosunek skoku tłoka do długości korbowodu.

Według Heywood'a okres opóźnienia możemy wyznaczyć z zależności [31]:

$$\tau = (0,36 + 0,22 \cdot c_m) \cdot \exp\left[E_a \left(\frac{1}{RT_2} - \frac{1}{17,19}\right) \cdot \left(\frac{21,2}{P_2 - 12,4}\right)^{0,63}\right] \quad (1.7)$$

gdzie:  $c_m$  - średnia prędkość tłoka,  $P_2$  i  $T_2$  - ciśnienie i temperatura w komorze spalania.

Można uzupełnić analizę równań określających  $\tau$ , uwzględniając organizację procesu roboczego w komorze spalania. Tak na przykład prof. J.B. Swiridow wprowadza dodatkowy współczynnik stały dla przyściennego i objętościowego procesu powstania mieszanki paliwowo-powietrznej [125]:

dla przyściennego -  $\tau \approx (1,5 \div 3,0) + G$ , a dla objętościowego -  $\tau \approx 0,5 + G$ , gdzie:  
$$G = \text{const} / p_0^n e^{\frac{E}{RT}}$$
.

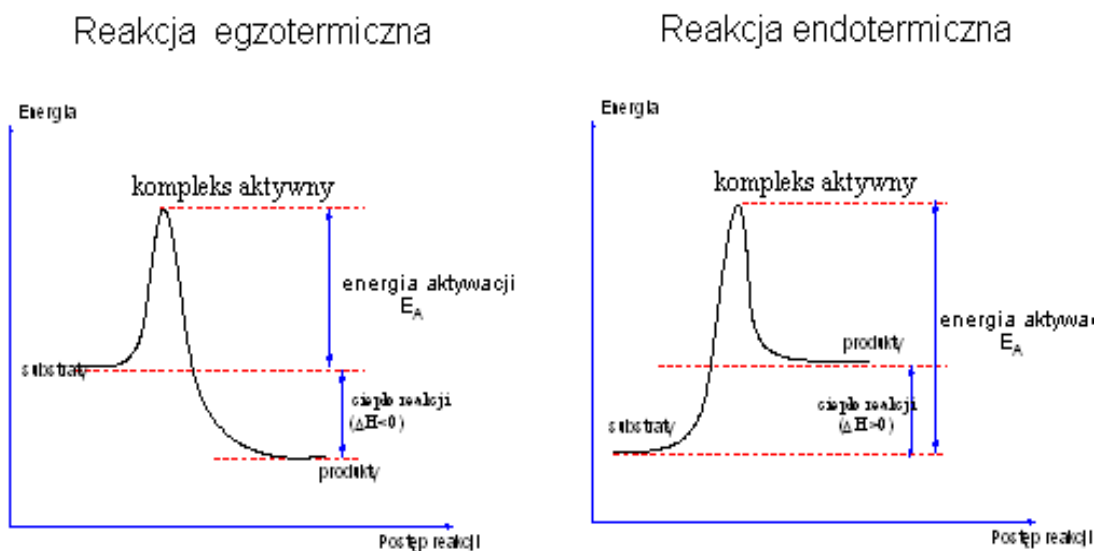
Analizując zależności określające okres opóźnienia samozapłonu można stwierdzić, że uwarunkowany jest on takimi czynnikami jak: ciśnienie i temperatura panujące w komorze spalania, częstotliwość obrotową i kinematykę układu korbowo-tłokowego silnika oraz wielkość energii aktywacji. Należy zauważyć, iż przy rozważaniu możliwości uzyskania poprawy ekonomicznych i ekologicznych wskaźników pracy już istniejących silników, parametry ciśnienia, temperatury i podstawowe charakterystyki konstrukcyjne są praktycznie nie możliwe do zmiany i jednym kierunków oddziaływania na te parametry silników z zapłonem samoczynnym jest zmniejszenie wartości energii aktywacji.

## 1.2. Energia aktywacji

Zgodnie z teorią stanu przejściowego (kompleksu aktywnego) substraty przed przejściem w produkty tworzą kompleks aktywny, nie będący jeszcze produktem, ale jednocześnie będący czymś więcej niż wzbudzonym substratem. Jest to twór, w którym nastąpiły już częściowe przegrupowania, zmiana energii poszczególnych wiązań oraz powstanie załączków nowych. Kompleks aktywny charakteryzuje się wyższą energią wewnętrzną niż suma substratów czy suma produktów. Zatem substraty, zanim osiągną stan produktów muszą uzyskać energię wewnętrzną odpowiadającą kompleksowi aktywnemu, bez względu na to czy po zakończeniu reakcji energia produktów będzie wyższa (reakcja endotermiczna) czy niższa (reakcja egzotermiczna) od substratów (rys. 1.2). Ta energetyczna bariera na drodze od substratu do produktu jest najczęściej głównym wyznacznikiem szybkości reakcji, całkowicie ją niekiedy uniemożliwiając [3, 119].

Fizyczny sens energii aktywacji w odniesieniu do tłokowych silników spalinowych wyjaśnić można w następujący sposób. Aby reakcja mogła by się rozpocząć, konieczne jest zderzenie się reagujących cząstek. W rzeczywistości nie wszystkie zderzenia powodują zajście reakcji pomiędzy zderzającymi się cząsteczkami. Jeśli każde zderzenie powodowałoby zajście reakcji, to wówczas wszystkie reakcje zachodziłyby prawie natychmiastowo. Natomiast wszystkie reakcje mają prędkości skończone, co świadczy

o tym, że tylko pewna ilość wszystkich zderzeń powoduje zajście reakcji. Zderzeniami efektywnymi określano tylko te zderzenia, których energia w chwili zderzenia jest nieco większa od energii średniej, określonej dla danej temperatury. Właśnie energia aktywacji jest tą nadwyżką energii, którą powinny posiadać cząsteczki w chwili zderzenia, aby mogły one wejść w reakcję chemiczną [3, 120] i jest podstawowym czynnikiem określającym przebieg reakcji chemicznej. Im mniejsza energia aktywacji, tym stała prędkości reakcji jest większa i tym szybciej zachodzi reakcja.



**Rysunek 1.2. Graficzne przedstawienie postępu reakcji egzo- i endotermicznych**  
*Źródło: [117]*

Dla wieloatomowych układów (do których w pierwszej kolejności zaliczamy paliwa węglowodorowe) energia aktywacji określana jest jako minimalna energia kinetyczna, o którą powinna być większa energia potencjalna układu, aby mogła zajść w nim reakcja chemiczna.

Ponieważ energia aktywacji zależy od struktury cząstek i ich związków wytrzymałości w pracy [3] w bardzo przejrzysty sposób przedstawiono przykład zachowania się węglowodorów parafinowych  $C_nH_{2n+2}$ . W węglowodorach tych energia rozerwania wiązań  $C-H$  jest większa niż energia rozerwania wiązań  $C-C$ , dlatego ze wzrostem liczby atomów węgla potrzebna jest mniejsza energia aktywacji do rozerwania cząsteczki.

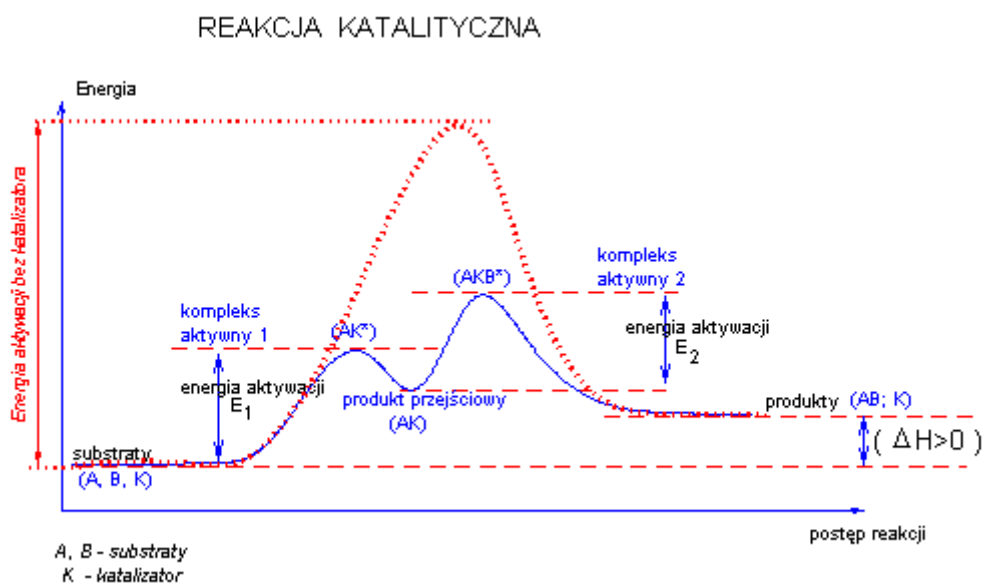
Aby ułatwić pokonanie bariery energetycznej związanej z energią aktywacji możemy albo dostarczyć do środowiska reakcji więcej energii (np. ogrzewanie) albo zastosować substancję, która łatwo reaguje z substratem (mała energia aktywacji) a powstały związek łatwo przechodzi w produkt końcowy (także niska energia aktywacji). Substancja, która



w ten sposób ułatwia przejście od substratów do produktów nazywana jest katalizatorem. Katalizator po przejściu substratów w produkty całkowicie się odtwarza, stąd niekiedy można spotkać się ze sformułowaniem, że katalizator jest to substancja nie biorąca udziału w reakcji a jedynie ułatwiająca jej przebieg.

### 1.3. Zjawisko katalizy

Zjawisko katalizy i działanie katalizatora polega na zamianie jednej (większej) energii aktywacji (bez katalizatora) na dwie, lub więcej, mniejszych energii aktywacji, to znaczy droga od substratów do produktów zostaje zamieniona na ciąg reakcji elementarnych z udziałem katalizatora, o niskich energiach aktywacji poszczególnych etapów (rys. 1.3). Cały proces przebiegający przez produkty pośrednie, angażujące katalizator, kończy się produktem pożądanym i odtworzeniem katalizatora, tak, że w efekcie całego procesu katalizator nie zużywa się [47, 117].



**Rysunek 1.3. Graficzne przedstawienie przebiegu reakcji chemicznych z udziałem katalizatora**  
 Źródło: [117]

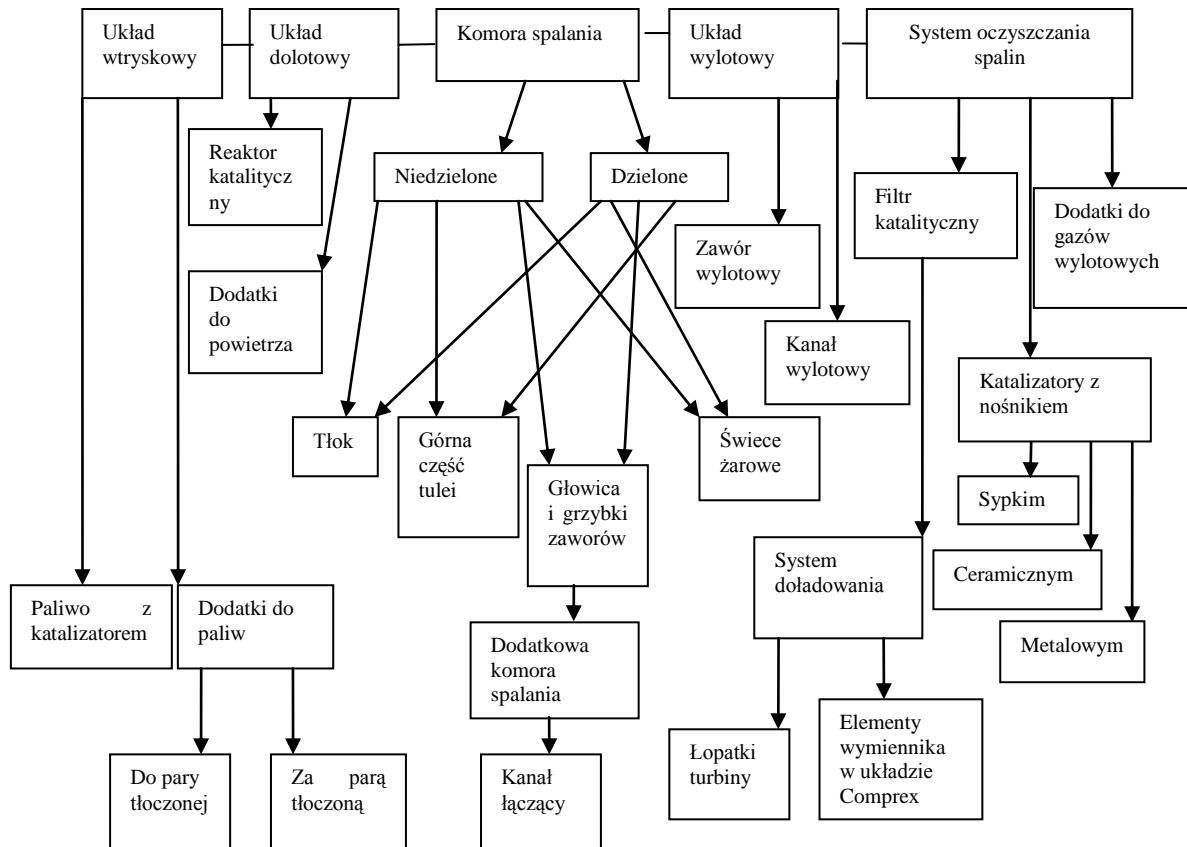
Katalizator może stanowić jeden ze składników jednorodnej fazy (gazowej lub ciekłej) w której zachodzi reakcja – mówimy wówczas o katalizie homogenicznej, jednorodnej i jednofazowej. Jeśli katalizator stanowi odrębną fazę w układzie reagującym to katalizowana reakcja przebiega na granicy faz i wówczas mamy do czynienia z katalizą niejednorodną

(heterogeniczną, wielofazową). Najczęściej katalizator jest wtedy ciałem stałym, reakcja zaś przebiega pomiędzy substancjami gazowymi.

Reakcje przyspieszane przez katalizatory heterogeniczne przebiegają poprzez kilka etapów, wśród których można wyróżnić [85]:

- transport substratów z wnętrza fazy ciekłej lub gazowej do powierzchni katalizatora – jest to etap najwolniejszy, kontrolowany przez szybkość dyfuzji, można go kontrolować przez zmianę szybkości mieszania (turbulencje),
- absorpcję substratów na powierzchni katalizatora – kontrolowany przez szybkość absorpcji,
- reakcję międzycząsteczkową substratów zaadsorbowanych na powierzchni katalizatora – etap ten kontrolowany przez szybkość reakcji powierzchniowych,
- desorpcję produktów reakcji z powierzchni katalizatora do wnętrza fazy – etap ten jest kontrolowany przez szybkość desorpcji,
- transport produktów reakcji od powierzchni katalizatora do wnętrza fazy – etap, podobny jak etap pierwszy, kontrolowany jest przez szybkość dyfuzji.

Na podstawie tak przeprowadzonej analizy można stwierdzić, iż poprawa ekologicznych i ekonomicznych parametrów pracy silników z zapłonem samoczynnym zależy przede wszystkim od poprawnej organizacji procesów spalania, które to w istotnym stopniu zależą od energii aktywacji i, z kolei od obecności katalizatora zwiększającego szybkość reakcji chemicznych. Korzystając z obecnego stanu wiedzy zastosowanie katalizatorów i dodatków o działaniu katalitycznym w silnikach spalinowych można przedstawić w postaci rys. 1.4 [89].

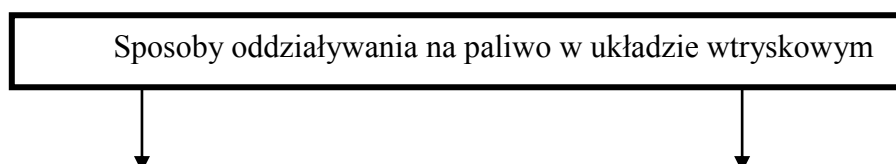


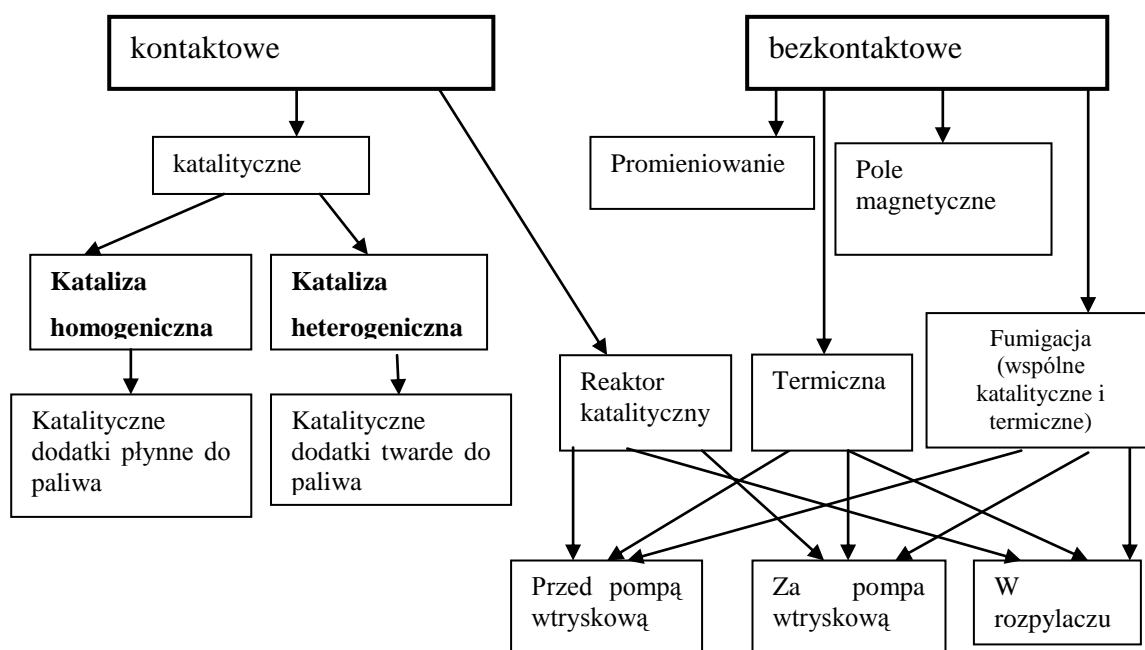
**Rysunek 1.4. Zastosowanie katalizatorów i dodatków o działaniu katalitycznym w silnikach spalinowych**

*Źródło: [89]*

Należy zwrócić uwagę na jeszcze jeden aspekt możliwości zastosowania katalizatorów w organizacji procesu roboczego tłokowych silników spalinowych.

Właściwości chemiczne paliw, stosowanych w silnikach z zapłonem samoczynnym w których najliczniejszą grupę stanowią węglowodory parafinowe można zmienić dzięki odwodornieniu parafin, a mianowicie w obecności katalizatora mogą zachodzić reakcje, w wyniku których parafiny przekształcają się w węglowodory grupy olefinowej  $C_nH_{2n}$  z wydzieleniem cząsteczki wodoru [14, 42, 63, 74, 75]. Z kolei wodór dzięki dużemu współczynnikowi dyfuzji, dużej zdolności do zapłonu i szybkości spalania oraz szerokim granicom palności mieszanki sprzyja zmniejszeniu okresu samozapłonu w warunkach panujących w komorze spalania. Biorąc pod uwagę te fakty, można stwierdzić, że odpowiednie przygotowanie paliwa w postaci zmiany jego parametrów fizyko – chemicznych może poprawić zarówno ekonomiczne jak i ekologiczne wskaźniki pracy silników z zapłonem samoczynnym (rys. 1.5) [52].





**Rysunek 1.5. Sposoby oddziaływania na paliwo (wstępna obróbka) w silniku spalinowym**

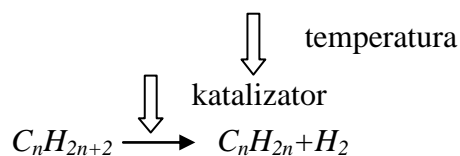
*Źródło: opracowanie własne*

Korzystna zmiana parametrów fizyko-chemicznych paliwa możliwa jest przez wstępną obróbkę paliwa przeprowadzoną bezpośrednio przed jego wtrysnięciem do komory spalania przy jednoczesnym podgrzewaniu i kontakcie paliwa z materiałem o działaniu katalitycznym w korpusie wtryskiwacza. Należy podkreślić, iż obróbka paliwa przed tłoczeniem w pompie wtryskowej czy przed wtryskiwaczem może w istotny sposób zmienić przebieg charakterystyki wtryskiwania paliwa. Wiąże się to właśnie z faktem zmian parametrów fizycznych, co może przyczynić się do zwiększenia przecieków w parach precyzyjnych aparatury wtryskowej oraz zmian falowych w przewodach wysokiego ciśnienia.

Analiza literatury przedmiotu badań pokazuje, że w dotychczas prowadzonych badaniach w ośrodkach naukowych w kraju i za granicą pozytywny efekt od zastosowania wstępnej termicznej obróbki paliwa nie zawsze był uzyskany [59, 60, 131]. Należy podkreślić, iż poprawa operacyjnych wskaźników pracy silników z ZS przy tym rodzaju wstępnej obróbki paliwa nastąpiła do pewnej granicy obciążeń (do 50%). Uzyskane wyniki dotyczą zastosowania podgrzewaczy paliwa przed pompą wtryskową i wtryskiwaczem, co jak już było wspomniano zmienia charakterystykę wtryskiwana paliwa. Z tego powodu zastosowanie wstępnej termicznej obróbki paliwa w połączeniu z obróbką katalityczną

bezpośrednio w korpusie wtryskiwacza przy pominięciu elementów precyzyjnych eliminuje wady przedstawionych wyżej rozwiązań.

W tym przypadku ogólny schemat wstępnej obróbki paliwa można przedstawić w sposób następujący [55, 89]:



Obecność wodoru we wtryskiwanym paliwie może, oprócz zjawisk chemicznych wpłynąć i na właściwości fizyczne. Tak na przykład okres opóźnienia samozapłonu zależny od czynników fizycznych wiąże się z dyfuzją i jej prędkością wzajemną paliwa, utleniacza i aktywnych zarodków reakcji [6]. Natomiast procesowi dyfuzji towarzyszy odparowanie paliwa ciekłego, matematyczny opis którego przedstawia się w postaci masowej prędkości odparowania kropli [113, 115]:

$$\frac{dm}{d\tau} = \pi Nu_D D_p d_k (p_s - p_0) = \int_0^\tau \frac{2Nu_D D_p}{\rho_{pal}} (p_s - p_0) d\tau \quad (1.8)$$

gdzie:  $Nu_D$  – kryterium Nusselta dla procesów dyfuzji,  $D_p$  – współczynnik dyfuzji par odniesiony do gradientu ciśnień parcyjnych,  $p_s$ ,  $p_0$  – parcyjalne ciśnienie par paliwa w pobliżu kropli o średnicy  $d_k$  i w otaczającym krople ośrodku,  $\rho_{pal}$  – gęstość paliwa.

Analizując zależność (1.8) można stwierdzić, że obecność cząsteczki wodoru w strudze rozpylonego paliwa może przyspieszyć proces odparowania paliwa ze względu na wysoką lotność wodoru, co implikuje większe wartości współczynnika dyfuzji w porównaniu z paliwami węglowodorowymi. Natomiast dokonując oceny energetycznej wodoru, z uwzględnieniem stosunku masy paliwa do utleniacza należy podkreślić, że posiada on 2,8 razy większą wartość opałową niż węglowodorowe paliwa ciekłe. Stechiometryczny stosunek ilości powietrza do wodoru podczas spalania wynosi 34,5:1 (dla ciekłych paliw węglowodorowych 14,7:1). Duży współczynnik dyfuzji wodoru w powietrzu zapewnia łatwe tworzenie jednorodnej mieszanki palnej [2, 99].

Reasumując tak przedstawione zagadnienie można stwierdzić, że poprawa operacyjnych i ekologicznych parametrów pracy silników z zapłonem samoczynnym w głównej mierze zależy od przebiegu fizycznych i chemicznych procesów podczas okresu opóźnienia samozapłonu, na który w pierwszej kolejności wpływa energia aktywacji. Z kolei korzystne zmniejszenie energii aktywacji reakcji utleniania paliw węglowodorowych podczas wtryskiwania paliwa do komory spalania można osiągnąć przy zastosowaniu

katalizatorów, zwiększenie efektywności których możliwe przy zwiększeniu turbulizacji i temperatury w strefie reakcji.

## **Rozdział II**

### **CEL I PROGRAM PRACY**

Dążenie do uzyskania najlepszych pod względem technicznym operacyjnych i ekologicznych parametrów pracy silników z zapłonem samoczynnym zmusza konstruktorów i eksploatorów do poszukiwania wszelkich możliwości do ograniczenia poziomu emisji związków toksycznych emitowanych z gazami wylotowymi oraz organizacji ekonomicznych procesów roboczych. Przede wszystkim wiąże się to z zastosowaniem elektronicznych układów sterujących procesem wtryskiwania paliwa, reaktorów katalitycznych i wszelkich urządzeń biernie wpływających na redukcję i utlenianie toksycznych składników gazów odlotowych. Należy podkreślić, że zastosowanie katalizatorów znalazło swoje miejsce w konstrukcji silników spalinowych wyłącznie w układach wydechowych, pomijając bardzo istotny aspekt wykorzystania materiałów o działaniu katalitycznym w aparaturze wtryskowej czy w komorze spalania. Natomiast w organizacji procesu roboczego tłokowych silników spalinowych właśnie katalizatory mogą odgrywać podstawową rolę zarówno w procesach

fizycznych jak i chemicznych tak w procesie wtryskiwania paliwa, jak i okresie opóźnienia samozapłonu i dalszych etapów procesu spalania.

Na podstawie przeprowadzonej analizy literatury przedmiotu badań można sformułować tezę pracy:

***poprawa ekologicznych i ekonomicznych parametrów silników z zapłonem samoczynnym możliwa jest przy zastosowaniu wstępnej katalitycznej i termicznej obróbki paliwa.***

Dla poparcia postawionej tezy zostały sformułowane następujące cele pracy:

1. Opracowanie koncepcji wstępnej obróbki paliwa bezpośrednio w korpusie wtryskiwacza silnika z zapłonem samoczynnym.
2. Przeprowadzenie kompleksowej analizy zastosowania wstępnej katalitycznej i termicznej obróbki paliwa w silnikach z pośrednim i bezpośrednim wtryskiwaniem paliwa.

Aby zrealizować tak postawione cele, program pracy obejmuje:

- przedstawienie i analizę zastosowania katalizatorów w układach wylotowych i w komorze spalania silników z zapłonem samoczynnym,
- analizę oddziaływania katalizatorów na fizyko – chemiczne procesy wtryskiwania i spalania paliwa,
- analizę zwiększenia oddziaływania katalizatorów przez zwiększenie temperatury przepływającego paliwa bezpośrednio w rozpylaczu silnika z zapłonem samoczynnym,
- przeprowadzenie badań symulacyjnych zaproponowanego układu katalityczno – termicznego w korpusie wtryskiwaczy czopikowych i wielootworowych,
- wybór rodzaju katalizatora i metod ich naniesienia na elementy wtryskiwaczy paliwowych,
- opracowanie koncepcji oraz wykonanie modeli fizycznych wtryskiwaczy czopikowych i wielootworowych z układem wstępnej katalityczno-termicznej obróbki paliwa,
- przeprowadzenie badań eksperymentalnych zaproponowanych rozwiązań konstrukcyjnych wtryskiwaczy paliwowych wyposażonych w układ wstępnej katalityczno-termicznej obróbki paliwa na stanowiskach probierczych i hamownianych,
- przeprowadzenie analizy uzyskanych wyników,
- określenie dalszych przyszłościowych prac dotyczących zastosowania wstępnej obróbki paliwa w tłokowych silnikach spalinowych.

## **Rozdział III**

### **ZASTOSOWANIE KATALIZATORÓW W SILNIKACH SPALINOWYCH**

#### **3.1. Katalizatory w układach wydechowych**

W układach wydechowych stosowane są reaktory katalityczne, zadaniem których jest utlenienie i redukcja toksycznych składników spalin [8].

Znane są pięć podstawowych rozwiązań systemów konstrukcyjnych katalitycznego oczyszczania spalin [44]. Każde z tych rozwiązań jest inne i dopasowane jest do konkretnego silnika, sposobu tworzenia mieszanki oraz wymagań dotyczących wartości poziomu emisji składników spalin. Należą do nich:

- katalizator trzyfunkcyjny z systemem regulacji składu mieszanki w układzie sprzężenia zwrotnego,
- katalizator trzyfunkcyjny w układzie z regulacją składu mieszanki bez obwodu sprzężenia zwrotnego,



- katalizator podwójny,
- katalizator utleniający,
- katalizator z doprowadzeniem powietrza wtórnego w czasie rozruchu.

Ze względu na sposób działania katalizatory oczyszczania spalin możemy podzielić na utleniające oraz wielofunkcyjne tzw. potrójnego działania.

Katalizatory utleniające były używane już w latach siedemdziesiątych XX wieku głównie w samochodach produkowanych w USA. W Europie nie znalazły one większego zastosowania, ze względu na ograniczenie ich działania, utleniacze tlenku węgla  $CO + O_2 \rightarrow CO_2$  i węglowodorów  $CH + O_2 \rightarrow CO_2 + H_2O$  [9].

Katalizatory wielofunkcyjne umożliwiają przemianę jednocześnie wszystkich trzech szkodliwych składników spalin: utleniania  $CO$  i  $CH$ , oraz redukcji  $NO_x$  [79].

Materiałem zastosowanym jako nośnik substancji katalitycznej jest tworzywo ceramiczne o mikrostrukturze plastra miodu, w formie cylindra o przekroju kołowym lub owalnym [17]. W przypadku silników o dużej mocy używa się konstrukcji metalowych jako nośnika, które szybciej osiągają temperaturę roboczą katalizatora.

Materiałem wyjściowym do produkcji nośników ceramicznych jest kordieryt, który jest krystaliczną masą składającą się z tlenku magnezu ( $MgO$ ), tlenku glinu ( $Al_2O_3$ ) oraz krzemionki ( $SiO_2$ ). Krzemian magnezowo – aluminiowy wyróżnia się wyjątkowo małą rozszerzalnością cieplną przy jednocześnie dużej żaroodporności. Istotnym czynnikiem w doborze materiału nośnika katalizatora jest temperatura, gdyż podczas eksploatacji znajduje się on w otoczeniu gorących spalin. Forma monolitu jest znormalizowana w postaci plastra miodu. Struktura zbudowana jest z licznych drobnych kanałów o przekroju kwadratowym, oddzielonych jedynie cienkimi ściankami, które biegną wzdłuż monolitu zgodnie z kierunkiem przepływu spalin. Wymieniona struktura przy względnie małej objętości reaktora umożliwia uzyskanie dużej powierzchni roboczej katalizatora [78].

Właściwy katalizator jest wytwarzany w przemyśle chemicznym, a następnie nakładany na powierzchnie plastrowego monolitu [80]. Składa się on głównie z platyny, rodu i palladu. Metale szlachetne, ze względu na specyficzne reakcje cieplne oraz wysoką odporność na kwasy nadają się na katalizatory działające w spalinach samochodowych. Najczęściej warstwą katalityczną jest kombinacja złożona z platyny, rodu i tlenków metali nieszlachetnych. Biorąc pod uwagę koszty i przydatność poszczególnych składników stosunek platyny do rodu wynosi 5:1, co jest korzystne ze względów ekonomicznych [65].

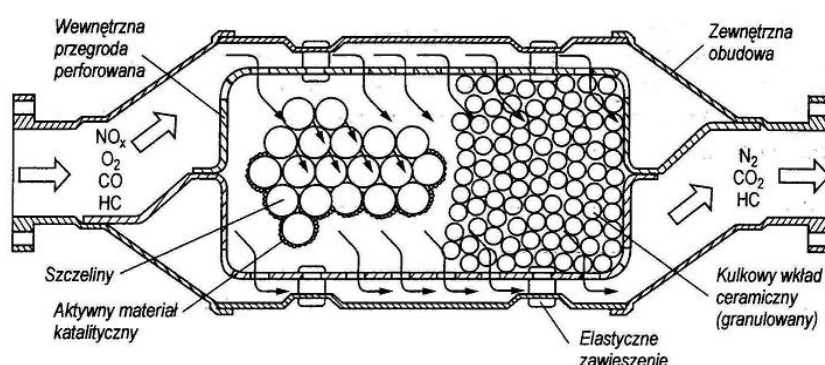
Można stosować pallad zamiast rodu jako metal towarzyszący platynie. Jednak takie rozwiązanie jest rzadziej stosowane, ponieważ pomimo obniżenia ceny układu oczyszczania

spalin może mieć niekorzystny wpływ na zachowanie pełnej skuteczności układu w dłuższym okresie eksploatacji [11].

Prowadzono także próby zastosowania metali nieszlachetny jako katalizatorów w samochodach, w celu obniżenia kosztów. Okazały się one jednak nieprzydatne ze względu na małą odporność na związki siarki znajdujące się w paliwie [77].

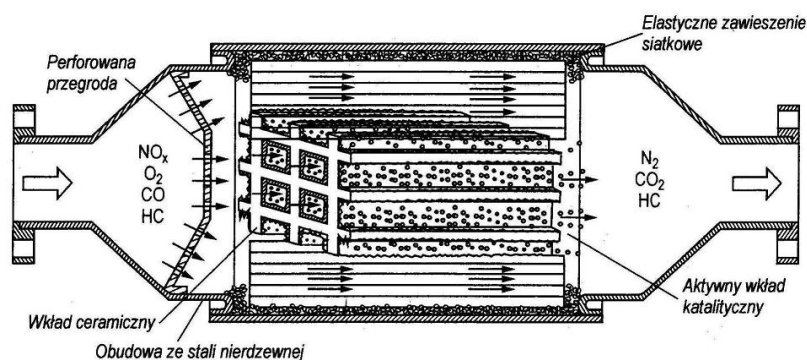
Ilość metali szlachetnych, zapewniająca nienaganną pracę danego katalizatora, wynosi średnio  $2\text{g}/\text{dm}^3$  objętości monolitu. Warstwa metali szlachetnych w postaci rozdrobnionej jest rozprowadzona na powierzchni ceramicznego monolitu przy użyciu specjalnego pokrycia [8]. Tworzy ono międzywarstwę, na której rozmieszcza się właściwą czynną warstwę katalityczną. Znajdują się w niej promotory, zadaniem których jest intensyfikacja działania katalitycznego metali szlachetnych. Masa właściwa warstwy zewnętrznej wynosi  $10 - 25\text{ g}/\text{m}^2$ , co oznacza około 7000 – krotnie zwiększenie powierzchni roboczej katalizatora. W odniesieniu do monolitu o objętości około  $1\text{ dm}^3$  oznacza to, że jego pierwotna powierzchnia robocza wynosząca zaledwie  $3\text{ m}^2$  została powiększona do wartości około  $20000\text{ m}^2$  [44].

Na rysunkach 3.1 – 3.3 przedstawiono schematy różnych rozwiązań reaktorów katalitycznych oraz ich budowę.



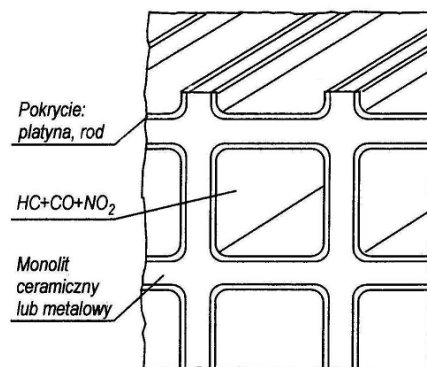
**Rysunek 3.1. Schemat ceramicznego katalizatora kulkowego**

Źródło: [104]



**Rysunek 3.2. Schemat monolitycznego katalizatora ceramicznego**

Źródło: [104]



**Rysunek 3.3. Schemat budowy układu katalizatora**

Źródło: [104]

W tabeli 3.1 porównano właściwości nośników metalowych i ceramicznych.

**Tabela 3.1. Porównanie niektórych właściwości nośników metalowych i ceramicznych**

Właściwości katalizatorów	metalowego	ceramicznego
Ilość cel	500	400
Długość [m]	0,1	0,1
Jednostkowa powierzchnia [ $m^2/m^3$ ]	3700	2100
Zawartość metali szlachetnych [ $g/dm^3$ ]	1,76	1,76
Średnica hydrauliczna [mm]	0,88	1,12
Stopień wypełnienia	0,73	0,69
Liczba Nusselta	3,00	3,66
Współczynnik przewodzenia [J/m s K]	14	1,675
Ciepło właściwe [J/kgK]	500	1089
Gęstość [ $kg/m^3$ ]	7300	2500

Źródło: [78]

W silnikach ZS stosowane są [67]:

- katalizatory Oxicat – utleniają *HC*, *CO*, aldehydy i organiczną frakcję rozpuszczalną *SOF*,
- katalizatory  $D_eNO_x$  – redukują tlenki azotu wraz z utlenianiem *CO*, *HC* i *SOF*,
- katalizatory czterofunkcyjne – jako układ katalizatora utleniającego i  $D_eNO_x$ ,
- filtry cząstek stałych.

Najbardziej popularnym reaktorem katalitycznym jest tzw. katalizator czterofunkcyjny [77, 78]. Podstawowy proces utleniania  $HC$  i  $CO$  jest realizowany na bazie metali szlachetnych z grupy platynowców, natomiast jednym ze sposobów efektywnego usuwania  $NO_x$  jest rozdzielanie procesów redukcji od utleniania. Układ reaktorów katalitycznych zawierających platynę, pallad, metal przejściowy i zeolit zmniejszają emisję tlenków azotu, które powstają w wysokiej temperaturze spalania [4]. Katalizator czterofunkcyjny jest układem katalizatora utleniającego i redukującego  $D_eNO_x$ . Warstwa pośrednia katalizatora utleniającego składa się z tlenku glinu  $Al_2O_3$  i tlenku tytanu  $TiO_2$ . Aktywnymi składnikami katalizatora są metale szlachetne platyna i pallad a do redukcji  $NO_x$  użyto związków z grupy zeolitów. Skład warstw ustala się przy [13]:

- optymalizacji ilości metalu szlachetnego naniesionego na warstwę aktywną części utleniającej katalizatora,
- doboru właściwego związku chemicznego w celu ograniczenia utleniania  $SO_2$ ,
- doboru katalizatora zeolitowego części redukującej  $NO_x$ .

Optymalne ilości platyny i palladu naniesione jako warstwa aktywna wynoszą odpowiednio 1,1 i 2,5 g/dm<sup>3</sup>. Konieczne jest stosowanie dodatku zmniejszającego utlenianie  $SO_2$  do  $SO_3$  [77].

W tabeli 3.2 przedstawiono skład oraz zawartość poszczególnych warstw katalizatorów.

**Tabela 3.2. Skład i zawartość poszczególnych warstw katalizatorów**

Rodzaj katalizatora	Metale szlachetne	Skład warstwy pośredniej	Dodatki
Katalizator utleniający	$Pt$ (0,003 – 2,5 g/dm <sup>3</sup> ) $Pd$ (0,3 – 3,5 g/dm <sup>3</sup> )	$TiO_2$ $Al_2O_3$	$K_2O$ , $Y_2O_3$ , $V_2O_5$ , $Cr_2O_3$ , $NiO$ , $K_2O$ $La_2O_3$ , $Pr_6O_{11}$ $V_2O_5$ , $NiO$
Katalizator $D_eNO_x$ .	$Pt$ : 3% udziału wagowego	$H - ZSM - 5$ ( $Si/Al$ .:40) $H - (Si/Al$ .:30) $H - ZSM - 5$ ( $Si/Al$ .:120) $H - ZSM - 5$ ( $Si/Al$ .:200) $H - ZSM - 5$ ( $Si/Al$ .:23,3)	
	$Pt$ : 3% udziału wagowego $Ir$ : 0,6% udziału wagowego	$Na - ZSM - 5$ ( $Si/Al$ .:23,3)	

*Źródło: [77]*

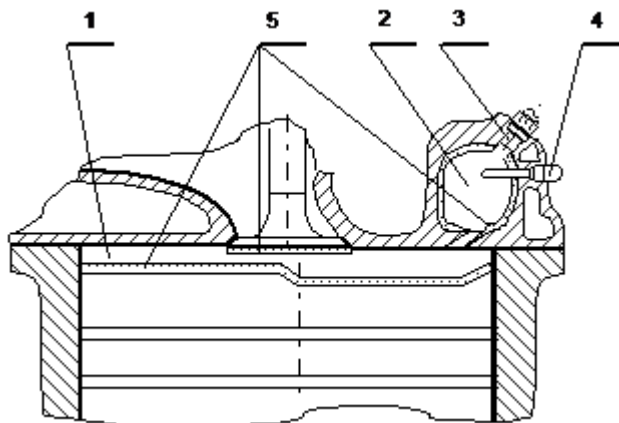
W niektórych reaktorach katalitycznych próbowano zastosować połączenie metali grupy platynowej z miedzią, chromem i niklem, co pozwalało na zmniejszenie poziomu emisji  $CO$  i  $C$  do około 30% [51].

### 3.2. Katalizatory w komorze spalania

Materiały o działaniu katalitycznym poza układem wydechowym mogą być stosowane w elementach komory spalania [55]. Jednak należy zauważyć, że są to prace, które jeszcze nie wyszły poza laboratoria naukowo – badawcze.

Najbardziej nadające się dla zastosowania efektu katalitycznego są dzielone komory spalania, w których dzięki niskiemu współczynnikowi nadmiaru powietrza oraz odpowiednio wyższej koncentracji paliwa w spalającej się mieszance występuje większa temperatura [81, 93, 111]. Przepływ spalającej się mieszanki z dodatkowej komory spalania sprzyja tworzeniu się wysokoturbulentnego strumienia, który umożliwia wzajemne oddziaływanie spalającego się paliwa ze ściankami kanału łączącego, pokrytego katalizatorem, co zwiększa jego oddziaływanie [16].

Na rysunku 3.4 przedstawiono wirową komorę spalania silnika ZS firmy Opel typu „Ricardo Comet” [43].



**Rysunek 3.4. Wirowa komora spalania silnika ZS firmy Opel typu Ricardo – Comet**

*Źródło: [43]*

W tym rozwiązaniu katalizator w postaci platyny został naniesiony na elementy konstrukcyjne silnika takie jak: powierzchnia tłoka (1), powierzchnia komory wirowej (2), (3), świecy żarowej (4), tarczy zaworu wydechowego (5). Grubość warstwy katalizatora (platyny) wynosiła 0,09 – 0,034 mm. Wyniki badań przy zastosowaniu komór dzielonych z reaktorem są następujące [43]:

- zmiany koncentracji cząstek stałych nie były widoczne,
- emisja  $CH$  wzrosła przy małych obciążeniach i zmniejszała się przy większych od 60%,
- przy niskich obciążeniach emisja  $CO$  delikatnie ulegała zwiększeniu, natomiast przy wyższym obciążeniu zmniejszała się emisja  $NO_x$ .

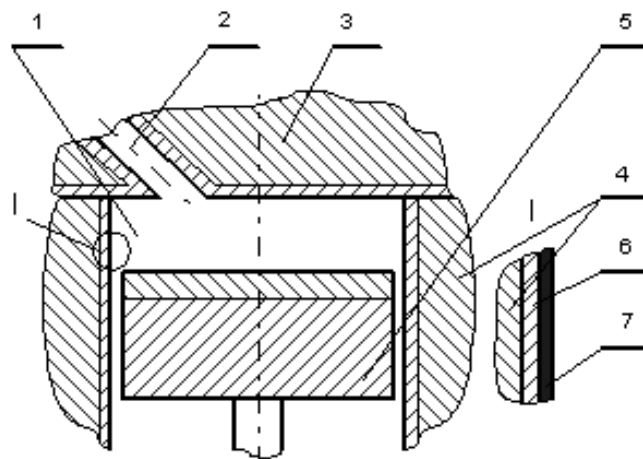
Na przedstawione wyniki badań wpływ miała obecność komory wirowej, gdzie zachodzi spalanie przy  $\lambda < 1$ .

Firmy „Ricardo Consulting Engineers” oraz „Johnson Matthey” przeprowadziły próby badawcze przy użyciu wysokoprężnego silnika jednocylindrowego. Materiał katalityczny w postaci platyny, palladu i rodu umieszczono na powierzchni komory wirowej. Wyniki badań były następujące [30]:

- charakterystyki roboczego procesu silnika nie uległy zmianie,
- zaobserwowano zmniejszenie emisji  $HC$  i  $NO_x$ ,
- zaobserwowano niewielki wzrost  $CO$ .

Pierwsze próby umieszczenia katalizatora w komorze spalania w systemie bezpośredniego wtrysku paliwa zastosowała amerykańska firma „Chicago and Eastern Illinois” w silniku wysokoprężnym lokomotywy spalinowej EMD – 567 – C. Katalizator został nałożony na denko tłoka, talerze zaworów i na głowicę silnika. Składał się on głównie z mieszanki tlenków metali ziem rzadkich. W trakcie eksploatacji (70000 mil) zaobserwowano zmniejszenie zużycia paliwa i zmniejszenie wydzielania węglowodorów o 40%. Nie zaobserwowano natomiast odkładania się sadzy na powierzchni komory spalania [55].

W pracach [55, 57] zaproponowano miejsca, w których można nałożyć powłokę katalityczną w silniku z bezpośrednim wtryskiem paliwa. Należy podkreślić, że takie rozwiązanie nie zmienia jego podstawowej konstrukcji (rys. 3.5).



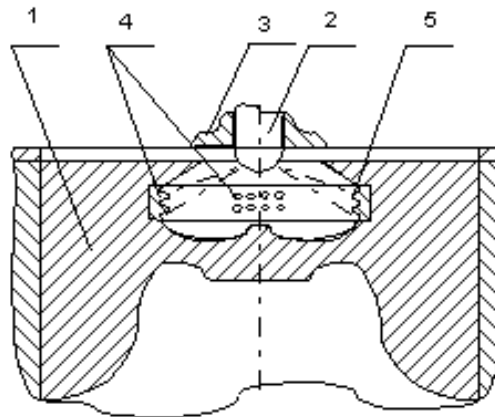
### **Rysunek 3.5. Miejsca w których można zastosować katalizator w silniku z bezpośrednim wtryskiem paliwa**

*Źródło: [57]*

Katalizator w komorze spalania (1) nanosi się na elementy tłoka (5), głowicę (3), tuleję (4) i otwór wtryskiwacza (2). Nośnikiem może być warstwa termoizolacyjna (6) w celu zwiększenia efektywności katalizatora (7).

W pracy [28] informuje się, że komorę silnika *M50* pokryto tlenkiem ceru na podłożu z niklu. Badania wykazały, że dzięki zastosowaniu tego rodzaju katalizatora obniżono zadymienie spalin.

W celu powiększenia powierzchni kontaktowej można stosować wewnątrz komory spalania różnego rodzaju wklęsłości lub występy [55]. Drugim ich zadaniem jest wywołanie turbulizacji ładunku w komorze spalania (rys. 3.6).



### **Rysunek 3.6. Wklęsłości i występy w komorze spalania silnika w celu zwiększenia powierzchni kontaktu**

*Źródło: [55]*

Zastosowanie tego rozwiązania podwyższa jednostkową powierzchnię pokrytą katalizatorem dzięki czemu zwiększa współdziałanie mieszanki paliwowo – powietrznej z powierzchnią powłoki.

W pracy [38] zastosowanie katalizatora w komorze spalania ograniczyło się do naniesienia mieszaniny platynowo – rodowej na świecę żarową silnika VW 1,9 TDI. Warstwę aktywną naniesiono na cyrkonową powłokę ceramiczną umożliwiającą rozwinięcie powierzchni katalizatora oraz spełniającą rolę lokalnej bariery termicznej. Wyniki badań wykazały znaczne obniżenie poziomu emisji wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych – na biegu jałowym do 87%, pod obciążeniem do 62%.

### **3.3. Katalizatory w aparaturze wtryskowej**

Jak do tej pory w aparaturze wtryskowej silników z zapłonem samoczynnym katalizatory nie znalazły swojego zastosowania. Jednak przeprowadzona analiza dotycząca procesów spalania oraz zastosowanie materiałów o działaniu katalitycznym w komorze spalania i układzie wydechowym świadczą o dużych możliwościach katalizatorów i w układach wtryskowych [50]. Znany kierunek poprawy ekologicznych i ekonomicznych parametrów pracy silników spalinowych: „spalanie” → „oczyszczanie spalin” należy uzupełnić i uwzględnić tym „co spalamy”, ponieważ organizacja procesu roboczego – „spalanie” (czy jak spalamy) jest bezpośrednio związana z parametrami fizyko – chemicznymi paliwa (co spalamy). Więc w tym przypadku należy ogólny zarys prac nad zwiększeniem efektywności i zmniejszeniem toksyczności silników spalinowych przedstawić jako: „paliwo” → „spalanie” → „oczyszczanie spalin”.

Jak było wspomniano wcześniej, pojęcie „co spalamy” można dla paliw węglowodorowych przedstawić w postaci wstępnej termicznej i katalitycznej obróbki, odbywającej się bezpośrednio w korpusie wtryskiwacza [64].

Procesy wstępnej obróbki paliwa w celu zmiany jego parametrów fizycznych i chemicznych można rozpatrywać według schematu przedstawionego na rys. 1.5. W kontaktowych sposobach obróbki przewiduje się stosowanie metod homo – i heterogenicznego oddziaływania z udziałem płynnych i twardych dodatków w postaci domieszek katalitycznych. W tym przypadku katalizator występuje w przyspieszeniu odpowiednich reakcji po czym usuwa się wraz z produktami spalania do otoczenia. Bardziej ekonomicznym jest zastosowanie metod które nie powodują strat materiałów eksploatacyjnych (katalizatorów i in.) a przyczyniają się do uzyskania pożądanego efektu. Jak wskazują wyniki badań prowadzonych w kraju i za granicą, sposoby wstępnej obróbki paliwa w polu magnetycznym czy elektromagnetycznym nie przyczyniają się do poprawy ekonomicznych i ekologicznych wskaźników pracy silników. To samo dotyczy i metod z wykorzystaniem zjawisk promieniowania, podczas których zachodzi zmiana takich parametrów paliwa jak na przykład lepkość kinematyczna, ale ostateczne wyniki nie upoważniają do stwierdzenia pozytywnego efektu podczas pracy silnika spalinowego [121, 124, 126, 130].

Analiza dostępnej literatury naukowo-badawczej wskazuje, że spośród ewentualnych sposobów na zmianę parametrów fizycznych paliwa przed jego rozpylaniem do komory spalania jest metoda termiczna [87]. Spalanie podgrzanego paliwa umożliwia sterowanie początkowym okresem spalania, a tym samym pozwala na obniżenie maksymalnych ciśnień

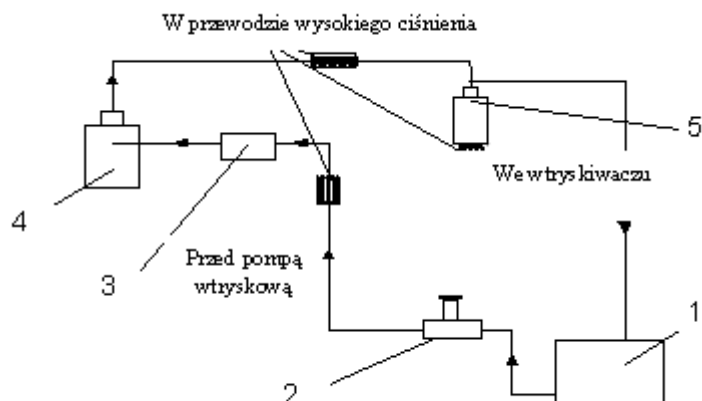


w komorze spalania oraz prędkości ich narastania, ponadto powoduje obniżenie hałaśliwości oraz wzrost trwałości silnika.

Jak wykazują wyniki badań poprzez podgrzanie paliwa do 230°C można osiągnąć wyraźne zmniejszenie szybkości narastania ciśnienia w cylindrze, ponadto występuje spadek zadymienia spalin oraz zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa. Podwyższenie temperatury paliwa przyspiesza reakcje krakingowania paliwa w komorze spalania oraz z uwagi na skrócenie czasu nagrzewania się paliwa powoduje skrócenie okresu opóźnienia samozapłonu.

Wtryskiwanie wstępnie podgrzanego paliwa do komory spalania silnika powoduje także znaczne zmniejszenie nierównomierności maksymalnego ciśnienia spalania w cylindrach, zatem praca silnika jest bardziej równomierna. Przy stosowaniu podgrzanego paliwa obserwuje się obniżenie intensywności emisji szkodliwych związków do atmosfery. Wiąże się to z faktem, iż poziom emisji związków toksycznych w spalinach, a w szczególności sadzy, związany jest z procesem schładzania płomienia przez zimne paliwo wtryskiwane do komory spalania. Dodatkowym powodem zmniejszenia ilości sadzy jest zwiększenie prędkości spalania oraz skrócenie okresu spalania podgrzanego paliwa w związku z czym wydłuża się okres ewentualnego dopalania sadzy w komorze spalania.

Badania w tym kierunku odbywały się w kraju (zespół prof. M. Kowalczyka) [59] i za granicą (przeważnie w byłym ZSSR) [25, 114, 129, 131] w których realizowano różnorakie sposoby podgrzewania paliwa. Na rys. 3.7 podano ewentualne sposoby na podgrzewanie paliwa w układzie wtryskowym silników z zapłonem samoczynnym. Najczęściej wykorzystywano podgrzewanie paliwa w zbiorniku przez instalację podgrzewaczy elektrycznych (rys. 3.8), w niektórych metodach stosowano energię odpadową gazów spalinowych.

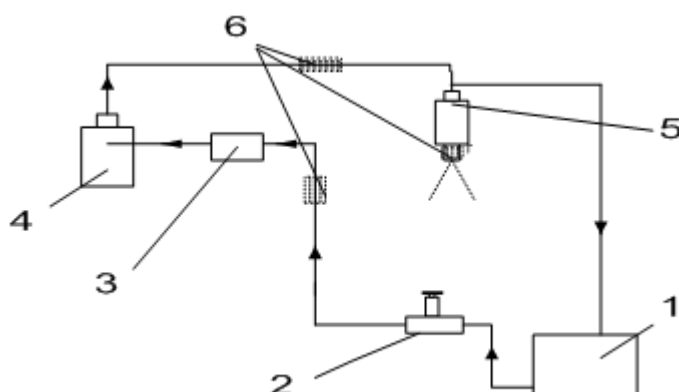


**Rysunek 3.7. Miejsca instalacji układów podgrzewania paliwa w aparaturze wtryskowej silnika z zapłonem samoczynnym**

**1 – zbiornik; 2 – pompa zasilająca; 3 – filtr; 4 – pompa wtryskowa; 5 – wtryskiwacz; 6 – miejsca instalacji podgrzewaczy**

*Źródło: [57]*

Przy takim sposobie termicznego oddziaływania na paliwo możliwe jest uzyskanie prawie każdej temperatury jednak należy liczyć się z faktem, że para tłocząca pompy wtryskowej będzie pracowała w innych warunkach przy zmianie lepkości i gęstości paliwa. Eliminacja tego problemu możliwa jest przy zastosowaniu układu grzejnego w przewodzie wysokiego ciśnienia, jednak i w tym przypadku należy liczyć się z możliwością zmiany ciśnienia w przewodach i charakterystyki wtryskiwania paliwa.



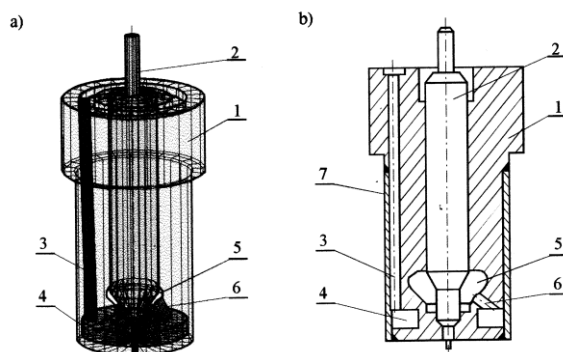
**Rysunek 3.8. Schemat podgrzewania paliwa w zbiorniku**  
**1 – zbiornik paliwowy; 2 – pompa zasilająca; 3 – filtr; 4 – zbiornik grzewczy;**  
**5 – element grzewczy instalacji elektrycznej; 6 – pompa wtryskowa;**  
**7 – wtryskiwacz; 8, 9 – termometry**

*Źródło: [57]*

Potwierdzeniem tego są wyniki dotychczas przeprowadzonych badań, w których nie uzyskano spodziewanego efektu w całym zakresie obciążeń silnika. Należy podkreślić, że podczas pracy silnika zasilanego podgrzewanym przed pompą wtryskową czy wtryskiwaczem paliwa uzyskano częściową poprawę parametrów pracy silnika, jednak dotyczyło to tylko niektórych warunków pracy a otrzymane wyniki nie wskazywały na stabilność ich osiągnięcia [131]. Oprócz tego, rejestracja wykresu indykatorowego i charakterystyki wtryskiwania paliwa wykazała wyraźną zmianę w stosunku do tych wykresów konwencjonalnego silnika. Właśnie tym faktem można wyjaśnić zaniechanie zastosowania wstępnej termicznej obróbki paliwa w silnikach z ZS, chociaż wielu autorów podkreśla możliwości poprawy ich pracy przy takim to sposobie oddziaływania na fizyczne parametry paliwa.

Eliminowanie niepożądanego wpływu na pracę par precyzyjnych czy ostatecznego ciśnienia w przewodach wysokiego ciśnienia możliwe jest przy podgrzewaniu paliwa bezpośrednio przed jego wtryskiwaniem do komory spalania w korpusie wtryskiwacza, ale metoda ta z wykorzystaniem podgrzewaczy elektrycznych też nie znalazła się w rozwiązaniach konstrukcyjnych aparatury wtryskowej. Wiąże się to z faktem praktycznego braku miejsca na instalację elementów grzewczych we wtryskiwaczu oraz skomplikowaniu całej konstrukcji zarówno wtryskiwaczy jak i odpowiedniego układu podgrzewania [55].

Jednak rozwiązanie to jest możliwe. W konstrukcji wtryskiwaczy paliwowych stosowano układy chłodzenia rozpylaczy. Jako czynnik chłodzący wykorzystywano wodę, emulsję czy paliwo [126, 130]. Podstawowy pomysł na realizację wstępnej termicznej obróbki paliwa jest związany właśnie z wykorzystaniem układu chłodzenia wtryskiwaczy z tym, że dla podgrzewania wykorzystuje się energię cieplną korpusu rozpylacza kontaktującego z gorącymi gazami w komorze spalania a czynnikiem chłodzącym jest wtryskiwane paliwo [52, 53]. W tym przypadku spełnione zostają dwa warunki – chłodzenie rozpylacza przez układ chłodzenia, który jednocześnie występuje jako układ podgrzewania paliwa. Podstawowym problemem w takim to rozwiązaniu jest usytuowanie układu chłodzenia rozpylacza – podgrzewania paliwa. Najbardziej odpowiada takim warunkom wtryskiwacz czopikowy, którego konstrukcja umożliwia usytuowanie odpowiednich kanałów proponowanego wspólnego układu. Na rysunku 3.9 przedstawiono schemat rozmieszczenia układu podgrzewania paliwa w korpusie wtryskiwacza.



**Rysunek 3.9. Schemat (a) i przekrój (b) rozmieszczenia układu podgrzewania paliwa w korpusie rozpylacza czopikowego**  
**1 – korpus; 2 – iglica; 3 – kanał doprowadzający; 4 – kanał pierścieniowy; 5 – komora paliwowa podiglicowa; 6 – kanał łączący; 7 – płaszcz**  
*Źródło: [57]*

W proponowanym rozwiązaniu paliwo od pompy wtryskowej przechodzi kanałem doprowadzającym 3 do kanału pierścieniowego 4 i dalej kanałem 6 do komory paliwowej 5. Kanał pierścieniowy 4 jest usytuowany w dolnej części korpusu rozpylacza i dzięki temu paliwo przepływające tą drogą odbiera ciepło od najbardziej nagrzanej części rozpylacza i w innym stanie termodynamicznym rozpyla się do komory spalania silnika. Należy podkreślić, że przy takim rozmieszczeniu układu grzewczego całkowicie eliminuje się niekorzystny wpływ zmiany parametrów fizycznych paliwa na pracę pary precyzyjnej: korpus wtryskiwacza – iglica [21, 26, 33, 34, 98].

Układ podgrzewania paliwa może być stosowany zarówno z istniejącym układem doprowadzenia paliwa do otworu rozpylającego, jak i samodzielnie.

Jak przedstawiono na rys. 1.5. do bezkontaktowych sposobów oddziaływania na paliwo w silnikach spalinowych zaliczamy obróbki: katalityczną oraz fumigację. Z punktu widzenia uzyskania lepszych pod względem technicznych parametrów pracy silników spalinowych jest to możliwe przy zwiększeniu prędkości wstępnych reakcji chemicznych w paliwie w procesie zwłoki zapłonu. Z kolei prędkość tych reakcji zależy od składu elementarnego i strukturalnego paliwa. Dla paliw stosowanych w silnikach z zapłonem samoczynnym największą grupę stanowią węglowodory grupy parafinowej, w której atomy węgla związane są pojedynczo a wszystkie jednostki walencyjne nasycone są atomami wodoru według wzoru  $C_nH_{2n+2}$  [39, 42]. Z uwagi na zwiększenie wstępnych reakcji chemicznych pożądanym było by zmodyfikowanie węglowodoru parafinowego do postaci w której występował by niezwiązany wodór, do właściwości którego między innymi należy duży współczynnik dyfuzji w powietrzu oraz dużej zdolności do zapłonu i szybkości spalania [101]. Jak już



wspomniano wcześniej, modyfikacja węglowodorów parafinowych jest możliwa podczas reakcji odwodornienia w postaci  $C_nH_{2n+2} \rightarrow C_nH_{2n} + H_2$ . przy czym zachodzą te reakcje przy kontakcie węglowodorów parafinowych z materiałem o działaniu katalitycznym. Realizacja tego procesu jest możliwa przez wprowadzenie do paliwa dodatków katalitycznych lub przy zastosowaniu dodatkowego urządzenia – katalizatora w układzie wtryskowym. Należy podkreślić, że reakcje te przyspieszane są w warunkach wyższych temperatur. A więc nowy pozytywny efekt związany ze zwiększeniem parametrów efektywności pracy silnika może być uzyskany przy jednoczesnym oddziaływaniu katalizatorów i podwyższonej temperatury paliwa.

Katalityczna obróbka paliwa w kombinacji z termiczną może być realizowana we wtryskiwaczach czopikowych przy usytuowaniu katalizatora w układzie chłodzenia rozpylacza, natomiast we wtryskiwaczach wielootworowych na nieprecyzyjnej części iglicy [45, 49, 88, 89].

## **Rozdział IV**

### **ZJAWISKA CIEPLNE ZACHODZĄCE W KORPUSIE**

#### **WTRYSKIWACZA**

##### **4.1. Zjawiska cieplne zachodzące w korpusie wtryskiwacza czopikowego**

Termiczno – katalityczna obróbka paliwa we wtryskiwaczach silników z ZS warunkuje wybór materiału o działaniu katalitycznym. W tym celu należy określić temperaturę roboczą elementów rozpylaczy, na które będzie naniesiony katalizator.

Do obliczenia zjawisk cieplnych zachodzących we wtryskiwaczu paliwowym należy opracować model fizyczny, opisujący zjawiska zachodzące we wtryskiwaczu, a następnie matematyczny, określający te zjawiska [57].

Model fizyczny odpowiada rzeczywistemu układowi pod względem istotnych cech. Model taki powstaje w wyniku przeprowadzenia uproszczeń dla umożliwienia analizy układu rzeczywistego [66]. Modelowanie na tym etapie jest bardzo ważne, ponieważ poprawne przyjęcie założeń decyduje o zgodności otrzymanych obliczeń z wynikami pomiarów. Zbyt uproszczony model nie odzwierciedla układu rzeczywistego, natomiast zbyt złożony powoduje trudności w późniejszych etapach modelowania [96].

Główne założenia upraszczające polegają na [88]:

- uproszczeniu kształtu geometrycznego układu rzeczywistego,
- założeniu jednorodności materiału poszczególnych elementów układu,
- przyjęciu pewnych elementów jako idealnie sztywnych, nieważkich liniowych charakterystykach właściwości fizycznych,
- przyjęciu, że wielkości parametrów fizycznych są niezmiennie w czasie,
- pominięciu mało istotnych oddziaływań wewnętrznych między poszczególnymi elementami rozpatrywanego układu,
- inne założenia w zależności od konkretnego przypadku.

Modelowanie dyskretne (dyskredytacja) polega na zastąpieniu elementów modelu fizycznego o parametrach ciągłych, elementami, których parametry mają charakter skupiony. Równania różniczkowe opisujące ruch modeli dyskretnych są równaniami prostymi do rozwiązania metodami komputerowymi.

Modelem matematycznym nazywamy równania opisujące model dyskretny. Równania uzależniają sygnał wyjściowy (odpowiedź układu) od sygnału wejściowego (wymuszenia działającego na układ). Dla układów liniowych są to równania liniowe.

Program komputerowy jest zestawem wzorów i algorytmów służących do obliczeń. Danymi do programu są parametry określające właściwości geometryczne i fizyczne modelu dyskretnego oraz działające na niego obciążenia. Systemy obliczeniowe oparte na metodzie elementów skończonych powinny mieć kilka zasadniczych cech:

- wszechstronność przy rozwiązywaniu różnorodnych problemów,
- ekonomiczność gospodarowaniu pamięcią,
- możliwość rozwoju i przystosowania do nowych zagadnień,
- zdolność do adaptacji do różnych komputerów.

Eksploatacja zweryfikowanego programu jest udogodnieniem, ponieważ dzięki niej istnieje możliwość pominięcia pewnych etapów modelowania. Zautomatyzowanie wielu czynności badania właściwości dynamicznych ogranicza czynności użytkownika do przygotowania danych na podstawie instrukcji programu.

Po otrzymaniu wyników rezultaty są porównywane z wzorcowymi, otrzymanymi w badaniach i pomiarach lub innymi metodami obliczeniowymi. Niezgodność wyników powoduje konieczność weryfikacji poszczególnych modeli i poprawy błędów w przygotowaniu danych. W odniesieniu do wtryskiwaczy paliwowych zjawiska fizyczne można przedstawić w następujący sposób.

Podczas procesu roboczego gorące spaliny podgrzewają końcówkę wtryskiwacza umiejscowioną bezpośrednio w komorze spalania [23]. Ciecz chłodząca opływa kanały w korpusie rozpylacza, odbiera część ciepła, po czym zostaje wtrysnięta do komory spalania. W wyniku cyklicznej pracy układu wtryskowego paliwo przez pewien czas przemieszcza się w kanale z określoną prędkością. Proces podgrzewania paliwa dzieli się na dwie fazy:

- fazę przestoju w kanale,
- fazę przemieszczenia w kanale.

Czas trwania każdej z faz może być różny w zależności od dawki cyklicznej paliwa i prędkości obrotowej wału korbowego. Podczas każdej z faz następuje nagrzewanie paliwa. Przyrost temperatury zależy głównie od różnicy temperatury ścianki kanału rozpylacza i temperatury początkowej paliwa na wejściu do poszczególnych odcinków kanału, których długość stanowią wysokości walców odpowiadających objętością dawek jednostkowych. W zależności od obciążenia liczba odcinków potrzebnych do wypełnienia całego kanału o określonej długości jest różna. Proces nagrzewania odbywa się na każdym z odcinków, przy czym temperatura końcowa na pierwszym odcinku kanału jest równa sumie temperatury początkowej paliwa i przyrostom temperatury po fazie przestoju i fazie przemieszczenia. Temperaturę wejściową na drugim odcinku kanału stanowi temperatura końcowa z odcinka pierwszego. Sytuacja powtarza się cyklicznie do momentu opuszczenia kanału przez przemieszczającą się dawkę paliwa. Temperaturę końcową paliwa na wyjściu z kanału stanowi jej wartość na wyjściu z ostatniego odcinka.

Schemat rozpylacza czopikowego z układem wstępnej obróbki paliwa przedstawiono na rysunku 4.1.





Objętość słupka paliwa na długości  $l$ :

$$v = lF [\text{m}^3] \quad (4.6)$$

Prędkość paliwa w kanale wynosi:

$$u = \frac{v}{F\tau} [\text{m/s}] \quad (4.7)$$

Liczba Reynoldsa:

$$Re = \frac{2ru}{\nu} \quad (4.8)$$

Liczba Prandtla dla paliwa wpływającego do odcinka kanału:

$$Pr_{\dot{s}ci} = \frac{v_{\dot{s}ci}c\gamma}{\lambda} \quad (4.9)$$

Liczba Prandtla dla paliwa wpływającego do odcinka kanału:

$$Pr = \frac{vc\gamma}{\lambda} \quad (4.10)$$

Współczynnik oddawania ciepła przy przepływie przez kanał:

$$\alpha_i = 0,021 \frac{\lambda \varepsilon l}{r} Re^{0,8} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{\dot{s}ci}} \right)^{0,25} \quad (4.11)$$

Współczynnik uwzględniający geometrię układu:

$$\eta = \frac{l}{r} \quad (4.12)$$

Współczynnik uwzględniający właściwości fizyczne paliwa przy przepływie:

$$\beta_i = \frac{\alpha_i}{c\gamma u} \quad (4.13)$$

Współczynnik uwzględniający wymianę ciepła między ścianką rozpylacza i paliwem wpływającym do kanału:

$$\Theta = 0,9993e^{-2\eta\beta} \quad (4.14)$$

Temperatura paliwa po przepływie przez  $i$  – ty odcinek kanału:

$$T_{dyni} = T_{\dot{s}ci} - \Theta(T_{\dot{s}ci} - T_{pi}) [K] \quad (4.15)$$

Ilość ciepła dostarczonego do paliwa podczas jego przestoju w kanale grzewczym rozpylacza:

$$Q = kf(T_{\dot{s}ci} - T_{pi})(T - \tau) \quad (4.16)$$

Masa dawki jednostkowej paliwa:

$$m = v\gamma [\text{kg}] \quad (4.17)$$

Przyrost temperatury paliwa podczas przestoju na  $i$  – tym odcinku kanału:

$$\Delta T_i = \frac{Q_i}{mc} [\text{K}] \quad (4.18)$$

Temperatura końcowa paliwa na wyjściu z  $i$  – tego odcinka kanału:

$$T_{ki} = T_{dyni} + \Delta T_i [\text{K}] \quad (4.19)$$

Przyrost temperatury paliwa na całej długości kanału:

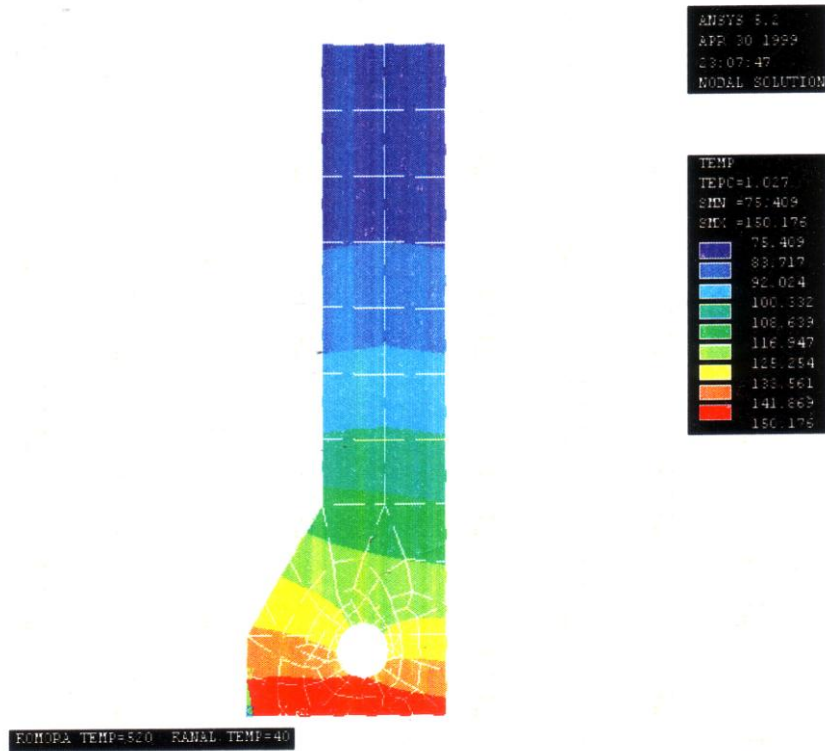
$$\Delta T_k = T_{kj} - T_p [\text{K}] \quad (4.20)$$

W wyniku tak przedstawionego modelu matematycznego, przy rozwiązaniu zestawu równań opisujących zjawisko podgrzewania paliwa w kanale chłodzącym przyjęto następujące założenia:

- kanał chłodzący rozpylacza rozwinięto jako dwa prostoliniowe odcinki uwzględniające warunki obciążenia silnika,
- kanał zapełnia  $j = 4 - 16$  dawek jednostkowych dzieląc go na tyle samo odcinków,
- gęstość paliwa jest stała,
- kąt wtrysku jest stały,
- ciepło właściwe cieczy jest stałe,
- współczynnik przewodzenia ciepła jest stały,
- temperatura paliwa na styku ze ścianką rozpylacza jest równa temperaturze ścianki.

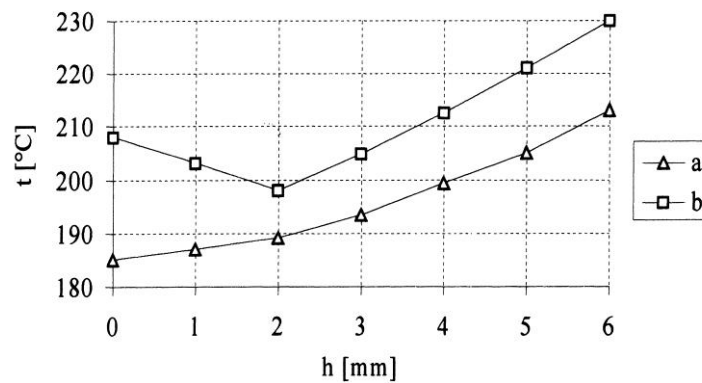
Ilość przeliczeń jest równa ilości odcinków „ $i$ ” wypełniających kanał.

W celu określenia temperatury korpusu wtryskiwacza wykorzystano metodę elementów skończonych (program NASTRAN) [88, 89]. Przykładowy rozkład temperatur w zależności od temperatury w komorze spalania (stopnia obciążenia) przedstawiono na rysunku 4.2.



**Rysunek 4.2. Rozkład temperatur w korpusie wtryskiwacza czopikowego przy wykorzystaniu metody elementów skończonych**  
Źródło: [88]

Natomiast dla uwzględnienia temperatury iglicy posłużono się danymi eksperymentalnymi z pracy [57] – rysunek 4.3.



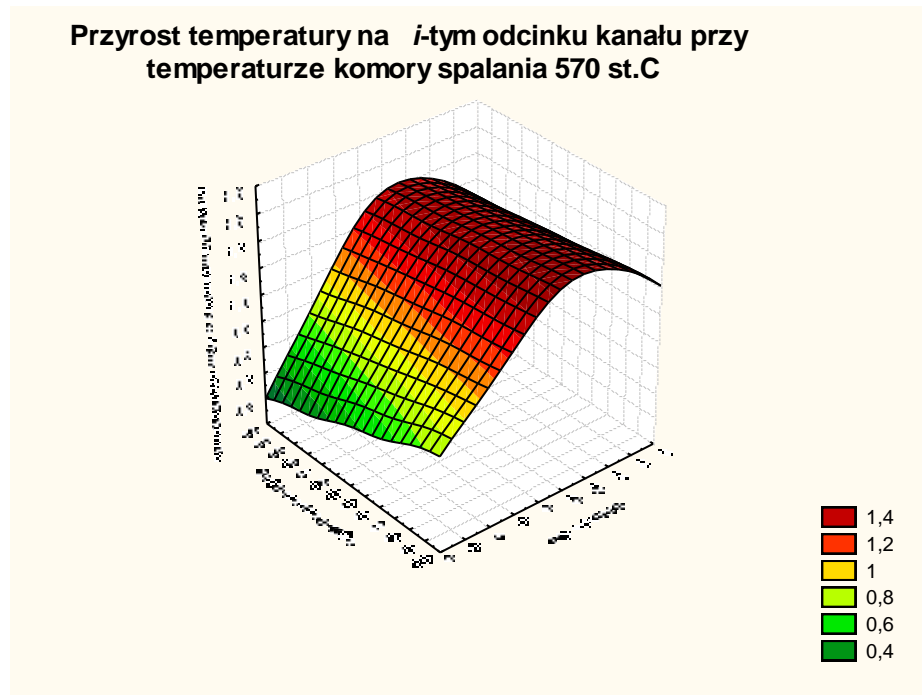
**Rysunek 4.3. Temperatura iglicy rozpylacza w zależności od odległości  $h$  od głowicy:**  
a) z osłoną cieplną, b) bez osłony  
Źródło: [57]

**Tabela 4.1. Przykładowe wyniki badań analitycznych paliwa (temperatura paliwa na wejściu 40 °C i temperatura komory spalania 570 °C).**

i	$R_e$	$t_{\dot{s}ci}$	$t_{pi}$	$v_{\dot{s}ci}$	$v$	$r_{\dot{s}ci}$	$r$	$\alpha$	$\beta$	$\Theta$	$t_{dyni}$	$Q$	$t_{ki}$	$\Delta t_{ki}$
1	340,9	79	40	3E-06	6E-06	38,89	68,99	1526,1	0,00009	0,9937	40,25	0,0096	40,79	0,79
2	340,9	80	40,79	3E-06	6E-06	38,89	68,99	1526,1	0,00009	0,9937	41,04	0,0097	41,59	0,80
3	340,9	83	41,59	3E-06	6E-06	35,12	68,99	1565,5	0,00009	0,9935	41,86	0,0102	42,44	0,85
4	340,9	86	42,44	3E-06	6E-06	35,12	68,99	1565,5	0,00009	0,9935	42,72	0,0107	43,33	0,89
5	340,9	90	43,33	3E-06	6E-06	35,12	68,99	1565,5	0,00009	0,9935	43,63	0,0115	44,24	0,91
6	340,9	95	44,24	3E-06	6E-06	27,60	68,99	1662,7	0,001	0,9932	44,59	0,0125	45,24	1
7	340,9	102	45,24	3E-06	6E-06	27,60	68,99	1662,7	0,001	0,9932	45,63	0,014	46,34	1,10
8	340,9	108	46,34	3E-06	6E-06	23,83	68,99	1724,8	0,001	0,9929	46,77	0,0152	47,57	1,23
9	340,9	110	47,57	3E-06	6E-06	23,83	68,99	1724,8	0,001	0,9929	48,01	0,0154	48,87	1,30
0	340,9	110	48,87	3E-06	6E-06	23,83	68,99	1724,8	0,001	0,9929	49,30	0,0151	58,18	1,30
1	340,9	110	50,18	3E-06	6E-06	23,83	68,99	1724,8	0,001	0,9929	50,60	0,0147	51,45	1,28
2	340,9	110	51,45	3E-06	6E-06	23,83	68,99	1724,8	0,001	0,9929	51,87	0,0144	52,70	1,25
3	340,9	110	52,70	3E-06	6E-06	23,83	68,99	1724,8	0,001	0,9929	53,11	0,0141	53,91	1,21
4	340,9	110	53,91	3E-06	6E-06	23,83	68,99	1724,8	0,001	0,9929	54,31	0,0138	55,09	1,18
5	340,9	110	55,09	3E-06	6E-06	23,83	68,99	1724,8	0,001	0,9929	55,48	0,0135	56,24	1,16
6	340,9	110	56,24	3E-06	6E-06	23,83	68,99	1724,8	0,001	0,9929	56,63	0,0133	57,38	1,13

*Źródło: opracowanie własne*

W tabeli 4.1 oraz na rysunku 4.4 przedstawiono wybrane wyniki badań analitycznych dotyczących określenia zmiany temperatury przepływającego paliwa.



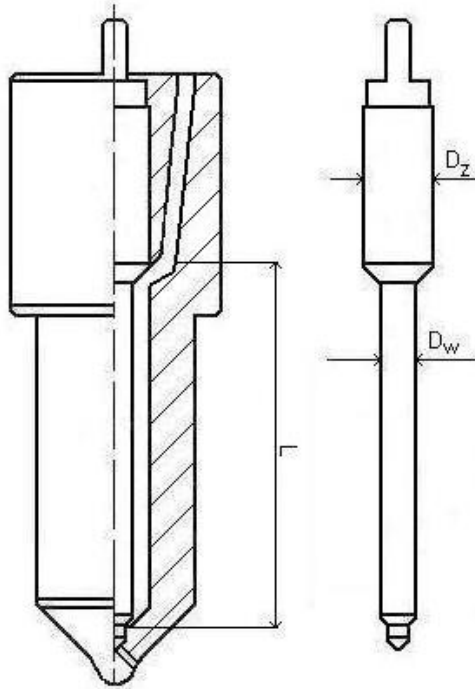
**Rysunek 4.4. Przyrost temperatury w  $i$  – tym odcinku kanału**  
*Źródło: opracowanie własne*

#### **4.2. Zjawiska cieplne zachodzące w korpusie wtryskiwacza wielootworowego**

W celu określenia temperatury paliwa podczas przepływu we wtryskiwaczu wielootworowym (rys. 4.5) wykorzystano wzory na wymianę ciepła i przepływu cieczy przez kanał rurowy i ustalono wymianę ciepła poprzez przenikanie [61, 92, 95, 100].

Dane dotyczące paliwa:

- Masa właściwa paliwa  $\gamma = 840 \text{ kg/m}^3$
- Ciepło właściwe  $c = 2140 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$
- Przewodność cieplna  $k = 0,1433 \text{ [J/m}\cdot\text{s}\cdot\text{K]}$
- Współczynnik przenikania ciepła  $\lambda = 165 \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$



**Rysunek 4.5. Schemat wtryskiwacza wielootworowego**

*Źródło: opracowanie własne*

Dane:

$$D_z = 0,005 \text{ [m]}$$

$$D_w = 0,0045 \text{ [m]}$$

$$L = 0,0275 \text{ [m]}$$

$$g_v = 0,0000094 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

Matematyczny model wielo – otworowego wtryskiwacza paliwowego [89]:

Czas jednego cyklu:

$$T_w = \frac{120}{n} \text{ [s]} \quad (4.21)$$

Objętość paliwa wtryskiwana podczas jednego wtrysku:

$$V_0 = T \cdot g_v \text{ [m}^3\text{]} \quad (4.22)$$

Paliwo, które opływa iglicę wtryskiwacza tworzy wokół niej pierścien (w przekroju). W celu ułatwienia obliczeń wymiany ciepła pomiędzy ściankami końcówki wtryskiwacza a paliwem konieczna jest zamiana przekroju pierścieniowego na przekrój kołowy [15, 40].

Pole przekroju słupka paliwa:

$$P_1 = \frac{\pi}{4} (D_z^2 - D_w^2) \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.23)$$

Średnica kanału zastępczego:

$$D_1 = \sqrt{\frac{\pi}{4}} P_1 \text{ [m]} \quad (4.24)$$

Objętość kanału zastępczego:

$$V_1 = P_1 \cdot L \text{ [m}^3\text{]} \quad (4.25)$$

Ilość dawek paliwa przypadająca na objętość kanału końcówki wtryskiwacza:

$$j = \frac{V_0}{V_1} \quad (4.26)$$

Czas wtrysku paliwa:

$$\tau_w = \frac{\varphi}{720} T \text{ [s]} \quad (4.27)$$

Długość odcinka odpowiadająca dawce paliwa o określonej objętości  $l$ :

$$l = \frac{L}{j} \text{ [m]} \quad (4.28)$$

Pole powierzchni bocznej słupka cieczy o długości  $l$  wypełniającej kanał  $f$ :

$$f = \pi \cdot D_1 \cdot l \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.29)$$

Objętość słupka paliwa na długości  $l$ :

$$V_s = l \cdot P_1 \text{ [m}^3\text{]} \quad (4.30)$$

Masa dawki paliwa odnosząca się do długości  $l$ :

$$m = V_s \cdot \gamma \text{ [kg]} \quad (4.31)$$

Prędkość paliwa w kanale:

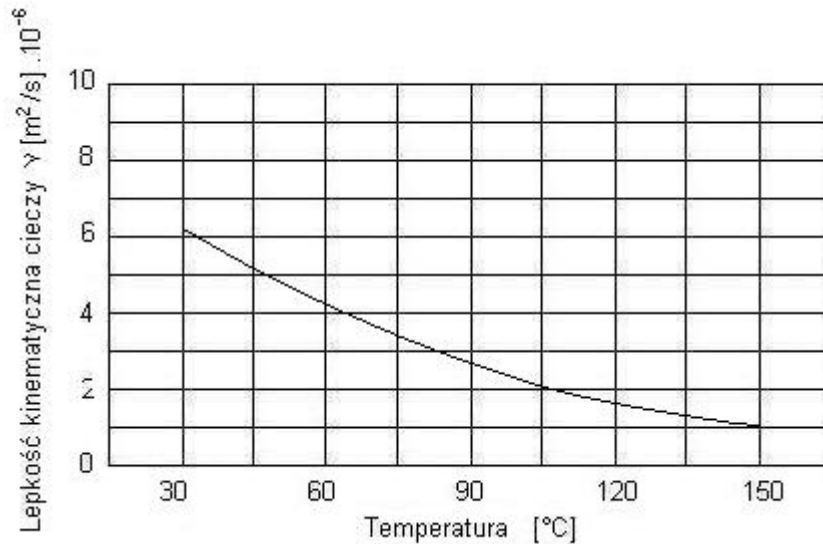
$$u = \frac{l}{\tau} \text{ [m/s]} \quad (4.32)$$

Liczba Reynoldsa:

$$Re = \frac{2D_1 u}{\nu} \quad (4.33)$$

Do odczytania wartości lepkości kinematycznej z wykresu (rys. 4.6) potrzebna jest temperatura paliwa  $T_0$ :

$$T_0 = \frac{t_{pi} + t_{sci}}{2} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.34)$$



**Rysunek 4.6. Zmiana lepkości paliwa w zależności od temperatury**

*Źródło: [113]*

Liczba Prandtla dla paliwa wpływającego do odcinka kanału liczonego przy średniej arytmetycznej temperatury ścianki i płynu:

$$Pr = \frac{v \cdot c \cdot \gamma}{\lambda} \quad (4.35)$$

Współczynnik oddawania ciepła przy przepływie przez kanał:

$$\alpha_i = 0,023 \frac{\lambda}{2D_i} Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (4.36)$$

Współczynnik uwzględniający geometrię kanału:

$$\eta = \frac{2}{D_i} \quad (4.37)$$

Współczynnik uwzględniający właściwości fizyczne paliwa przy przepływie:

$$\beta_i = \frac{\alpha_i}{c \cdot \lambda \cdot u} \quad (4.38)$$

Współczynnik uwzględniający wymianę ciepła między ścianką rozpylacza i paliwem wpływającym do kanału:

$$\Theta = 0,9993 \cdot e^{-2\eta\beta_i} \quad (4.39)$$

Temperatura paliwa po przepływie przez  $i$  – ty odcinek kanału:

$$t_{dyni} = t_{sci} - \Theta \cdot (t_{sci} - t_{pi}) [^{\circ}C] \quad (4.40)$$

Ilość ciepła dostarczonego do paliwa podczas jego postoju w kanale rozpylacza:

$$Q = k \cdot f \cdot (t_{sci} - t_{pi}) \cdot (T - \tau) [J] \quad (4.41)$$



Przyrost temperatury paliwa podczas przestoju na i – tym odcinku kanału:

$$\Delta t_i = \frac{Q_i}{m \cdot c} [^{\circ}\text{C}] \quad (4.42)$$

Temperatura końcowa paliwa na wyjściu z i – tego odcinka kanału  $t_{ki}$ :

$$t_{ki} = t_{dyni} + \Delta t_i [^{\circ}\text{C}] \quad (4.43)$$

Przyrost temperatury paliwa na całej długości kanału:

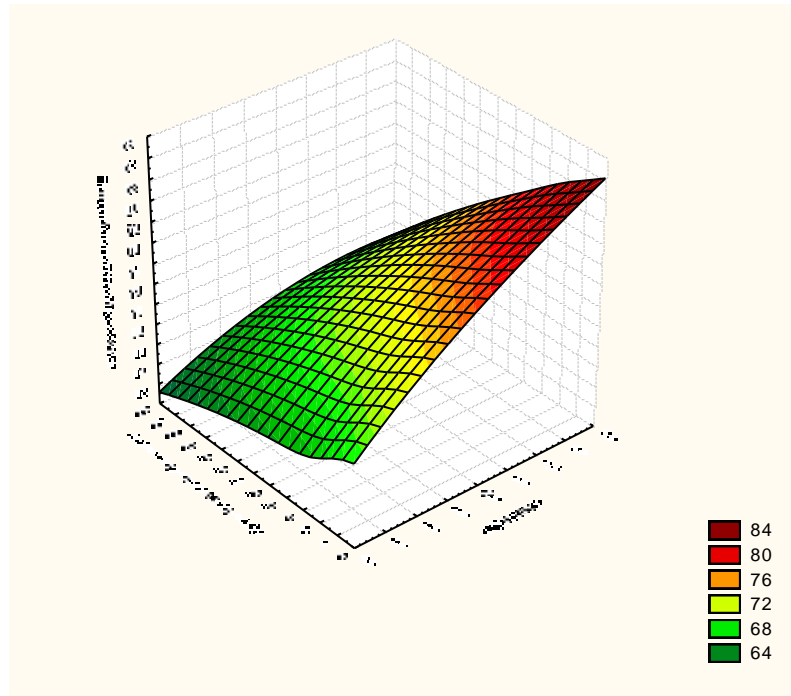
$$\Delta t_k = t_{ki} - t_{pi} [^{\circ}\text{C}] \quad (4.44)$$

W tabeli 4.2 i na rysunkach 4.7 i 4.8 przedstawiono niektóre wyniki badań analitycznych dotyczących niektórych zmian temperatury paliwa podczas przepływu w korpusie rozpylacza wielootworowego (temperatura paliwa na wejściu  $40^{\circ}\text{C}$ , temperatura komory spalania  $570^{\circ}\text{C}$ ).

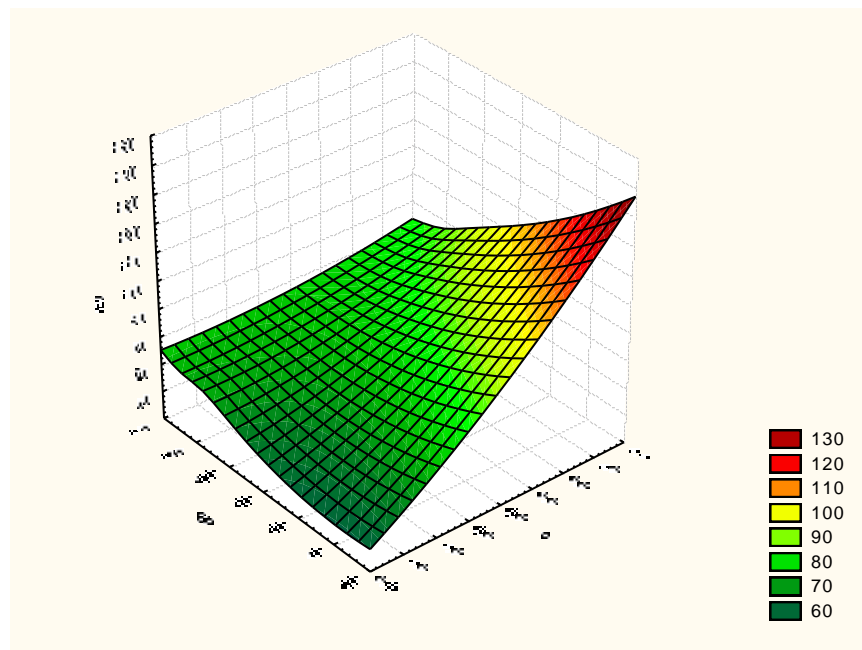
**Tabela 4.2. Zmiana temperatury paliwa we wtryskiwaczu wielootworowym**

	1	2	3	4
$g_v$	0,0000094	0,0000094	0,0000094	0,0000094
T	0,044444444	0,044444444	0,044444444	0,044444444
$V_o$	4,17778E-07	4,17778E-07	4,17778E-07	4,17778E-07
$P_1$	3,72875E-06	3,72875E-06	3,72875E-06	3,72875E-06
$D_1$	0,00217945	0,00217945	0,00217945	0,00217945
$V_1$	1,02541E-07	1,02541E-07	1,02541E-07	1,02541E-07
j	4,074265958	4,074265958	4,074265958	4,074265958
$\tau$	0,001141975	0,001141975	0,001141975	0,001141975
l	0,006875	0,006875	0,006875	0,006875
f	4,70489E-05	4,70489E-05	4,70489E-05	4,7048E-05
v	2,56352E-08	2,56352E-08	2,56352E-08	2,56352E-08
m	2,15335E-05	2,15335E-05	2,15335E-05	2,15335E-05
u	6,02027027	6,02027027	6,02027027	6,02027027
$R_e$	6560,43902	13120,87804	13120,87804	17494,50405
r	0,043578182	0,043578182	0,043578182	0,043578182
$\alpha_i$	281247,6093	489680,5295	489680,5295	616401,6965
$\eta$	917,6627131	917,6627131	917,6627131	917,6627131
$\beta_i$	0,132304658	0,230355788	0,230355788	0,289968031
$\Theta$	0,5435	0,5938	0,6819	0,8156
$p_i$	40	63,59	72,39	77,61
$t_{sci}$	91,67	105	115	131,25
$t_{dyni}$	63,587355	72,394442	77,611423	81,514712
Q	1,5085E-05	1,6031E-05	1,60076E-05	1,78031E-05
$\Delta t_i$	0,000327354	0,000347881	0,000347374	0,000386337
$t_{ki}$	63,58768235	72,39478988	77,61177037	81,51509834
$\Delta t_k$	23,58768235	8,807107527	5,216980493	3,903327963

*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek 4.7. Zależność pomiędzy przyrostem temperatury, a końcową temperaturą wtryskiwanego paliwa w  $i$  – tym odcinku**  
*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek 4.8. Zależność między temperaturą na wejściu a temperaturą końcową wtryskiwanego paliwa w  $i$  – tym odcinku**  
*Źródło: opracowanie własne*

Cały zakres badań analitycznych obejmował uwzględnienie warunków pełnego zakresu obciążeń silnika przy zmianie dawki wtryskiwanego paliwa, temperatury korpusu rozpylacza i iglicy oraz temperatury na wejściu do korpusu rozpylacza.

Dla wtryskiwacza czopikowego zmiana temperatury wtryskiwanego paliwa dochodziła do wartości 60 K, natomiast dla wtryskiwacza wielootworowego do 45 K.

Na podstawie uzyskanych wyników, uwzględniając temperaturę paliwa na wejściu do korpusu rozpylacza można wnioskować, że materiał o działaniu katalitycznym dla wtryskiwaczy ze wstępną obróbką paliwa należy wybierać z przedziału temperatur roboczych w granicach 380 – 400 K.

## Rozdział V

### ZJAWISKO KATALIZY ORAZ RODZAJE KATALIZATORÓW

#### 5.1. Zjawisko katalizy

Jak już wspomniano kataliza jest to zjawisko polegające na zwiększeniu szybkości reakcji chemicznej, lub skierowaniu jej z kilku możliwych termodynamicznych ścieżek prowadzących do różnych produktów w obecności niewielkich ilości substancji zwanych katalizatorami. Katalizator nie zmienia położenia równowagi chemicznej, wpływa jedynie na szybkość dochodzenia do tego stanu [27]. Z działaniem katalizatora związane są pojęcia selektywność i aktywność. Selektywność pracy katalizatora jest to cecha, która pozwala na otrzymanie jednego z wielu możliwych produktów reakcji tych samych substratów. Aktywność katalizatora określa się jako różnicę między szybkościami reakcji chemicznej zachodzącej w obecności katalizatora i bez niego. Szybkość reakcji w nieobecności katalizatora jest zazwyczaj dużo mniejsza w porównaniu z szybkością reakcji katalitycznej prowadzonej w tych samych warunkach. Katalizatorami mogą być pierwiastki lub związki chemiczne, występujące w różnych stanach skupienia, w postaci gazów, cieczy, ciał stałych amorficznych, krystalicznych, a także układów koloidalnych. W reakcjach zachodzących w roztworach, katalizatorami mogą być jony np.  $H^+$  lub  $OH^-$  w tym przypadku mówi się o katalizie kwasowo – zasadowej.

Z pierwiastków chemicznych najczęściej stosowanymi katalizatorami są metale grup VIII oraz VIA i VIIA, a wśród związków chemicznych wysoką selektywnością w różnego typu reakcjach wyróżniają się tlenki i siarczki metali przejściowych, tlenki grup głównych III i IV oraz kompleksy metaloorganiczne. Jeżeli katalizator występuje w tej samej fazie, co reagenty reakcji, mówimy o katalizie homogenicznej, natomiast gdy katalizator i reagenty znajdują się w różnych fazach, przy czym reakcja zachodzi na granicy katalizator – substraty mamy do czynienia z katalizą heterogeniczną. Większość reakcji katalitycznych przeprowadza się w praktyce w układzie heterogenicznym: gaz – ciało stałe, ciecz – ciało stałe. W instalacjach do procesów w takim układzie substraty przepływają z kontrolowaną szybkością przez złożę stałego katalizatora, najczęściej nieruchome, umieszczone w reaktorze o kontrolowanej temperaturze [7].

Kataliza heterogeniczna przebiega w obecności katalizatora, w fazie stałej jest ona złożonym procesem i składa się z następujących etapów:

1. Transportu substratów reakcji z wnętrza fazy gazowej do zewnętrznej powierzchni katalizatora,

2. Dyfuzji substratów w porach katalizatora do jego powierzchni wewnętrznej (w przypadku katalizatorów porowatych),
3. Chemisorpcji przynajmniej jednego z substratów na powierzchni katalizatora,
4. Reakcji powierzchniowej, w której następuje przekształcenie zaabsorbowanych substratów i powstanie produktów reakcji,
5. Desorpcji produktów z powierzchni katalizatora,
6. Transportu produktów od wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni katalizatora do wnętrza fazy gazowej.

Katalizatory heterogeniczne stanowią jedno lub wielofazowe układy ciał stałych o zróżnicowanym składzie chemicznym i o różnym sposobie ułożenia składników i faz. W ich skład mogą wchodzić zarówno pierwiastki (czyste metale, stopy metaliczne) jak i związki chemiczne (tlenki, siarczki, oksosole, kwasy czy roztwory stałe). W układach wielofazowych jedna z faz może stanowić substancję aktywną katalitycznie w danej reakcji, a rola pozostałych faz ogranicza się do modyfikowania jej struktury i tekstury. Oddziaływanie między fazami prowadzi często do polepszenia aktywności katalitycznej układu. W przypadkach złożonych procesów, składających się z szeregu reakcji każda z faz katalizatora wielofazowego może stanowić składnik aktywny dla poszczególnych etapów procesów. W ostatnim przypadku mówimy o katalizatorach wielofunkcyjnych.

Katalizatory heterogeniczne mogą występować w formie proszków, granulatów o różnym kształcie, blach, siatek, gąbek, cienkich warstw i monokryształów. Forma katalizatora zależy od jego przeznaczenia. W celu zwiększenia stosunku powierzchni aktywnej substancji do jej masy osadza się substancję na nośniku, przy czym ilość składnika aktywnego rozproszonego na nośniku stanowi zazwyczaj od 0,1 do kilkunastu procent masowych całkowitej masy katalizatora. Stopień rozdrobnienia substancji aktywnej na nośniku może się zmieniać w szerokim zakresie, od aglomeratów (cząstek) o rozmiarach kilku milimetrów do pojedynczych atomów. Jako nośniki stosuje się: materiały naturalne występujące w przyrodzie takie jak ziemie okrzemkowe, gliny, pumeks, syntetyczne nieorganiczne materiały, tlenki glinu, krzemu, miedzi, magnezu i ich mieszaniny, o różnym stopniu krystalicznym: węgiel aktywny, węgiel krzemu, polimery organiczne np. nylon. Drobnio lub gruboziarniste nośniki formuje się nadając kształty granulek, walców, pierścieni, pastylek o rozmiarach kilku milimetrów. Rodzaj nośnika zależy od typu reakcji oraz warunków prowadzenia procesu katalitycznego.

Często dodawane są niewielkie ilości jednej lub kilku substancji zwanej promotorami do podstawowych składników katalizatora, w celu polepszenia jego aktywności, selektywności

oraz czasu zużycia. Promotory mogą modyfikować zarówno strukturę jak i teksturę katalizatora, oddziałując z nim chemicznie lub wpływając na dyspersję fazy aktywnej w drodze oddziaływań międzyfazowych. Często stosowanymi promotorami są związki potasu, fosforu i berylowców [94].

Zjawisko katalizy przebiega w odpowiedniej temperaturze. Termin odpowiednia odnosi się do poszczególnych typów katalizatorów. Występują katalizatory, które pracują poprawnie przy wysokich temperaturach rzędu 600K i są takie, które nie wymagają aż tak wysokich temperatur i pełnią swoją funkcję przy temperaturach rzędu 300 – 400 K np. katalizatory pochodzenia od metali szlachetnych.

Ze względu na proponowaną w niniejszej pracy obróbkę wstępną paliwa należy przeprowadzić analizę zastosowania katalizatorów w procesach zbliżonych do warunków panujących wewnątrz końcówki wtryskiwaczy paliwowych silnika z ZS.

## **5.2. Wybór rodzaju katalizatora**

Katalizatory, które są najczęściej zastosowane do przerobu ropy naftowej można podzielić na dwie grupy: katalizatory procesów rafinacyjnych (oczyszczających) oraz katalizatory procesów uszlachetniania produktów [19, 20]. Głównym zadaniem katalizatorów pierwszej grupy wchodzących w kontakt z pierwotnymi frakcjami ropy naftowej są reakcje odsiarczenia, odazotowania i odmetalizowania. Drugą funkcją tej grupy, która jest eksponowana w mniejszym stopniu to odpowiedzialność za przekształcenie szkieletu węglowego cząsteczek węglowodorów. Podstawowymi materiałami o działaniu katalitycznym są następujące katalizatory.

### Katalizatory glinowo – chromowe.

Według danych patentowych zawartość tlenku chromu w glinowo – chromowym katalizatorze wynosi około od 4% do 40% chromu jego masy, jednak najczęściej stosowane są katalizatory o zawartości 10 – 20% tlenku chromu [24]. W miarę upływu czasu aktywność katalizatorów glinowo – chromowych zmniejsza się, wskutek czego wymaga on regeneracji. Zjawisko zmniejszania kontaktów spowodowane jest osadzaniem węgla powstałego w wyniku ubocznych i wtórnych przemian węglowodorów na powierzchni katalizatora i zablokowaniu tym samym aktywnych centrów odwodornienia. Proces regeneracji polega na przepuszczeniu przez warstwę katalizatora powietrza, względnie gazów zawierających tlen w temperaturze 923 – 973K. W tych warunkach następuje spalenie osadzonych na katalizatorze substancji węglowych. W warunkach regeneracji następuje jednak nie tylko wypalanie koksu z powierzchni katalizatora, lecz również utlenianie zawartego w katalizatorze tlenku chromu.

Tak zregenerowany katalizator wykazuje znacznie obniżoną aktywność katalityczną z powodu zwiększonej ilości tlenków chromu. Przywrócenie właściwości katalizatora następuje samorzutnie w początkowym okresie jego pracy podczas przebiegania reakcji odwodornienia [5].

Aby zwiększyć aktywność, selektywność i stabilność katalizatorów stosuje się promotory. Dla katalizatorów glinowo – chromowych są to tlenek sodu (1%), tlenek potasu (2%) i tlenek berylu (2%) [43]. Promotory te zwiększają wydajność procesu o około 34%. Dalsze zwiększanie ilości promotorów w tlenku glinu powoduje zwiększanie się odkładania węgla [85].

#### Katalizatory glinowo – molibdenowe.

Otrzymywane są na drodze nasycenia aktywnego tlenku glinu wodnym roztworem molibdenu amonu i wodorotlenku amonu. Nasycony tlenek glinu suszy się i redukuje wodorem w temperaturze 773K. Dla stabilizacji nośnika tlenek glinu poddaje się obróbce 1 – 15% ortofosforanem amonu lub azotanem litu. Na powierzchni nośnika powstaje związek litowo – glinowy zapobiegający dezaktywacji katalizatora. Dezaktywację katalizatora spowodowaną przemianą  $\gamma$  – tlenku glinu w  $\beta$  – tlenek ograniczono przez usunięcie metalu alkalicznego z tlenku glinu, otrzymanego metodą strącania z roztworu glinianu sodu [91].

Katalizatory glinowo – molibdenowe nie znajdują praktycznego zastosowania z powodu niedostatecznej konwersji i selektywności.

#### Katalizatory glinowo – wanadowe.

Katalizatory te sporządza się przez nasycenie tlenku glinu wodnym roztworem metawanadnianu amonu. Nasycony tlenek glinu suszy się i następnie redukuje wodorem w temperaturze 473 – 523K. Zawartość tlenku wanadu wynosi 2 – 5%. Na podstawie badań stwierdzono zależność aktywności katalizatora od zawartości tlenku wanadu. Stwierdzono, że stosunkowo aktywnym i selektywnym jest katalizator zawierający 10% tlenku wanadu. W celu polepszenia trwałości katalizatora dodaje się tlenek cynku. Czas pracy zwiększa się 2 – 3 krotnie [85].

#### Katalizatory zawierające związki neodymu i prazeodymu na tlenku glinu.

Katalizatory te sporządza się przez nasycenie aktywnego tlenku glinu wodnymi roztworami azotanów neodymu i magnezu, prazeodymu i niklu. Otrzymany materiał suszy się i w ciągu kilku godzin redukuje wodorem dla utworzenia tlenku neodymu lub prazeodymu. Jako nośnik oprócz tlenku glinu stosuje się tlenek magnezu, boksyt, gliny bentonitowe i montmorylonitowi [86].

Katalizatory zawierające prazeodym i neodym także nie znajdują zastosowania w związku z ich małą efektywnością.

Reakcja katalizy w niższych temperaturach może zachodzić przy zastosowaniu katalizatorów pochodzących od metali szlachetnych.

Metalami szlachetnymi nazywa się metale, które nie wypierają wodoru z kwasów tzn. stoją za wodorem w szeregu napięciowym [108]. Należą one do grupy metali, w których wyróżnia się srebro, złoto, platynę, pallad, rod, ruten, osm i iryd. Metale szlachetne wykazują dużą odporność na korozję i na działanie agresywnych środowisk chemicznych. Nie utleniają się i są odporne na wpływ wszystkich kwasów z wyjątkiem tzw. wody królewskiej. Posiadają one dużą gęstość i dobrą plastyczność a także wysoką temperaturę topnienia z wyjątkiem srebra i złota.

Na podstawie analizy literatury [27] oraz wyników badań przeprowadzonych w ośrodkach naukowych [22, 28] można stwierdzić, że najlepszym katalizatorem, którego praca odpowiada warunkom panującym w korpusie wtryskiwacza podczas jego pracy są platyna i metale platyno pochodne takie jak ród czy pallad. Prowadzono też badania nad zastosowaniem powłok katalitycznych z irydu i osmu, ale nie wykazały one tak poprawnych właściwości [55].

Katalizator platynowy należy do grupy katalizatorów metal – nośnik. Na składniku metalicznym zachodzą reakcje typu redox, takie jak odwodornienie, uwodornienie, hydrogenoliza, izomeryzacja oraz przeniesienie wodoru [91]. Na nośniku o charakterze kwaśnym zachodzą natomiast reakcje z udziałem jonu karbonowego tak zwane reakcje izomeryzacji, dehydrocyklizacji, rozerwania bądź fragmentacji łańcucha węglowego czy pierścienia naftenowego. Reakcje zachodzące w obecności bifunkcyjnych katalizatorów typu metal – nośnik są reakcjami złożonymi. Z reguły w czasie przemiany surowca zachodzi równocześnie kilka reakcji konkurencyjnych, których udział w ogólnej przemianie zależy od takich czynników jak rodzaj metalu. Do najaktywniejszych należą pierwiastki metali takich jak: platyna, ród, nikiel oraz pallad. Efektywność reakcji zależy od [27]:

- stopnia rozproszenia katalizatora,
- temperatury jego pracy,
- porowatości powierzchni,
- kwasowości i dystrybucji centrów aktywnych – kwasowych na powierzchni,
- rodzaju oddziaływania metal – nośnik.



Platynowe katalizatory dwufunkcyjne stosowane są powszechnie w przemyśle rafineryjnym w procesach hydroizomeryzacji i hydrokrakingu. Do tych procesów wymagana jest jego silniejsza funkcja kwasowa, którą można uzyskać przez stosowanie glinokrzemianów naturalnych i syntetycznych. Funkcja metaliczna bifunkcyjnego katalizatora metal – nośnik odpowiedzialna jest za przebieg reakcji uwodornienia i odwodornienia, funkcja kwasowa odpowiada za rozerwanie reakcji węgiel – węgiel, która przebiega przez stadium pośrednie jonu karbonowego. Aby katalizator mógł właściwie działać obie jego funkcje muszą być odpowiednio zrównoważone. Udział obu funkcji w katalizowaniu przebiegu przemian surowca zależy nie tylko od składu katalizatora, sposobu jego aktywacji lecz także od warunków procesu. W niektórych reakcjach są wykorzystywane obie funkcje katalizatora, w niektórych tylko jedna. Zasadniczymi reakcjami katalizowanymi przez katalizatory platynowe osadzone na nośniku o właściwościach kwaśnych są [94]:

1. Izomeryzacja normalnych węglowodorów parafinowych, katalizowana w zasadzie przez funkcję kwasową kontaktu, jednakże w początkowym i końcowym etapie reakcji biorą udział centra metaliczne, na których przebiega odwodornienie wyjściowego  $n$  – alkenu. Podobnie jest podczas izomeryzacji węglowodorów naftenowych. W niższych temperaturach równowaga reakcji izomeryzacji jest przesunięta w kierunku produktów izo.
2. Hydrokraking, reakcja rozerwania wiązania  $C - C$  prowadząca do otrzymania węglowodorów o niższej masie cząsteczkowej, jest uważana za typową reakcję zachodzącą w centrach kwasowych. Obecność centrów metalicznych zapewnia uzyskanie produktów o charakterze nasyconym i zapobiega dezaktywacji katalizatora w wyniku odkładania depozytów węglowodorowych. Reakcje rozczepienia wiązania  $C - C$  są uprzywilejowane termodynamicznie w wyższych temperaturach.

Reakcją wykorzystującą zarówno funkcję metaliczną, jak i funkcję kwasową katalizatora jest reakcja dehydrocyklizacji węglowodorów parafinowych, główna reakcja procesu reformingu benzyn. Reakcji dehydrocyklizacji sprzyjają wyższe temperatury procesu.

Reakcje węglowodorów w obecności katalizatorów można podzielić następująco:

1. Reakcje bez zmiany szkieletu węglowodoru np. uwodornienie, odwodornienie, izomeryzacja podwójnego wiązania, wymiana węglowodów,
2. Reakcje z przekształceniem szkieletu węglowodoru:

- przekształcenie szkieletu węglowodoru z zachowaniem liczby atomów węgla w cząsteczce (izomeryzacja szkieletowa),
- reakcje z destrukcją cząsteczki (hydrogenoliza, hydrokraking).

W przypadku wielu reakcji węglowodorów stwierdzono, że reakcje z powstawaniem lub rozerwaniem wiązania  $C - H$  należą do reakcji niewrażliwych strukturalnie, natomiast reakcje zachodzące z rozerwaniem, lub powstaniem wiązania  $C - C$  należą do wrażliwych strukturalnie. Selektywność reakcji węglowodorów z udziałem wodoru można zatem kontrolować przez zmianę morfologii krystalitów, wprowadzenie defektów liniowych, dobór nośnika, w wyniku czego można otrzymać katalizator o zwiększonej liczbie pożądanych dla danej reakcji centrów [91].

W większości procesów z udziałem wodoru stosuje się złożone katalizatory zawierające oprócz podstawowego aktywnego metalu dodatkowo inny metal – promotor. Cały składnik metaliczny osadzony jest na nośniku o dużej powierzchni właściwej.

Ze względu na wysoką cenę metali aktywnych, a zwłaszcza metali szlachetnych takich jak *Pt* czy *Pd*, stosuje się je w stanie rozdrobnionym na nośniku. Rola nośnika polega na zwiększeniu powierzchni właściwej fazy metalicznej i utrzymanie jej dużej dyspersji. Stopień dyspersji definiuje się jako stosunek liczby atomów metalu na powierzchni do całkowitej liczby atomów metalu w próbce. Rozmiary cząstek metalicznych na nośniku wahają się w zależności od metody preparatyki, w dość szerokim zakresie od 0,1 do kilkudziesięciu nm. W zakresie tym mamy do czynienia z zespołami od kilku do kilkudziesięciu atomów tzw. klasterami metalicznymi i mikrokrystalicznymi o większej liczbie atomów.

Oprócz czystych metali duże znaczenie dla praktyki katalizy heterogenicznej mają złożone układy metali w formie masywnej jak i rozdrobnionej [94]. Ich własności katalityczne różnią się od odpowiednich własności metali składowych, przy czym dodatek drugiego metalu może działać w zależności od rodzaju reakcji, przyspieszając ją lub zwalniając. Katalizatory bimetaliczne mają zwiększony czas życia. Obecnie stosuje się mieszaniny różnych związków z platyną takich jak: miedź, iryd, gal, german, bizmut, cyna, ołów, rud, pallad, cynk oraz wolfram. Dodatki te mają wpływ na trwałość, selektywność i aktywność katalizatorów. Nałożone są one w stanie rozdrobnionym w postaci klasterów na nośnik, zawierające od kilku do kilkunastu atomów powłoki.

Najodpowiedniejszymi katalizatorami, które można zastosować w korpusie wtryskiwacza paliwowego są katalizatory platynowe, których zaletą jest niższa temperatura pracy rzędu 350 – 400 K [27, 84, 85]. Takie warunki panują podczas pracy wtryskiwacza paliwowego.

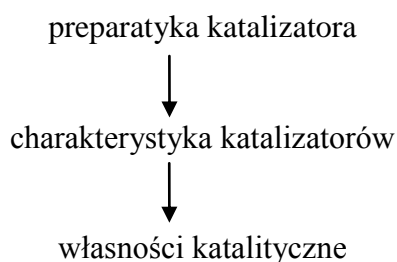
### 5.3. Technologia naniesienia powłok katalitycznych

Wybór metody nałożenia powłoki katalitycznej zależy od dalszego przeznaczenia katalizatora, co ma wpływ na jego aktywność i selektywność [112]. W badaniach podstawowych staramy się zazwyczaj otrzymać katalizator o dużym stopniu czystości, który jest dobrze zdefiniowany pod względem składu chemicznego i fazowego oraz łatwy do charakteryzowania metodami fizykochemicznymi. Przygotowywanie katalizatorów w przemyśle obok wymagań wysokiej aktywności i selektywności muszą uwzględniać aspekty ekonomiczne takie jak koszty, dostępność substancji wyjściowych oraz energochłonność operacji jednostkowych stosowanych przy otrzymywaniu dużych ilości katalizatorów [25].

Większość katalizatorów otrzymuje się w wyniku reakcji chemicznych rozkładu lub syntezy z odpowiednich substancji wyjściowych (sole lub wodorotlenki). Reakcje te zachodzą w fazie stałej (reakcja przebywa na suchu), bądź też w roztworach (reakcja zachodzi na mokro). Oprócz reakcji chemicznych preparatyka katalizatora obejmuje również wiele procesów natury fizycznej [69]:

- hydrodynamicznych,
- termicznych,
- dyfuzyjnych,
- krystalizacji,
- adsorpcji.

Postępowanie przy doborze katalizatora i wyborze jego metod otrzymywania określa się za pomocą schematu przedstawionego na rysunku 5.1 [27].



**Rysunek 5.1. Postępowanie przy wyborze katalizatora**

*Źródło: [27]*

Do sposobów nałożenia powłoki katalitycznej zaliczamy metody: chemiczne, elektrochemiczne, fizyczne.

Podczas nanoszenia komponentów aktywnych na nośnik stosuje się różne operacje fizykochemiczne takie jak:

- strącanie osadów,

- kompleksowanie,
- nanoszenie składników aktywnych z roztworów na nośnik,
- obróbka termiczna prekursorów katalizatorów (suszenie i prażenie).

Strącanie osadów polega na powstaniu nierozpuszczalnego osadu w postaci krystalicznej lub amorficznej w wyniku reakcji chemicznej, zachodzącej w roztworze między związkiem chemicznym zawierającym aktywny składnik katalizatora a czynnikiem strącającym. Osad ten poddaje się starzeniu, oddzieleniu od roztworu poprzez sączenie lub odparowanie i dalszej obróbce termicznej, polegającej na suszeniu i prażeniu. Tą metodą otrzymuje się wodorotlenki metali. Jako czynnika strącającego używa się roztworów alkaliów bądź amoniaku, węglanów sodu, potasu i amonu, przy czym użycie alkaliów powoduje konieczność starannego przemywania osadów w celu usunięcia kationów litowców. Parametrami zmiennymi operacji strącania, które mogą wypłynąć zarówno na skład chemiczny objętości i powierzchni katalizatora jak i na jego teksturę są: stężenie substancji wyjściowych w roztworze, temperatura strącania,  $pH$  roztworu. Zaletą metod strącaniowych jest możliwość otrzymania mieszanych katalizatorów zwłaszcza tlenkowych w szerokim zakresie składników. Ograniczenia metody wynikają z trudności otrzymania dobrze zhomogenizowanych pod względem składu prekursorów katalizatorów mieszanych [94].

Metoda kompleksowania polega na reakcji między solami metali a kwasami i solami kwasów organicznych, w czasie której powstają kompleksy o zmiennym składzie. Przykładem jest kompleksowanie jonów trójwartościowych metali przy użyciu kwasu szczawowego i szczawianu amonu pozwala na otrzymanie krystalicznych kompleksów. Ich rozkład termiczny daje roztwory stałe lub mieszane układy tlenkowe o składzie odpowiadającym dokładnie składowi kompleksów – prekursorów. Jeszcze większą różnorodność można uzyskać stosując amorficzne kompleksy organiczne cytrynianowe. Do zalet metody cytrynianowej należy możliwość otrzymania mieszanych katalizatorów o dobrym stopniu homogeniczności składników oraz stosunkowo niskiej temperaturze dalszej obróbki. Rozkładając się w stosunkowo niskich temperaturach prekursor cytrynianowy wydzielają przy tym duże ilości składników lotnych, co zwiększa korzystnie powierzchnię właściwą otrzymywanych katalizatorów.

W metodzie nanoszenia materiałów na nośnik poddaje się przez określony czas działaniu roztworu zawierającego składnik aktywny. Nadmiar roztworu nie związany z nośnikiem usuwa się przez odsączenie, suszenie lub odparowanie, a otrzymany prekursor katalizatora poddaje się w dalszej obróbce cieplnej [94].

Oddziaływanie aktywnego składnika, znajdującego się w roztworze z nośnikiem może mieć różny charakter. Roztwór może ulegać adsorpcji na powierzchni nośnika z wytworzeniem kompleksów powierzchniowych różnego typu, składniki roztworu mogą ulegać wymianie jonowej z powierzchniowymi grupami lub reakcji chemicznej, wreszcie siły oddziaływania mogą być stosunkowo słabe, a adsorpcja składnika aktywnego może mieć charakter adsorpcji fizycznej. W zależności od typu oddziaływania dzieli się często metody nanoszenia z roztworu na: adsorpcyjne, jonowymienne oraz impregnacyjne. Techniki przygotowania katalizatorów w przypadku tych wariantów mogą być różne [91].

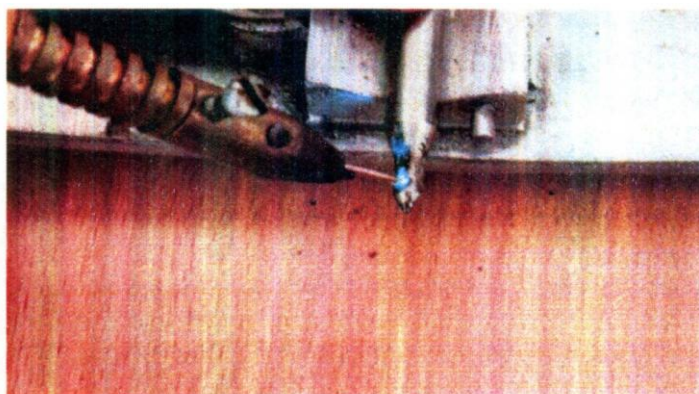
W metodach adsorpcyjnej i jonowymiennej roztwór po nasyceniu nośnika odsącza się i przemywa, podczas gdy w metodzie impregnacji prekursor katalizatora otrzymuje się przez odparowanie roztworu z nad nośnika. W pierwszym przypadku ilość składnika aktywnego określona jest zdolnością adsorpcyjną powierzchni nośnika, bądź stężeniem powierzchniowym reaktywnych grup nośnika, w drugim ilością i stężeniem użytego roztworu, przy czym pewna ilość roztworu może zostać zamknięta w porach nośnika, dając po odparowaniu kryształ składnika aktywnego. Rozróżnienie między metodami impregnacji i adsorpcji z roztworu, bądź wymiany jonowej nie jest proste, ponieważ oddziaływanie związku aktywnego może mieć w różnych częściach tego samego nośnika różny charakter. W praktyce termin impregnacja stosowany jest często jako ogólny dla wszystkich metod nanoszenia składnika z roztworu.

W czasie suszenia zachodzi usunięcie wody związanej fizycznie z prekursorem katalizatora. Procesy zachodzące podczas prażenia (kalcynacji) polegają na rozkładzie prekursorów z wytworzeniem właściwej fazy aktywnej katalizatora. Oprócz rozkładu prekursorów w czasie obróbki termicznej mogą zachodzić procesy krystalizacji faz amorficznych, spiekanie fazy aktywnej polegające na powstaniu większych krystalitów z mikrokryształów, reakcje w fazie stałej między składnikami fazy aktywnej katalizatora lub fazą aktywną i nośnikiem oraz segregacja powierzchniowa składników. Dodatkowo w zależności od atmosfery, w jakiej prowadzi się obróbkę termiczną, składniki masy aktywnej mogą ulegać utlenieniu bądź redukcji. Wybór temperatury prażenia zależy od rodzaju katalizatora i reakcji jaką ma on katalizować. Temperatura obróbki powinna być wyższa od temperatury rozkładu prekursorów o co najmniej 50 K [85].

Jedną z nowoczesnych metod nakładania powłok na elementy części są sposoby plazmowe [30]. Za pomocą tej metody na powierzchnię materiału mogą być nanoszone metale i proszki. Proces ten polega na naniesieniu nagrzanego materiału w wysokotemperaturowej plazmie, która powstaje w wyniku wyładowania łukowego

pomiędzy elektrodami. Do wąskiego kanału jarzącego łuku elektrycznego wprowadza się gaz obojętny (argon, azot), który po nagraniu przekształca się w plazmę. Nanoszony materiał szybko się roztopia i nanosi się na powierzchnie części. Ten sposób bardzo dobrze sprawdził się dla elementów pracujących w stałej temperaturze. W komorze spalania oraz w elementach aparatury wtryskowej silnika z zapłonem samoczynnym panują zmienne warunki termiczne. Opisana metoda nie sprawdza się w takim środowisku pracy katalizatora ze względu na jego niską charakterystykę wytrzymałościową [29].

Cienką warstwę katalizatora można uzyskać przy wykorzystaniu małych energii procesu stopowania elektroiskrowego. Jest to metoda elektrofizyczna obróbki materiałów z wykorzystaniem strumieni energii [56]. Najprostszy schemat elektryczny wykorzystany do realizacji procesu stopowania elektroiskrowego składa się z RC generatora, w którym część pełni funkcję katody a narzędzie elektrody. Zasada pracy polega na załadowaniu kondensatora od źródła stałego prądu przez oporność balastową. Proces stopowania elektroiskrowego zaczyna się od zbliżenia elektrody – narzędzia z częścią. Przy uzyskaniu odpowiedniej odległości pomiędzy katodą a anodą powstaje wyładowanie impulsowe. Dzięki skumulowanej w kondensatorze energii na powierzchni elektrody powstaje lokalna strefa topnienia i odparowania, w wyniku której powstaje elektryczna erozja. Dzięki efektowi polarnemu biegunowemu przeniesieniu materiału anody na katodę odbywa się formowanie na części (katodzie) warstwy powierzchniowej z określonymi właściwościami chemicznymi. Na rysunku 5.2 przedstawiono proces naniesienia materiału katalitycznego na powierzchnię iglicy wtryskiwacza metodą elektroiskrową [53].

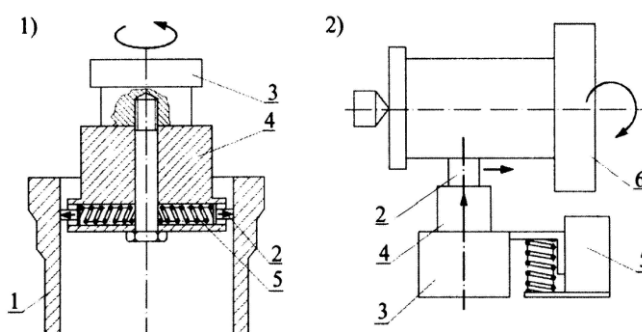


**Rysunek 5.2. Sposób naniesienia materiału na iglicę wtryskiwacza metodą elektroiskrową**  
*Źródło: [53]*

Rodzaj naniesionej powłoki zależy od rodzaju wykorzystywanego narzędzia. Kiedy narzędziem będzie grafit otrzymamy warstwę węglików, jeżeli wykorzystamy

materiały metalowe takie jak wolfram, tytan, kobalt, miedź to uzyskamy na powierzchni cienką warstwę tych materiałów. W przypadku naniesienia powłok katalitycznych można wykorzystać wprowadzenie dodatkowego elementu w strefę występującego rozładowania elektroiskrowego. W tym przypadku (podobnym do napawania gazowego) dodatkowym elementem może być drut metalowy z naniesionym na jego powierzchni katalizatorem. Jednorazowe nałożenie katalizatora daje grubość 10 – 15  $\mu\text{m}$ . Przy następnych nanoszeniach możemy uzyskać grubość od 25 do 35  $\mu\text{m}$ . Maksymalnie można nakładać 5 – 6 razy powłokę wzdłuż powierzchni, ponieważ przy większej ilości dochodzi do erozji materiału.

Inną niskotemperaturową metodą nałożenia warstwy katalitycznej na powierzchnię części jest sposób bez ściernej i antyściernej obróbki. Schemat tej metody przedstawiono na rysunku 5.3.



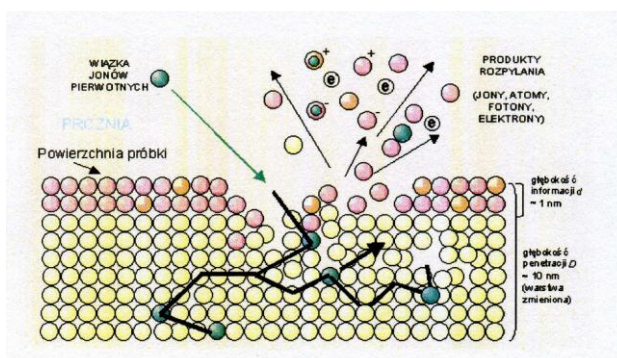
**Rysunek 5.3. Schemat metody anty – ściernej naniesienia katalizatora na powierzchnię części; 1 – wewnętrzne powierzchnie, 2 – zewnętrzne powierzchnie**  
*Źródło: [50]*

Istota tej metody polega na tym, że w słabym roztworze kwasu na powierzchni części nanosi się cienką warstwę kosztem tarcia o część rdzenia pochodzącego z materiału kolorowego. Grubość powłoki metalu kolorowego w zależności od czasu procesu sięga do 25  $\mu\text{m}$ . W skład aktywowanego roztworu wchodzi gliceryna i roztwór wodny cynku chloru (2:1 części masowych). Prędkość przesuwania rdzenia materiału kolorowego wynosi 0,15 – 0,2 m/s przy nacisku na powierzchnię 0,6 – 0,8 MPa. Metal kolorowy nanosi się bezpośrednio na elementy stalowe do których należą: powierzchnia komory spalania, iglica rozpylacza [50].

We współczesnej fizyce półprzewodników oraz technologii nanoszenia warstw coraz większą rolę odgrywają cienkie warstwy krystaliczne. Szczególnie ważne dla fizyki półprzewodników są wielokrotne warstwy  $\text{AlGaAs}$ ,  $\text{GaAs}$ ,  $\text{GaInAs}$ ,  $\text{GaInAs}$  nanoszone na podłoża  $\text{GaAs}$  lub  $\text{InP}$ . Układy takie pozwalają na badanie nowych efektów fizycznych (np.

kwantowego efektu Halla) i jednocześnie stanowią podstawę produkcji między innymi laserów półprzewodnikowych.

Podstawowymi zjawiskami fizycznymi wykorzystywanymi w tych metodach są: bombardowanie jonowe oraz związane z nim rozpylanie jonowe a także zjawisko jonizacji. W celu wywołania zjawiska bombardowania jonowego w aparaturze SIMS (Secondary Ion Mass Spectrometry) stosuje się wyrzutnie jonów pierwotnych. Wyrzutnia składa się ze źródła jonów (źródła plazmowe z jonizacją powierzchniową oraz bombardowaniem elektronowym) układu przyspieszającego i ogniskującego oraz układu przemiatania wiązki. Do najczęściej stosowanych źródeł jonów pierwotnych zalicza się źródła jonów z jonizacją poprzez bombardowanie elektronami, których strumień emitowany jest z katody w kierunku anody. Strumień elektronów w wyniku kolizji ze znajdującymi się cząsteczkami w źródle w fazie gazowej prowadzi do jonizacji cząsteczek. Oddziaływanie jonów z ciałem stałym rozpatrywać należy w odniesieniu do przypowierzchniowych warstw bombardowanego materiału o grubości równej w przybliżeniu głębokości wnikania jonów pierwotnych. Głębokość wnikania zależy od energii i rodzaju bombardujących jonów, a także od rodzaju bombardowanego materiału. Część jonów, które bombardują analizowany materiał jest rozpraszana na atomach powierzchniowych powracając do fazy gazowej, a większa ich część wnika w głąb ciała stałego. Jony, wnikając w głąb materiału w czasie bombardowania ulegają następującym po sobie zderzeniom w wyniku czego przekazują swoją energię kinetyczną atomom bombardowanego materiału, co prowadzi do kaskady zderzeń – serii zderzeń podwójnych. Prowadzi to do efektywnego przemieszczenia atomów czyli mieszania jonowego, które dotyczy zasięgu i liczby przemieszczających się w kaskadzie atomów bombardowanego materiału oraz położenia jonów pierwotnych. Mieszanie jonowe może odbywać się do głębokości  $D$  – głębokość penetracji jonów około 10 nm, natomiast rozpylanie jonowe z głębokości  $d$  – głębokość informacji około 1 nm (rys. 5.4).



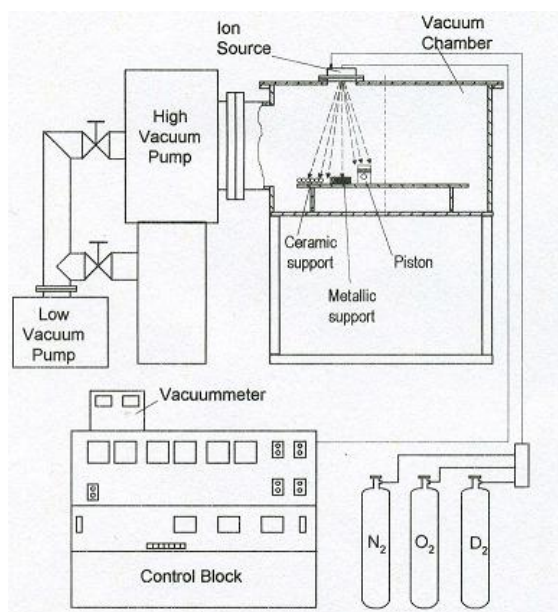
**Rysunek 5.4. Efekt mieszania jonowego w kaskadzie zdarzeń w czasie oddziaływania wiązki jonowej z bombardowanym materiałem.**

*Źródło: [53]*



W kaskadzie zderzeń każdy atom sieci, któremu zostanie przekazana energia większa od tzw. minimalnej energii przemieszczenia  $E_d$ , opuści swoje położenie w sieci tworząc parę (defekt) Frenkla. Oprócz modelu kinetycznego opisującego przemieszczenia atomowe powstające w wyniku zderzeń binarnych istnieje model termodynamiczny. Zakłada on istnienie impulsu termicznego wywołanego zdeponowaniem, w niewielkim obszarze materii, energii jonu pierwotnego, w wyniku czego następuje lokalny wzrost temperatury.

Praktyczną realizację procesu implantacji jonowej katalizatora przeprowadza się na urządzeniu przedstawionym na rysunkach 5.5 i 5.6.

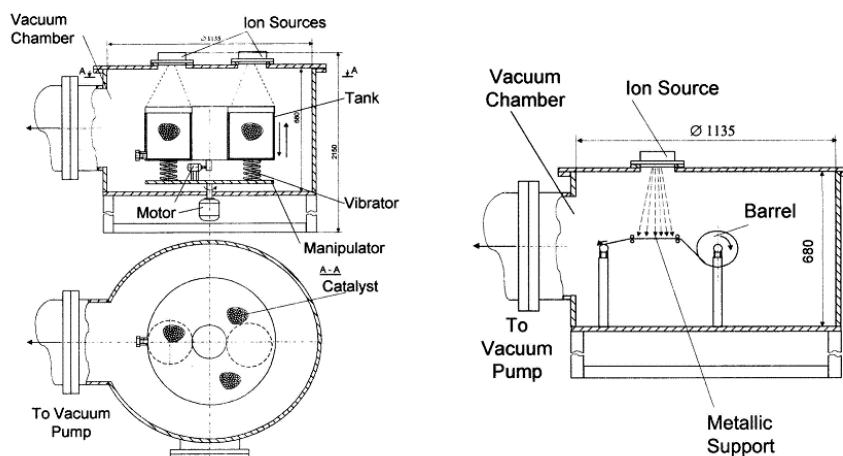


**Rysunek 5.5. Ogólny schemat urządzenia do implantacji jonowej**  
*Źródło: [53]*



**Rysunek 5.6. Widok urządzenia do implantacji jonowej**  
*Źródło: [53]*

Natomiast dla materiałów sypkich i taśm urządzenie modyfikuje się, co przedstawia rysunek 5.7.



**Rysunek 5.7. Schemat urządzenia dla materiałów sypkich oraz dla drutów i taśm**  
*Źródło: [53]*

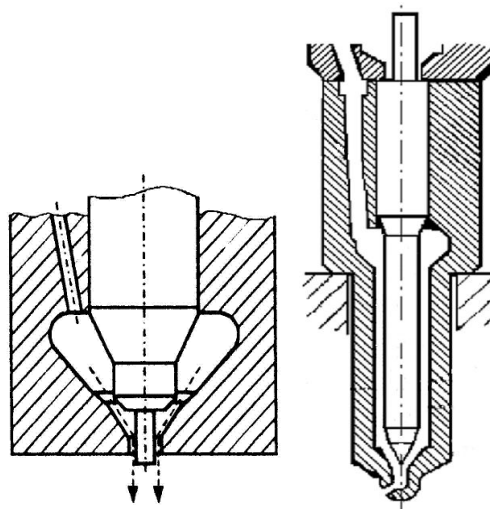
Przy wyborze konkretnych metod naniesienia katalizatora na układ podgrzewania paliwa w korpusie wtryskiwacza, oraz na iglicę wtryskiwacza brano pod uwagę konstrukcję rozpylacza, jego kanały wewnętrzne oraz kształt iglicy. Jak wspomniano wcześniej efektywność oddziaływania katalizatora uzyskuje się przy znacznym zwiększeniu pola jego kontaktu z przepływającym medium. Dlatego właśnie zaproponowano zastosowanie wypełniające kanały rozpylacza sprasowanego drutu (03H18N12T) o średnicy 0,1 mm na powierzchnię którego nanoszono katalizator. Porowatość sprasowanego elementu wynosiła 70%, co nie wpływa w jakichkolwiek sposób na natężenie przepływu paliwa. Metoda naniesienia katalizatora na wewnętrzne elementy korpusu rozpylacza oraz stalowy drut to implantacja jonowa z dozą stopowania  $1 \cdot 10^{17} \text{ cm}^{-2}$ . Natomiast inną metodę naniesienia katalizatora zastosowano dla nie pracującej powierzchni iglicy rozpylacza. W celu zwiększenia kontaktu katalizatora z przepływającym paliwem zdecydowano na wykonanie chropowatej powierzchni tej części iglicy i naniesieniu na tą powierzchnię katalizatora. Najbardziej odpowiadającą metodą w tym przypadku jest metoda stopowania elektroiskrowego z nieco zmodyfikowaną elektrodą. Metoda ta odnosi się do niskotemperaturowych metod przeniesienia materiału. Jednak przy naniesieniu katalizatora w postaci platyny może znacznie zwiększyć koszty procesu i gotowego wyrobu. Modyfikacja elektrody polegała na zastosowaniu anody w postaci pęka stalowych drutów z naniesionym na ich powierzchnię platyny metodą implantacji jonowej [52].

## Rozdział VI

### PRZEDSTAWIENIE I OPIS ZMIAN WYKONANYCH W OBIEKTACH BADAŃ

#### 6.1. Przedstawienie obiektów badań

Obiektami badań są wtryskiwacze paliwowe czopikowy oraz wielootworowy (rys. 6.1, 6.2). Wtryskiwacze czopikowe stosowane są w systemach spalania z pośrednim wtryskiem paliwa. W silnikach z bezpośrednim wtryskiem paliwa stosowane są wtryskiwacze wielootworowe.



a) czopikowy

b) wielootworowy

**Rysunek 6.1. Schemat końcówek wtryskiwaczy: a) czopikowego, b) wielootworowego**

*Źródło: [104]*



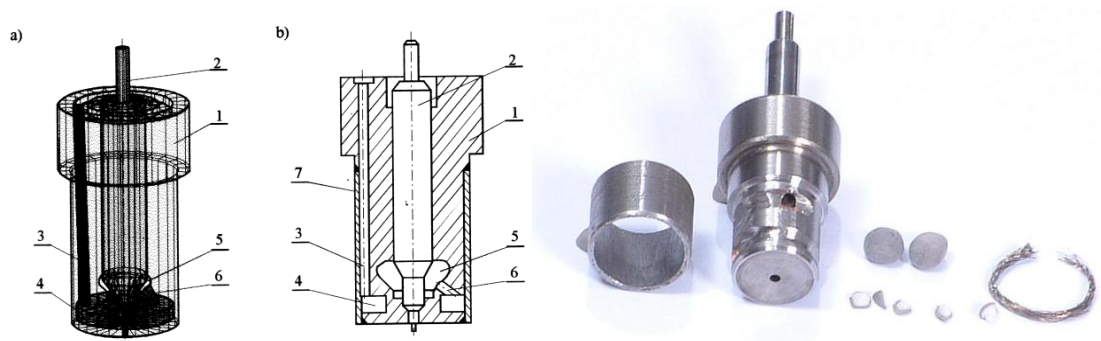
**Rysunek 6.2. Końcówki z iglicami wtryskiwacza czopikowego i wielootworowego**

*Źródło: opracowanie własne*

## 6.2. Opis zmian wykonanych w obiektach badań

Układ wstępnej obróbki paliwa wykonany został na wtryskiwaczach czopikowych oraz wielootworowych [45, 46].

W konstrukcji wtryskiwacza czopikowego wykonano następujące zmiany. W jego korpusie zastosowano układ podgrzewania paliwa, w skład którego weszły dodatkowe kanały doprowadzenia paliwa do przestrzeni podiglicowej. Na rysunku 6.3 przedstawiono schemat wykonanych zmian, oraz elementy wtryskiwacza, a na rysunku 6.4 przedstawiono zmodyfikowaną końcówkę wtryskiwacza czopikowego.



**Rysunek 6.3. Schemat (a), przekrój (b) i elementy rozpylacza (c) wtryskiwacza z układem podgrzewania paliwa; 1 – korpus wtryskiwacza, 2 – iglica, 3 – kanał doprowadzający, 4 – kanał pierścieniowy, 5 – przestrzeń podiglicowa, 6 – kanał łączący, 7 – płaszcz**

*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek 6.4. Końcówka zmodyfikowanego wtryskiwacza czopikowego**

*Źródło: opracowanie własne*

W przedstawionym rozwiązaniu paliwo płynące od pompy wtryskowej przemieszczane jest kanałem doprowadzającym (3) do kanału pierścieniowego (4) i dalej kanałem łączącym (6) do komory podiglicowej. Kanał pierścieniowy usytuowany jest w dolnej części korpusu wtryskiwacza. Paliwo płynące tamtędy odbiera ciepło od najbardziej nagranych elementów wtryskiwacza i w innym stanie termodynamicznym rozpyla się w komorze spalania silnika. Dodatkowo w kanale doprowadzającym i kanale pierścieniowym zostały zainstalowane elementy katalizatora. Materiał katalityczny został naniesiony na sprasowany drut, zainstalowany w kanale doprowadzającym paliwo oraz w kanale pierścieniowym.

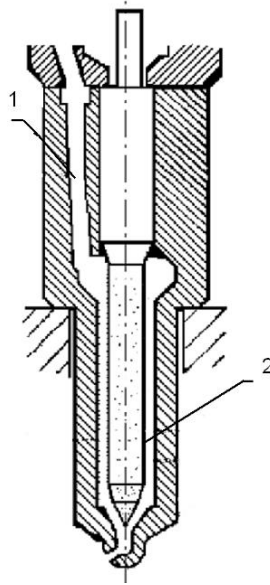
We wtryskiwaczu wielootworowym na nie pracującą część iglicy naniesiono powłokę katalityczną metodą elektroiskrową. Na rysunkach 6.5 i 6.6 przedstawiono iglicę wtryskiwacza z powłoką katalityczną [36].



**Rysunek 6.5. Iglica wtryskiwacza z katalizatorem nałożonym metodą elektroiskrową**

*Źródło: opracowanie własne*

Na rysunku 6.6 przedstawiono schemat wtryskiwacza wielootworowego z katalizatorem nałożonym metodą elektroiskrową.



**Rysunek 6.6. Schemat wtryskiwacza wielootworowego z katalizatorem nałożonym metodą elektroiskrową; 1 – kanał doprowadzający paliwo, 2 – niepracująca część iglicy**  
*Źródło: opracowanie własne*

Paliwo od pompy wtryskowej płynie kanałem doprowadzającym (1) do przestrzeni podiglicowej opływa nie pracującą część iglicy (2), na którą została naniesiona powłoka katalityczna.

## Rozdział VII

# BADANIA EKSPERYMENTALNE SILNIKÓW Z ZS ZE WSTĘPNĄ OBRÓBKĄ PALIWA

### 7.1. Przedstawienie stanowisk badawczych

Badania eksperymentalne dotyczące zastosowania wstępnej obróbki paliwa zostały przeprowadzone dla dwóch typów silników:

1. z wtryskiem pośrednim:
  - dwucylindrowy silnik typu 2C8,5/11 z wirową komorą spalania
  - jednocylindrowy silnik doświadczalny typu 1C14/4 ze wstępną komorą spalania i zmiennym kanałem łączącym komorę wstępną z przestrzenią nadtlokową
2. z wtryskiem bezpośrednim
  - sześciocylindrowy silnik typu 359

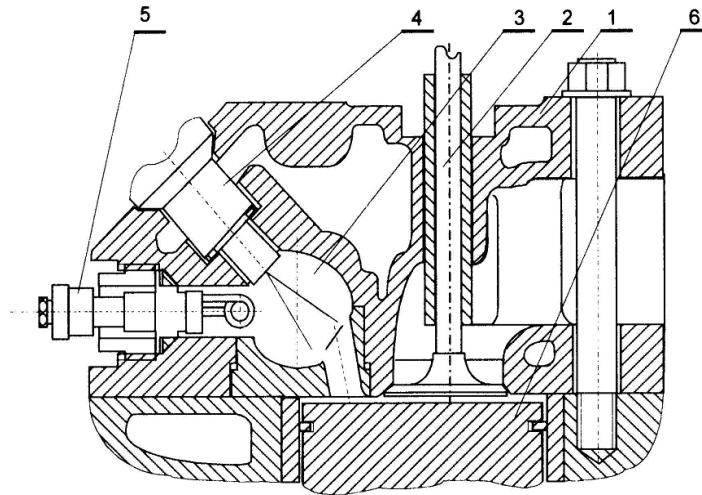
Dwucylindrowy silnik 2C8,5/11 wyposażony jest w wirową komorę spalania typu Ricardo Comet MrC  $V_0$  objętości stanowiącej 45% objętości komory spalania. Podstawowe dane techniczne tego silnika są przedstawione w tabeli 7.1.

**Tabela 7.1. Podstawowe dane techniczne silnika 2C8,5/11**

Układ cylindrów	rzędowy
Liczba cylindrów	2
Średnica cylindra	0,085 m
Skok tłoka	0,11 m
Pojemność skokowa	1,25 dm <sup>3</sup>
Stopień sprężania	15
Moc nominalna	8,8 kW przy 1500 min <sup>-1</sup>
Moment obrotowy przy nominalnej prędkości obrotowej	56 Nm przy 1500 min <sup>-1</sup>
Kąt początku tłoczenia	22° OWK przed GMP
System wtrysku	pośredni
Pompa wtryskowa	indywidualna
Ciśnienie początku wtrysku paliwa	14,5 MPa
Wtryskiwacz czopikowy	Typ: DN0SD

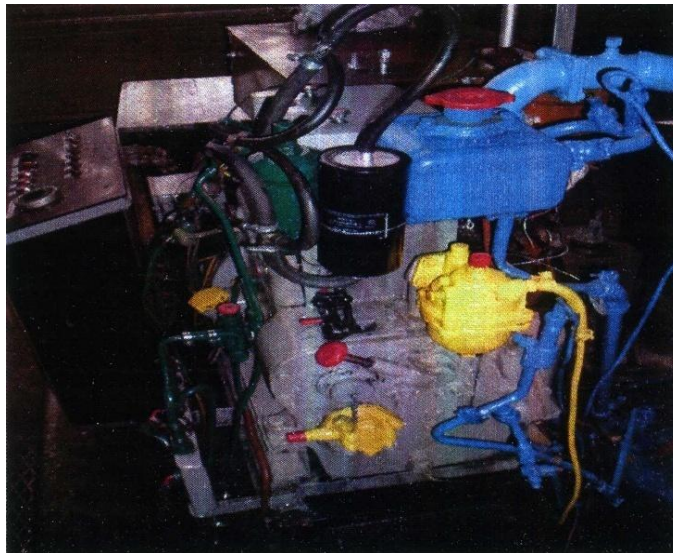
*Źródło: opracowanie własne*

Na rysunku 7.1 przedstawiono przekrój poprzeczny silnika 2C8,5/11 a na rysunku 7.2 widok silnika na stanowisku eksperymentalnym wyposażonym w hamulec elektryczny typu ET – 23.



**Rysunek 7.1. Przekrój poprzeczny doświadczalnego silnika dwucylindrowego z komorą wirową; 1 – komora wstępna, 2 – nakładka, 3 – element zamykający komorę wstępną, 4 – elementy komory spalania**

*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek 7.2. Widok dwucylindrowego silnika z zapłonem samoczynnym**

*Źródło: opracowanie własne*

Jednocyldrowy silnik doświadczalny 1C14/14 jest wyposażony we wstępną komorę spalania. Zmienna geometria kanału łączącego komorę wstępną z przestrzenią nad tłokiem uzyskiwana jest dzięki zastosowaniu centralnie umieszczonej wkładce na denku tłoka, która podczas przemieszczania się tłoka na GMP przesłania kanał łączący.

W tabeli 7.2 przedstawiono dane techniczne silnika 1C14/14:

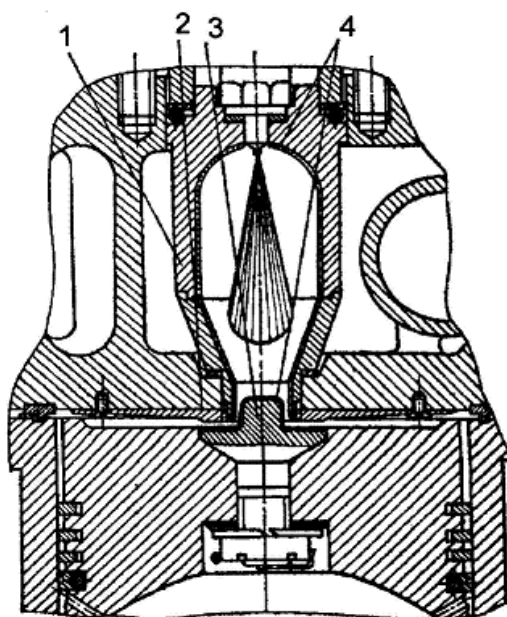


**Tabela 7.2. Podstawowe dane techniczne silnika 1C14/14**

Liczba cylindrów	1
Średnica cylindra	0,14 m
Skok tłoka	0,14 m
Pojemność skokowa	2,154 dm <sup>3</sup>
Stopień sprężania	17
Moc nominalna	36,7 kW przy 2800 min <sup>-1</sup>
Moment obrotowy przy nominalnej prędkości obrotowej	15 Nm przy 2800 min <sup>-1</sup>
Kąt początku tłoczenia	19° OWK przed GMP
System wtrysku	pośredni
Pompa wtryskowa	indywidualna
Ciśnienie początku wtrysku paliwa	18,5 MPa
Wtryskiwacz	Czopikowy DN0SD

*Źródło: opracowanie własne*

Na rysunku 7.3 przedstawiono przekrój poprzeczny doświadczalnego silnika 1C14/14.



**Rysunek 7.3. Przekrój poprzeczny doświadczalnego silnika jednocylindrowego ze zmiennym kanałem łączącym; 1 – komora wstępna, 2 – nakładka, 3 – element zamykający komorę wstępną, 4 – elementy komory spalania**

*Źródło: opracowanie własne*

Do przeprowadzenia badań eksperymentalnych nad zastosowaniem termiczno – katalitycznej obróbki paliwa z bezpośrednim wtryskiem paliwa wybrano sześciocylindrowy

silnik typu 359 z otwartą komorą spalania. Dane techniczne tego silnika przedstawiono w tabeli 7.3 [70]:

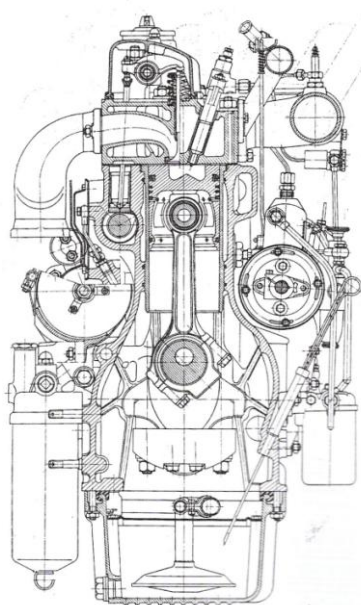
**Tabela 7.3. Podstawowe dane techniczne silnika 359**

Układ cylindrów	rzędowy pionowy
Liczba cylindrów	6
Średnica cylindra	0,11 m
Skok tłoka	0,12 m
Pojemność skokowa	6,846 dm <sup>3</sup>
Stopień sprężania	17
Moc maksymalna	110 kW przy 2800 min <sup>-1</sup>
Maksymalny moment obrotowy	432 Nm przy 1400 min <sup>-1</sup>
Minimalne jednostkowe zużycie paliwa	223 g/kWh
Kolejność zapłonów	1-5-3-6-2-4
Kąt początku tłoczenia	18,5° OWK przed GMP
System wtrysku	bezpośredni
Pompa wtryskowa	P76 G10
Wtryskiwacz trójtorowy	Typ: H1LMK148

*Źródło: [37]*

Na rysunku 7.4 przedstawiono przekrój poprzeczny silnika 359 a na rysunku 7.5 widok tego silnika na stanowisku eksperymentalnym wyposażonym w hamulec hydrauliczny.

W tabeli 7.4 przedstawiono podstawowe dane techniczne urządzeń pomiarowych wykorzystanych na tym etapie badań.



**Rysunek 7.4. Przekrój poprzeczny silnika 359**

*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek 7.5. Widok stanowiska eksperymentalnego wyposażonego w silnik 359 oraz hamulec hydrauliczny**

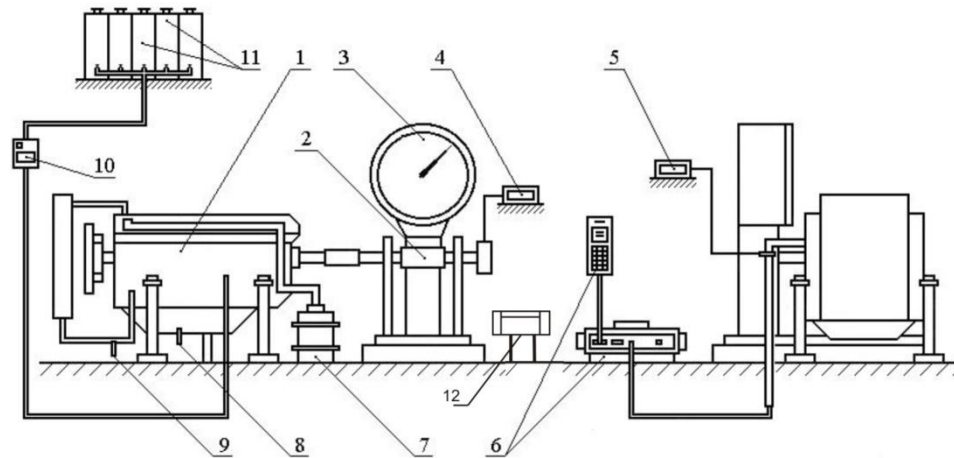
*Źródło: opracowanie własne*

**Tabela 7.4. Urządzenia pomiarowe stanowiska badawczego z hamulcem hydraulicznym i silnikiem 359**

Urządzenia pomiarowe	Zakres	Dokładność wskazań
1. Urządzenie dynamometryczne: - dynamometr hamulca wodnego HWZ 3.	0...100 kG	0,1 kG
2. Aparatura kontrolno-pomiarowa: - obrotomierz typ MK-3A (klasa 1,5), - wagowa miernica elektroniczna (czas zużycia 103 g paliwa), - dymomierz MDO 2, - analizator spalin IMR 1500, - miernik temperatury spalin typ K EMT-10, - miernik temperatury oleju typ MK-3A (klasa 1,5), - miernik temperatury wody typ MK-3A (klasa 1,5), - manometr cieczowy dwuramienny (U-rurka).	0...3000 obr/min  0...999,9 s 0...9,99 1/m -100...+1200 °C 0...100 °C 0...100 °C 0...1000 mm H <sub>2</sub> O	60 obr/min  0,1 s 0,01 1/m 1 °C 2 °C 2 °C 1mm H <sub>2</sub> O

*Źródło: opracowanie własne*

Na rysunku 7.6. przedstawiono schemat stanowiska eksperymentalnego wyposażonego w silnik 359 oraz hamulec hydrauliczny.



**Rysunek 7.6. Schemat stanowiska badawczego: 1 – silnik, 2- hamulec wodny, 3- dynamometr, 4 – obrotomierz, 5 – miernik temperatury spalin, dymomierz MDO, 7 – filtr powietrza G-57, 8 – miernik temperatury oleju, 9 – miernik temperatury wody na wylocie silnika, 10 – waga miernicza elektroniczna, 11 – zbiorniki paliwowe, 12 – analizator spalin IMR 1500**

*Źródło: opracowanie własne*

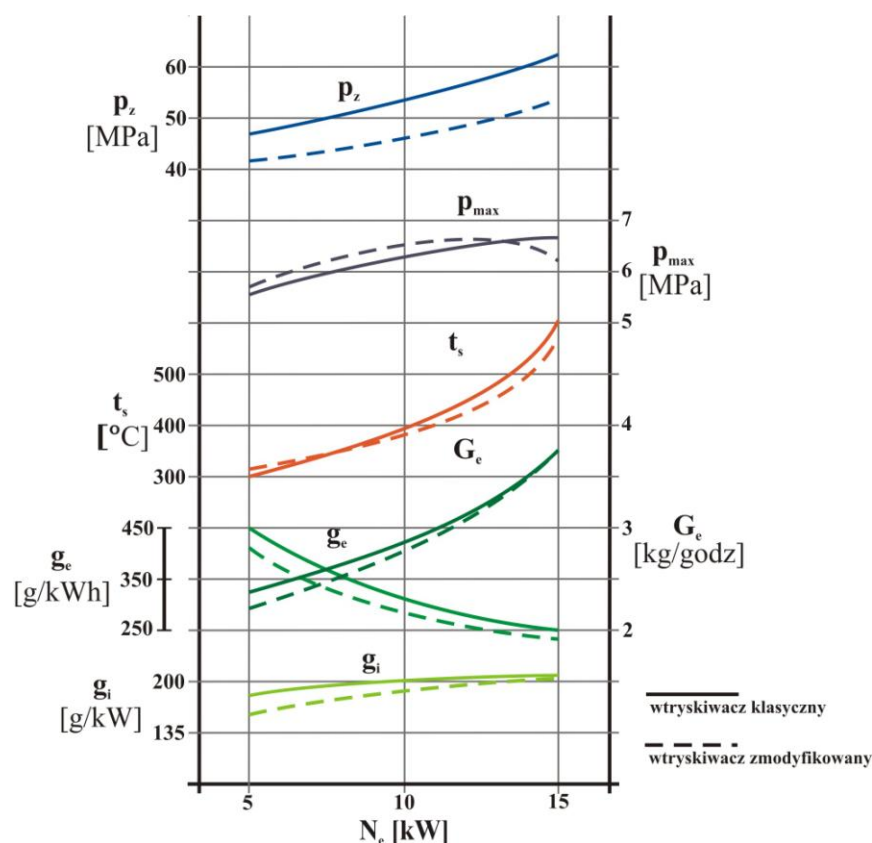
Do wyznaczenia charakterystyk zewnętrznych niezbędne było określenie mocy użytecznej, momentu obrotowego, godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa, temperatury, analizy składu oraz zadymienia spalin, przy ustalonej prędkości obrotowej wału korbowego silnika [35]. Z tego względu wykorzystano stanowisko hamowniane, wyposażone w przyrządy pomiarowe, w którego jego skład wchodziły: urządzenie dynamometryczne, zestaw aparatury kontrolno-pomiarowej oraz urządzenia pomocnicze takie jak termometr rtęciowy, barometr rtęciowy oraz higrometr włosowy.

Wstępna obróbka paliwa odbywała się w opisanych wyżej silnikach przy wykorzystaniu wtryskiwaczy czopikowych i wielootworowych przedstawionych w rozdziale 5.

## **7.2. Badania eksperymentalne silników z pośrednim wtryskiem paliwa**

Przebieg podstawowych wskaźników pracy doświadczalnego silnika jednocyldrowego z dwoma kompletami wtryskiwaczy paliwowych standardowym i z układem wstępnej obróbki paliwa przedstawiono na rysunku 7.7. Ciśnienie początku wtrysku paliwa wynosiło w przypadku dwucylindrowego silnika 2C8,5/11 – 14,5 MPa,

a w przypadku jednocylindrowego silnika 1C14/14 18,5 MPa. Maksymalne ciśnienie cyklu pracy dla silnika z rozpylaczem klasycznym zmieniało się od 5,6 MPa dla minimalnego obciążenia silnika do 6,8 MPa dla maksymalnego, natomiast dla silnika z wtryskiwaczem zmodyfikowanym dla minimalnych i średnich obciążeń wartość jego była wyższa o 0,2 MPa, a dla maksymalnego obciążenia obniżyła się do wartości 6,2 MPa. Analizując zamieszczone na wykresie krzywe przebiegu godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa można stwierdzić, że dla rozpylacza zmodyfikowanego uzyskano mniejsze zużycie paliwa przy małych i średnich obciążeniach. Przy obciążeniach bliskich maksymalnych różnice te zanikają, a przy maksymalnych obciążeniach zużycie paliwa dla silnika pracującego z wtryskiwaczem z układem podgrzewania paliwa nieznacznie wzrasta.



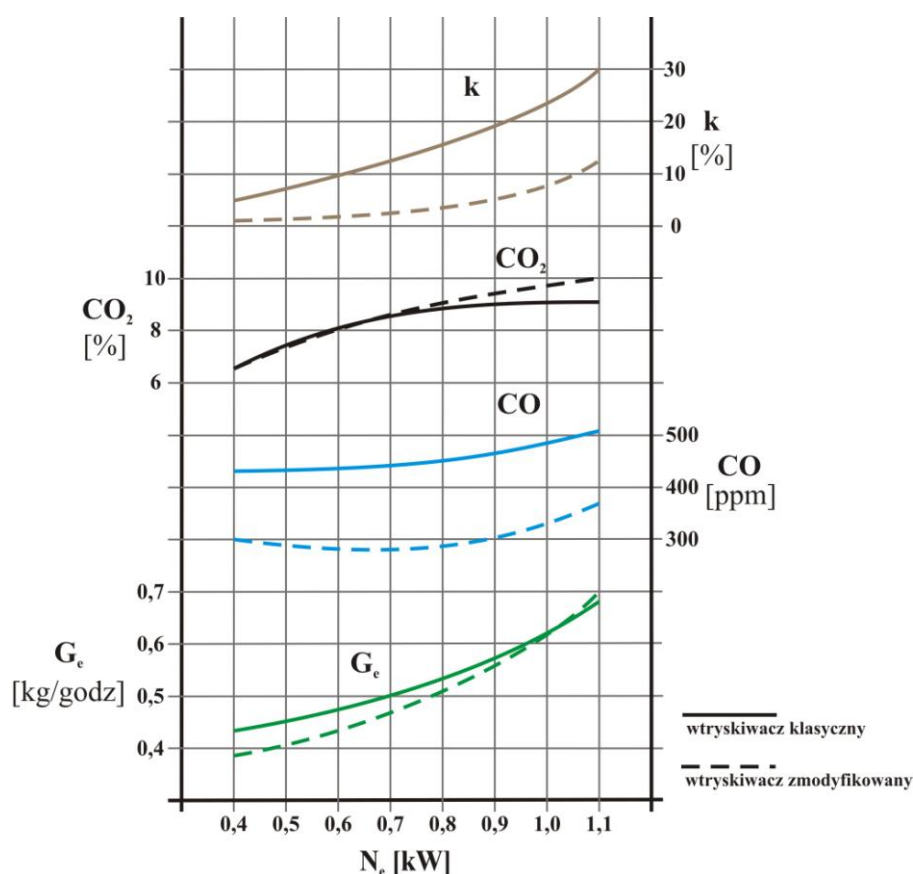
**Rysunek 7.7. Parametry pracy jednocylindrowego silnika z dwoma rodzajami rozpylaczy. Prędkość obrotowa silnika  $n=1500 \text{ min}^{-1}$**

*Źródło: opracowanie własne*

Podczas drugiego etapu badań odbywała się rejestracja wykresu indykatorowego, która wykazała, że wstępna obróbka paliwa bezpośrednio przed jego wtryskiwaniem do komory spalania zmniejsza okres opóźnienia samozapłonu o około 10 – 30%. Obniżenie zużycia paliwa o 8% przy 25% obciążeniu i 3% przy obciążeniu 50% świadczą o korzystnym

wpływie obróbki paliwa we wtryskiwaczu. Jednak należy podkreślić, że sposób organizacji optymalnego procesu roboczego w silniku z komorą o zmiennej geometrii kanału łączącego przewiduje wtryskiwanie zwężonej strugi paliwa w kierunku kanału łączącego, co z kolei warunkuje zastosowanie jednootworowych rozpylaczy rozpylaczy czopikowych z ujemnym kątem ostatniego stożka. Ponieważ zastosowany wtryskiwacz miał kąt rozwarcia strugi wtryskiwanego paliwa bardziej poszerzony nie uzyskano większego efektu w postaci zmniejszenia zużycia paliwa.

Dalsze badania zostały przeprowadzone na pełno wymiarowym dwucylindrowym silniku z wirową komorą spalania. Na rysunku 7.8 przedstawiono wyniki badań tego silnika, które wskazują, że przy zastosowaniu wstępnej obróbki paliwa na obciążeniach rzędu 25% występuje zmniejszenie zużycia paliwa o 9%, a przy obciążeniu 50% zmniejszenie paliwa wynosi 6%. Lepsze wskaźniki ekonomiczności obserwowane są do 80% obciążenia silnika.



**Rysunek 7.8. Charakterystyki silnika dwucylindrowego z dwoma rodzajami wtryskiwaczami. Prędkość obrotowa  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$**

*Źródło: opracowanie własne*

Na podstawie analizy charakterystyki obciążeniowej można stwierdzić, że zastosowanie układu wstępnej obróbki paliwa wpływa na zmniejszenie emisji związków toksycznych emitowanych przez silnik z zapłonem samoczynnym. Stwierdzono również znaczne zmniejszenie poziomu emisji CO oraz obniżenia zadymienia spalin. Poziom emisji CO w badanym silniku z klasycznymi rozpylaczami wynosił od 440 ppm przy małych obciążeniach do 510 ppm przy pełnym obciążeniu silnika, natomiast przy użyciu wtryskiwaczy zmodyfikowanych od 300 ppm przy niskich i średnich obciążeniach do 380 ppm dla maksymalnych obciążeń silnika.

Zadymienie spalin wahało się od 5 do 30% dla silnika z klasycznym układem wtryskowym, a dla silnika ze zmodyfikowanym układem wtryskowym 3 – 16% w całym przedziale obciążeń. Należy zwrócić uwagę, że wartości zadymienia spalin podane są w % ze względu na zastosowany typ dymomierza optycznego typu ADO – 15.

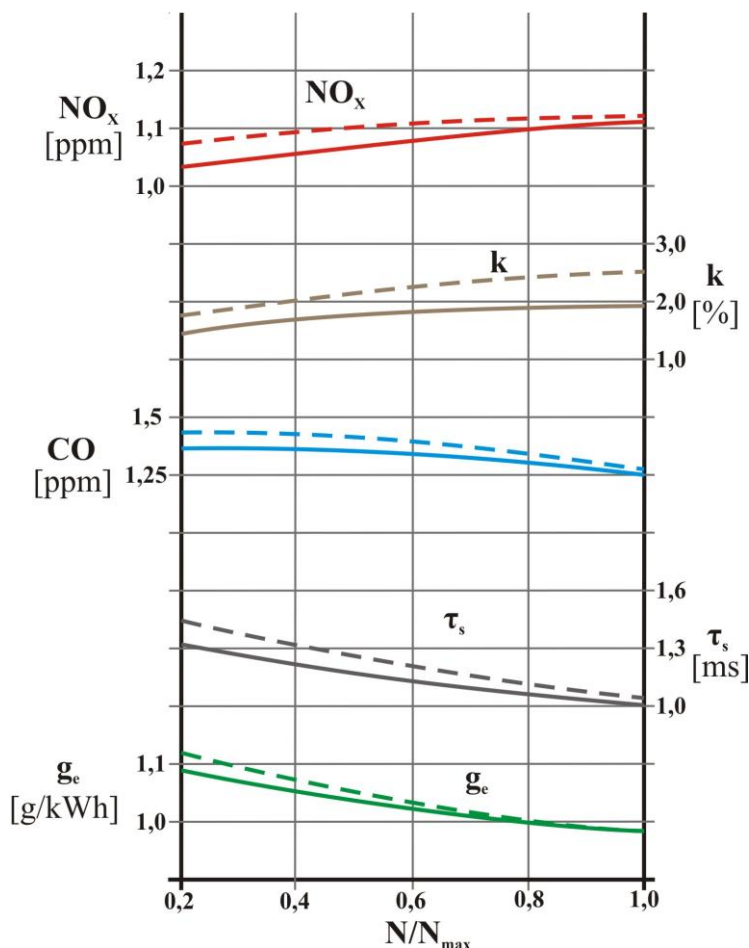
Analizując wyniki badań na stanowisku hamownianym wyposażonych w jednocylindrowy silnik z zapłonem samoczynnym stwierdzono, że organizacja procesu roboczego silnika z komorą o zmiennej geometrii kanału łączącego wymaga zastosowania rozpylaczy o zwartej budowie stożka rozpylonego paliwa dlatego dalsze badania wstępnej termiczno – katalitycznej obróbki paliwa przeprowadzono na dwucylindrowym silniku z wirową komorą spalania, w których to nie występują tego typu ograniczenia.

Na rysunku 7.8 przedstawiono wyniki badań porównawczych, w których to punktem odniesienia były wyniki badań silnika bez wprowadzonych zmian w układzie wtryskowym.

Ponieważ badania eksperymentalne na silniku 2C8,5/11 były prowadzone przy rejestracji parametrów pracy na jednym cylindrze uzyskano możliwość przeprowadzenia doświadczenia na dwóch typach rozpylaczy modyfikowanych: z termiczną i termiczno – katalityczną obróbką paliwa.

Jak wskazują wyniki badań zmniejszenie zużycia paliwa uzyskano na średnich i mniejszych obciążeniach pracy silnika, przy czym w stosunku do termicznej obróbki paliwa jej połączenie z oddziaływaniem katalizatora zwiększa efektywność pracy silnika o 3%. Zakres tych zmian uzyskano przy obciążeniach silnika praktycznie w całym zakresie jego pracy. To samo dotyczy parametru opóźnienia samozapłonu, co w widoczny sposób poprawia poziom emisji tlenków azotu i zadymienia spalin. Różnice tych parametrów zmniejszają się o 3 – 5% przy porównaniu termicznej obróbki paliwa z termiczno – katalityczną. W stosunku do klasycznego układu wtryskowego wyniki są bardziej widoczne. Jednostkowe zużycie paliwa zmniejsza się o 11% przy minimalnych obciążeniach. Przy obciążeniu 80% parametry te są praktycznie jednakowe. Przy maksymalnych obciążeniach jednostkowe zużycie paliwa

zwiększa się o 2%. Do 12% zmniejsza się emisja tlenków azotów, zadymienie obniża się do 24% a zawartość CO w gazach wylotowych o 31%. Świadczy to o poprawie procesu spalania, co potwierdzają uzyskane wyniki w emisji sadzy i tlenku węgla.



**Rysunek 7.9. Porównanie parametrów pracy dwucylindrowego silnika z zapłonem samoczynnym wyposażonym w układ wstępnej termicznej (linia ciągła) i termiczno – katalitycznej (linia przerywana) obróbki paliwa w odniesieniu do silnika bazowego (wartości są równe 1,0)**

*Źródło: opracowanie własne*

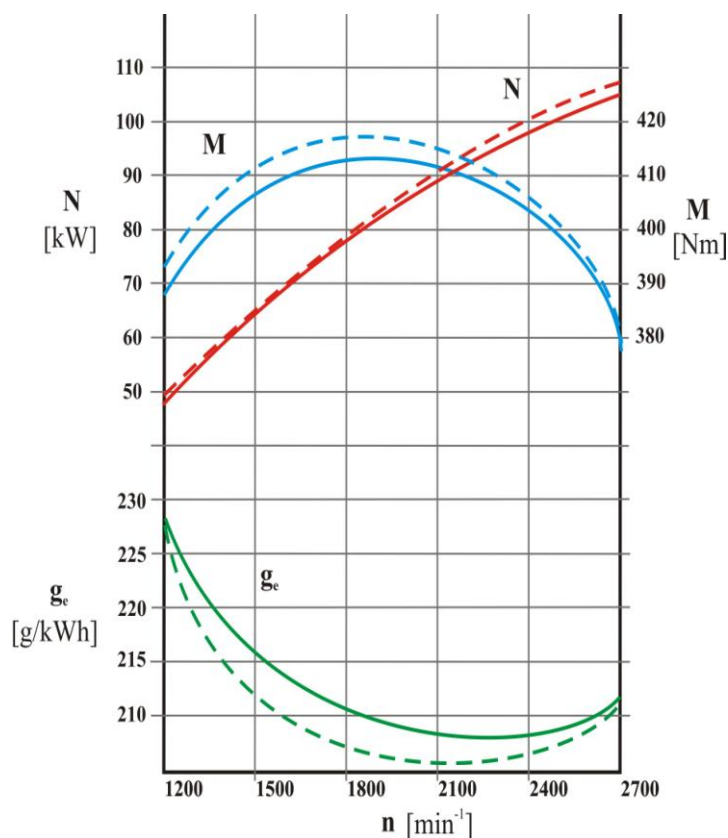
### 7.3. Badania eksperymentalne silnika z bezpośrednim wtryskiem paliwa

Obiektem badań były dwa komplety wtryskiwaczy: wtryskiwacze klasyczne oraz wtryskiwacze ze wstępną obróbką paliwa. Badania zostały przeprowadzone na silniku 359.

Na rysunku 7.10 zostały przedstawione podstawowe parametry pracy silnika (moc, moment obrotowy oraz jednostkowe zużycie paliwa) z których wynika że, wtryskiwacze zmodyfikowane charakteryzują się minimalnie większą mocą niż klasyczne o około 5% od prędkości obrotowej  $2100 \text{ min}^{-1}$ . Zaobserwowano również wzrost momentu obrotowego o około 10 Nm do  $2400 \text{ min}^{-1}$ . Podczas maksymalnej prędkości obrotowej wartości zrównały



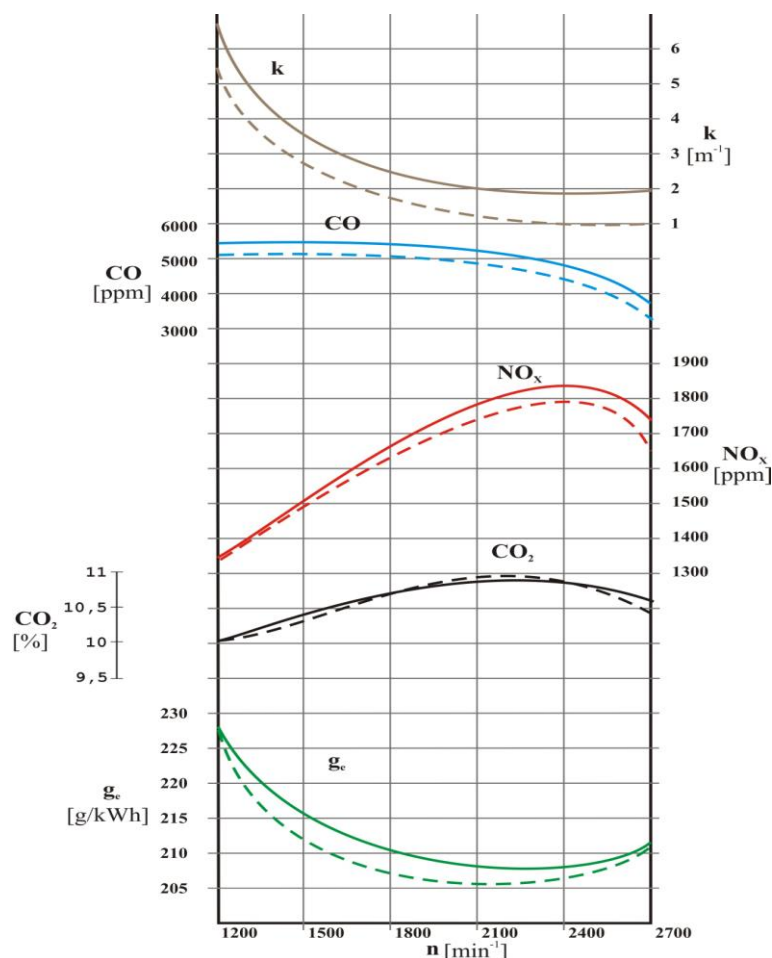
się na poziomie około 380 Nm. Jednostkowe zużycie paliwa w całym zakresie badanej prędkości obrotowej jest niższe o około 10% we wtryskiwaczach zmodyfikowanych. Badania przeprowadzono przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ , oraz ciśnieniu wtrysku 22 MPa. Są to fabryczne ustawienia silnika.



**Rysunek 7.10. Porównanie podstawowych parametrów pracy silnika 359 na dwóch rodzajach wtryskiwaczy z fabrycznie ustawionym silnikiem: — wtryskiwacz klasyczny, - - - wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa**

*Źródło: opracowanie własne*

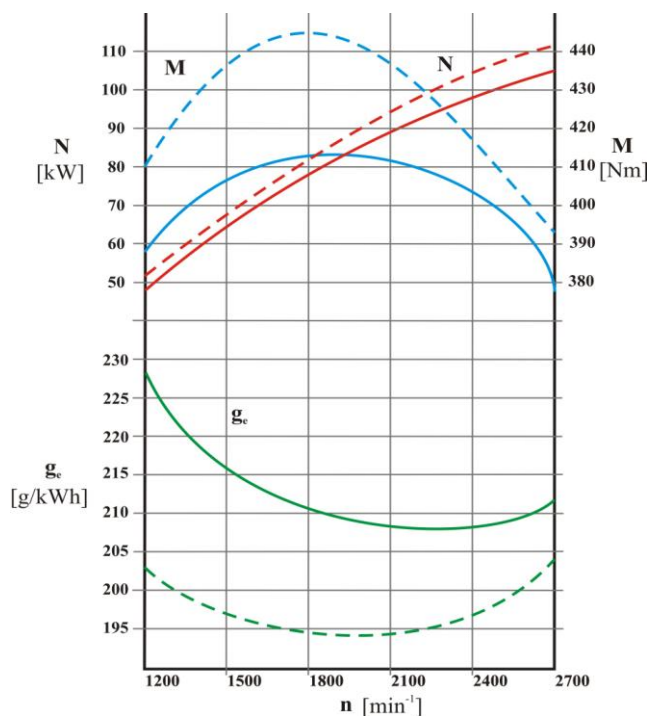
Na rysunku 7.11 przedstawiono emisję substancji toksycznych w gazach wylotowych. Pomiary przeprowadzane były przy ustawieniach fabrycznych silnika 359. Badania wykazały, że silnik z wtryskiwaczami zmodyfikowanymi uzyskał korzystniejsze parametry ekologiczne niż silnik z klasycznymi. Analiza charakterystyk wykazuje, że współczynnik zadymienia został obniżony w granicach 10%, emisję tlenku węgla obniżono o około 200 ppm w całym zakresie prędkości obrotowej, a zawartość tlenków azotu w spalinach o około 10 % od 1500 min<sup>-1</sup>. Emisja dwutlenku węgla była podobna przy użyciu obu rodzajów wtryskiwaczy.



**Rysunek 7.11. Porównanie emisji substancji toksycznych silnika 359 pracującego na dwóch rodzajach wtryskiwaczy z fabrycznie ustawionym silnikiem: — wtryskiwacz klasyczny, - - - wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa**

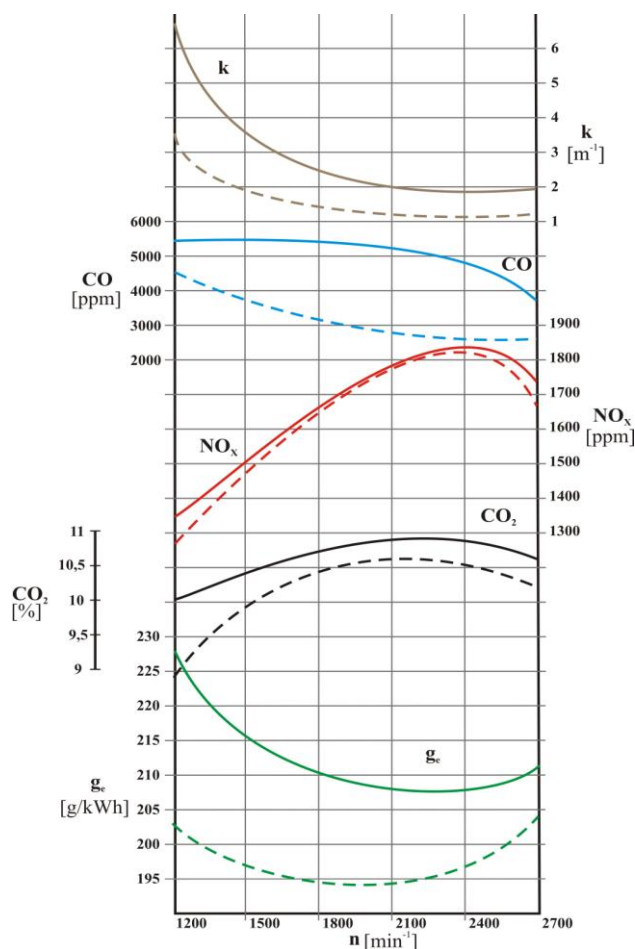
*Źródło: opracowanie własne*

Na rysunku 7.12 przedstawiono charakterystyki zewnętrzne silnika 359 pracującego na wtryskiwaczach klasycznych z fabrycznym ustawieniem silnika, oraz wtryskiwaczy zmodyfikowanych z kątem wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$  przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa. Analizując przebieg poszczególnych krzywych można zauważyć, że moc silnika została podwyższona dzięki zastosowaniu wtryskiwaczy ze wstępną obróbką paliwa o około 4 kW w całym zakresie prędkości obrotowej. Znacznemu podwyższeniu uległ moment obrotowy silnika, a szczególnie o ponad 40 Nm przy  $1800 \text{ min}^{-1}$ . Znacznie obniżone zostało również jednostkowe zużycie paliwa w całym zakresie prędkości obrotowej. Największa różnica odnotowana została w przedziale prędkości obrotowej  $1200 - 1800 \text{ min}^{-1}$  i wynosiła około 25 g/kWh. Najniższe zużycie paliwa około 195 g/kWh wystąpiło dla wtryskiwaczy zmodyfikowanych w przedziale  $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ , natomiast dla wtryskiwaczy klasycznych najniższe zużycie paliwa wynosiło około 207 g/kWh w przedziale  $2100 - 2400 \text{ min}^{-1}$ .



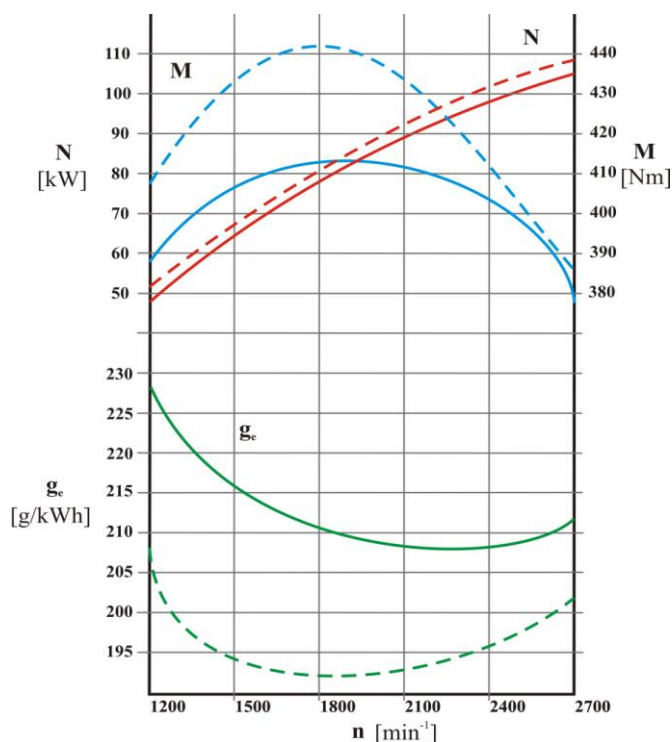
**Rysunek 7.12. Porównanie podstawowych parametrów pracy silnika 359 na dwóch rodzajach wtryskiwaczy: — klasyczny, silnik ustawiony fabrycznie, - - - ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku 16°, ciśnienie wtrysku 24 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*

Na rysunku 7.13 przedstawiono emisję substancji toksycznych silnika 359 przy pracy z wtryskiwaczami klasycznymi z fabrycznym ustawieniem silnika, oraz wtryskiwaczy zmodyfikowanych przy kącie wyprzedzenia wtrysku 16° oraz ciśnieniu wtrysku 24 MPa. Analizując przebieg poszczególnych krzywych można stwierdzić, że nastąpiło obniżenie emisji substancji toksycznych w gazach wylotowych silnika. Współczynnik zadymienia został obniżony w granicach 10% w całym zakresie prędkości obrotowej. Emisja tlenków węgla została również obniżona w całym zakresie prędkości obrotowej, najniższa wartość wynosiła około 2700 ppm w przedziale 2400 – 2700 min<sup>-1</sup> dla wtryskiwaczy zmodyfikowanych, natomiast dla wtryskiwaczy klasycznych najniższa wartość wynosiła około 3900 ppm przy 2700 min<sup>-1</sup>. Przyglądając się zawartości tlenków azotu w spalinach zauważalne jest minimalne obniżenie ich ilości w gazach wylotowych, szczególnie w przedziale 1200 – 2100 min<sup>-1</sup> o około 5%. Emisja dwutlenku węgla została obniżona przy zastosowaniu wtryskiwaczy zmodyfikowanych w granicach 5 – 10%.



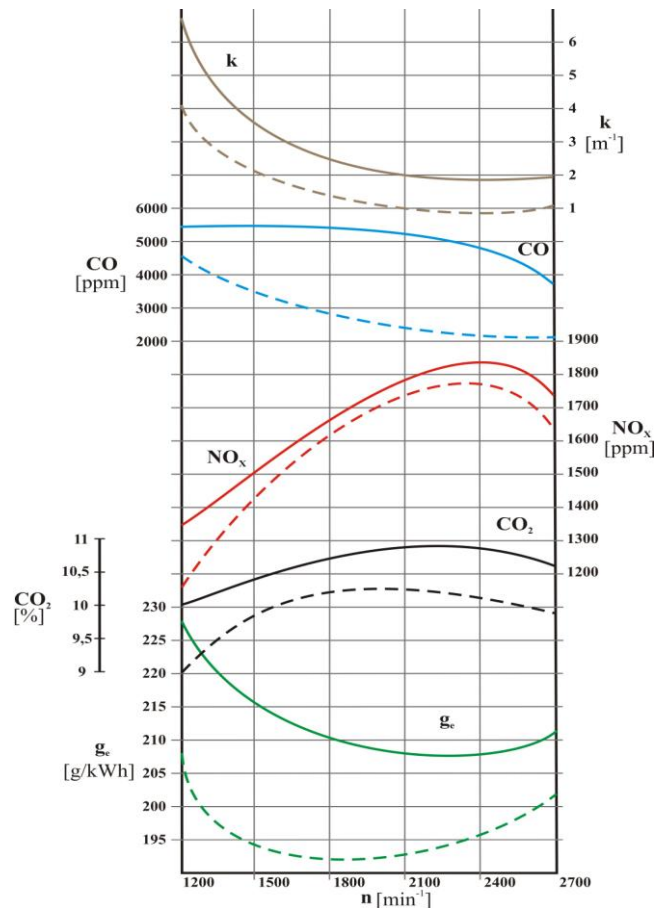
**Rysunek 7.13. Porównanie emisji substancji toksycznych silnika 359 pracującego na dwóch rodzajach wtryskiwaczy: — klasyczny, silnik ustawiony fabrycznie, - - - ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku 16°, ciśnienie wtrysku 24 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*

Na rysunku 7.14 przedstawiono charakterystyki zewnętrzne silnika 359 pracującego na wtryskiwaczach klasycznych z fabrycznym ustawieniem silnika, oraz wtryskiwaczy zmodyfikowanych z kątem wyprzedzenia wtrysku 16° oraz ciśnieniem wtrysku 26 MPa. Analizując przebieg poszczególnych krzywych można zauważyć, że moc silnika została podwyższona dzięki zastosowaniu wtryskiwaczy zmodyfikowanych o około 4 kW w całym zakresie prędkości obrotowej. Znacznemu podwyższeniu uległ moment obrotowy silnika w całym zakresie prędkości obrotowej, którego maksymalna wartość wystąpiła w okolicach 1800 min<sup>-1</sup> i wynosiła 441 Nm dla wtryskiwaczy zmodyfikowanych. Znacznie obniżone zostało jednostkowe zużycie paliwa w całym zakresie prędkości obrotowej dla wtryskiwaczy ze wstępną obróbką paliwa. Najniższa wartość jednostkowego zużycia paliwa wystąpiła w przedziale 1500 – 2100 min<sup>-1</sup> i wynosiła 193 g/kWh.



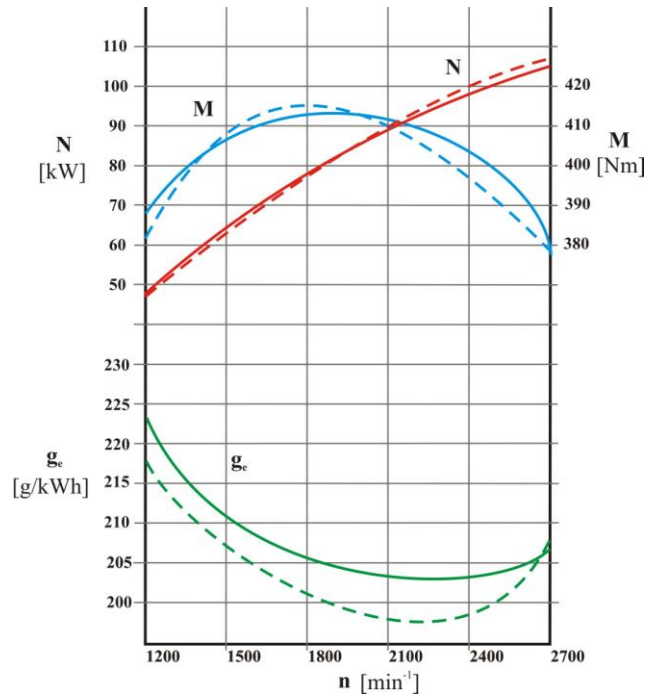
**Rysunek 7.14. Porównanie podstawowych parametrów pracy silnika 359 na dwóch rodzajach wtryskiwaczy: — klasyczny, silnik ustawiony fabrycznie, - - - - ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku 16°, ciśnienie wtrysku 26 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*

Na rysunku 7.15 przedstawiono charakterystyki emisji substancji toksycznych silnika 359 przy pracy z wtryskiwaczami klasycznymi z fabrycznym ustawieniem oraz wtryskiwaczy zmodyfikowanych przy kącie wyprzedzenia wtrysku 16° oraz ciśnieniu wtrysku 26 MPa. Analizując przebieg poszczególnych krzywych można stwierdzić, że nastąpiło obniżenie emisji substancji toksycznych w gazach wylotowych silnika. Współczynnik zadymienia został obniżony o około 10% w całym zakresie prędkości obrotowej, emisja tlenków węgla została również obniżona o około 40% w całym zakresie prędkości obrotowej. Najniższa jej wartość wynosiła około 1950 ppm przy 2400 min<sup>-1</sup>, natomiast dla wtryskiwaczy klasycznych najniższa wartość wynosiła około 3900 przy 2700 min<sup>-1</sup>. Zawartość tlenków azotu w spalinach obniżyła się o około 10 – 15%, a emisja dwutlenku węgla została obniżona o około 10% w całym zakresie prędkości obrotowej.



**Rysunek 7.15. Porównanie emisji substancji toksycznych silnika 359 pracującego na dwóch rodzajach wtryskiwaczy: — klasyczny, silnik ustawiony fabrycznie, - - - ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , ciśnienie wtrysku 26 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*

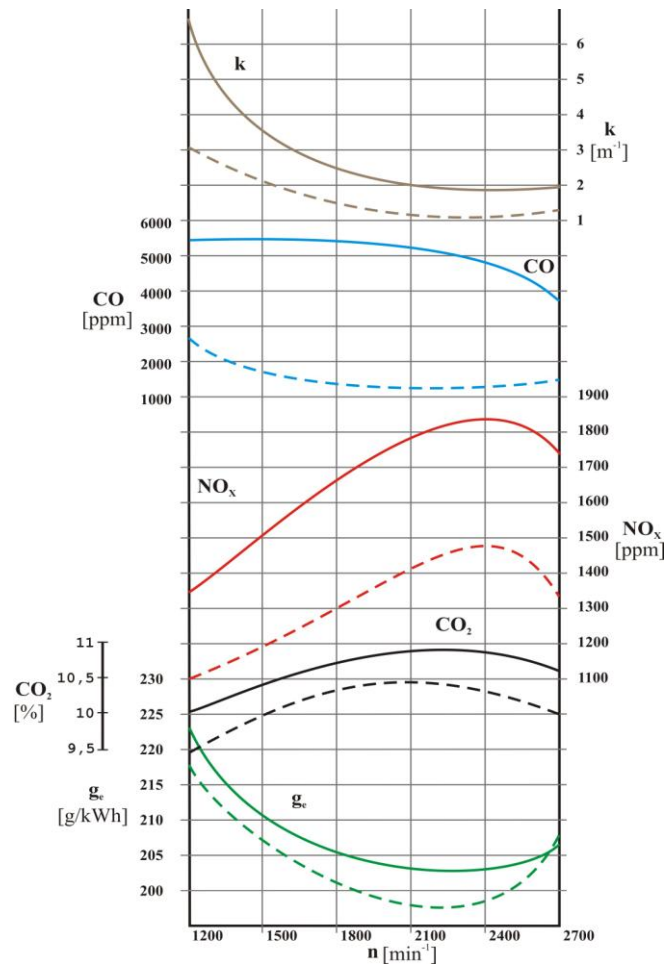
Na rysunku 7.16 przedstawiono charakterystyki zewnętrzne silnika 359 pracującego na wtryskiwaczach klasycznych z fabrycznym ustawieniem silnika, oraz wtryskiwaczy zmodyfikowanych z kątem wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$  oraz ciśnieniem wtrysku 26 MPa. Analizując przebieg poszczególnych krzywych można zauważyć, że moc silnika nie uległa zmianie przy zastosowaniu wtryskiwaczy ze wstępną obróbką paliwa w całym zakresie prędkości obrotowej. Maksymalna jej wartość dla obu wtryskiwaczy wynosi 107 kW przy prędkości obrotowej  $2700 \text{ min}^{-1}$ . Moment obrotowy silnika uległ podwyższeniu o około 3 Nm w zakresie  $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$  na korzyść wtryskiwaczy ze wstępną obróbką. Jednostkowe zużycie paliwa zostało obniżone o około 10% a przy  $2700 \text{ min}^{-1}$  wartości wyrównują się. Najniższe zużycie paliwa wynosiło  $197 \text{ g/kWh}$  i wystąpiło w przedziale  $2100 - 2400 \text{ min}^{-1}$ .



**Rysunek 7.16. Porównanie podstawowych parametrów pracy silnika 359 na dwóch rodzajach wtryskiwaczy: — klasyczny, silnik ustawiony fabrycznie, - - - ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku 14°, ciśnienie wtrysku 26 MPa**

*Źródło: opracowanie własne*

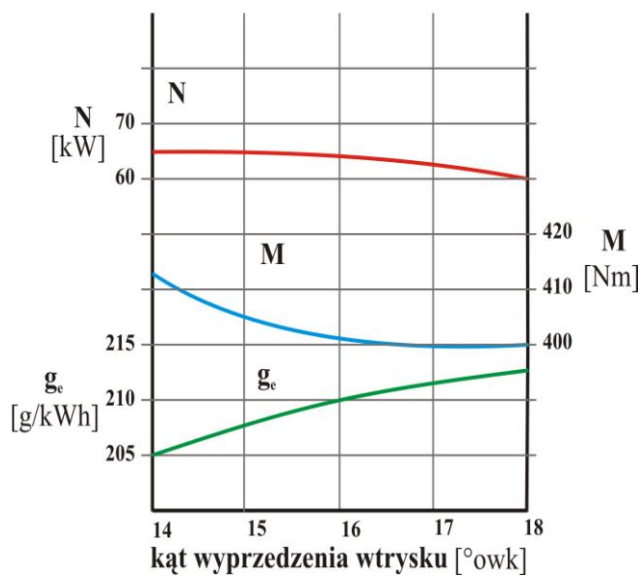
Na rysunku 7.17 przedstawiono charakterystykę emisji substancji toksycznych silnika 359 pracującego z wtryskiwaczami klasycznymi z fabrycznym ustawieniem oraz wtryskiwaczy zmodyfikowanych przy kącie wyprzedzenia wtrysku 14° oraz ciśnieniu wtrysku 26 MPa. Analizując przebieg poszczególnych krzywych można stwierdzić, że nastąpiło obniżenie emisji substancji toksycznych w gazach wylotowych silnika. Współczynnik zadymienia został obniżony o około 15% w całym zakresie prędkości obrotowej. Największa różnica wystąpiła przy 1200 min<sup>-1</sup> i wynosiła 4,5 m<sup>-1</sup>. Emisja tlenku węgla została również obniżona w całym zakresie prędkości obrotowej. Najniższa wartość wystąpiła przy 2100 – 2400 min<sup>-1</sup> i wynosiła 1100 ppm. Emisja tlenków azotu została obniżona o 400 ppm, a dwutlenku węgla około 10% w całym zakresie prędkości obrotowej.



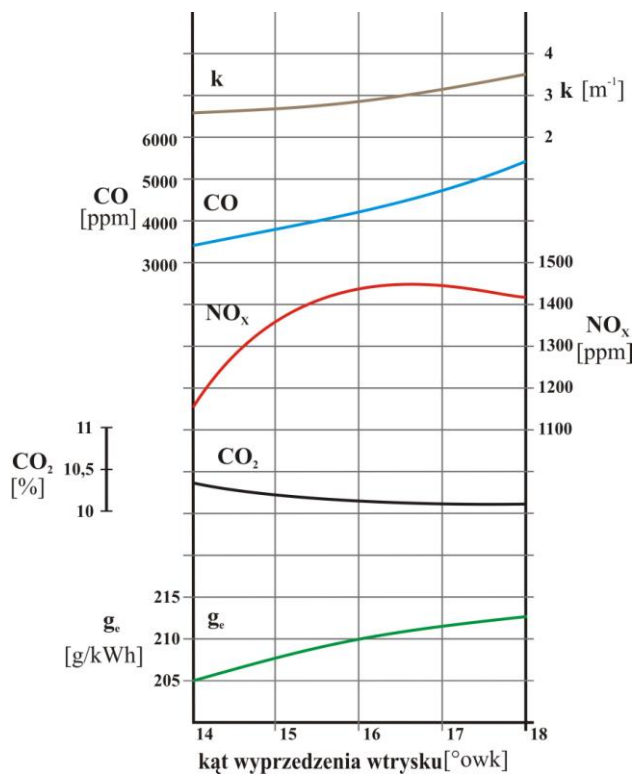
**Rysunek 7.17. Porównanie podstawowych parametrów pracy silnika 359 na dwóch rodzajach wtryskiwaczy: — klasyczny, silnik ustawiony fabrycznie, - - - ze wstępną obróbką, kąt wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , ciśnienie wtrysku 26 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*

Na rysunkach 7.18 – 7.23 przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych dotyczących zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa przy częstotliwości obrotowej  $1500 \text{ min}^{-1}$ .

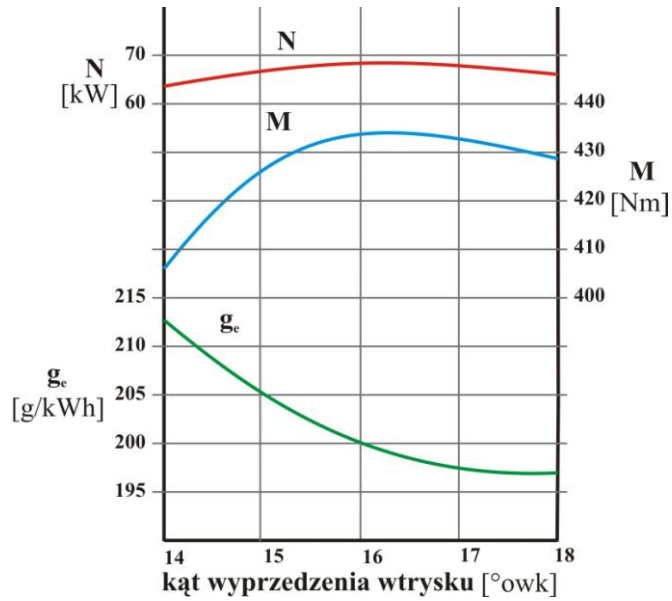




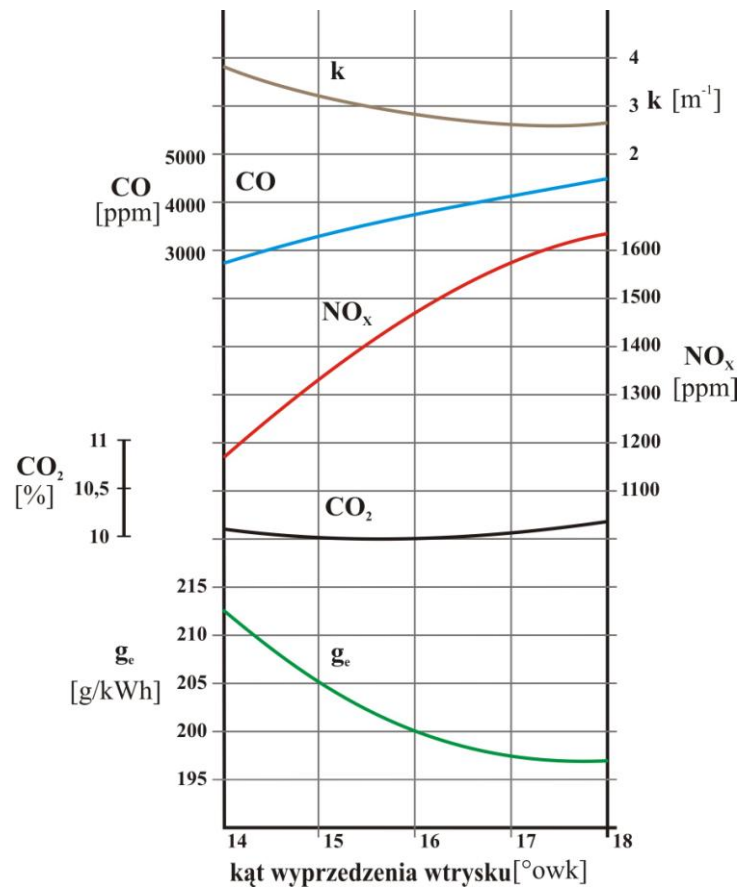
**Rysunek 7.18. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Ciśnienie wtrysku 22 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*



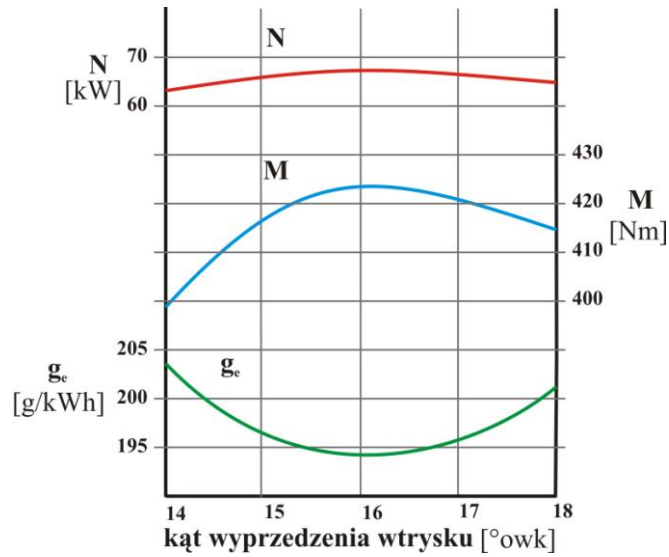
**Rysunek 7.19. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Ciśnienie wtrysku 22 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*



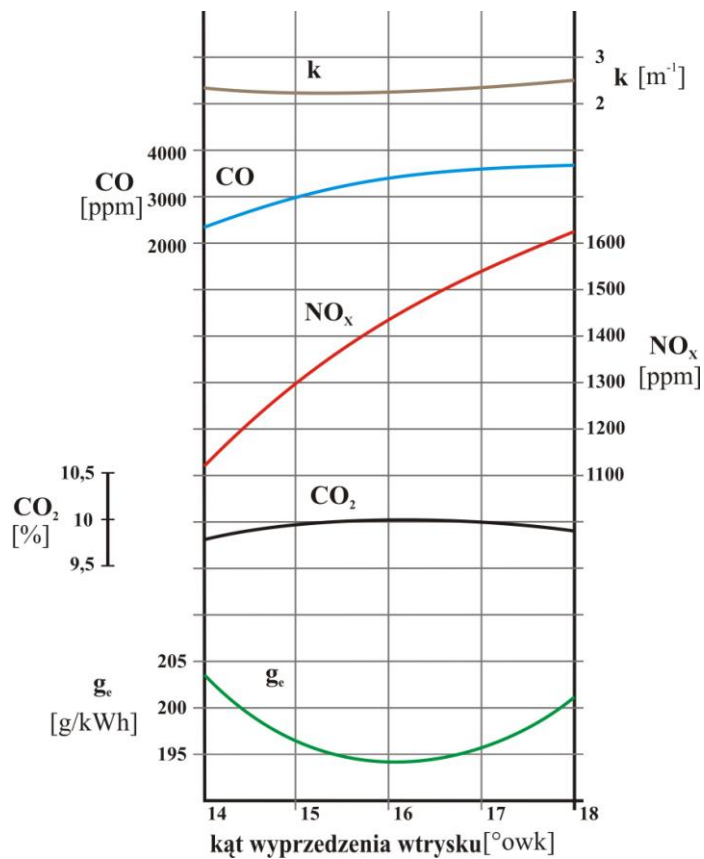
**Rysunek 7.20. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Ciśnienie wtrysku 24 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek 7.21. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Ciśnienie wtrysku 24 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek 7.22. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Ciśnienie wtrysku 26 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek 7.23. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Ciśnienie wtrysku 26 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*

Analizując wyniki badań przy prędkości obrotowej  $1500 \text{ min}^{-1}$ , stwierdzono że kąt wyprzedzenia wtrysku istotnie wpływa na parametry pracy silnika oraz emisję substancji toksycznych do otoczenia.

Dla ciśnienia wtrysku 22 MPa uzyskano największą moc silnika 65 kW przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ . Najmniejsza moc przy tej samej prędkości obrotowej wynosiła 60 kW przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ . Najwyższa wartość momentu obrotowego 413 Nm została odnotowana przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najniższa wartość 400 Nm przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ . Najniższe jednostkowe zużycie paliwa wynosiło 206 g/kWh przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższa wartość tego parametru 213 g/kWh przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ .

Najniższa wartość współczynnika zadymienia wynosiła  $2,81 \text{ m}^{-1}$  przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższa wartość  $3,98 \text{ m}^{-1}$  przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ . Najniższą wartość emisji tlenku węgla 3445 ppm zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższą 5467 ppm przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ . Najniższą zawartość tlenków azotu w spalinach 1168 ppm odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższą 1435 ppm przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ . Emisja dwutlenku węgla w gazach wylotowych przedstawiała się następująco. Najniższą zawartość 10,1 % zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ , natomiast najwyższą 10,4 % przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ .

Analizując wyniki badań przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa i prędkości obrotowej  $1500 \text{ min}^{-1}$  stwierdzono, że najwyższą wartość mocy silnika 68 kW odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , a najniższą 63 kW przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ . Najwyższą wartość momentu obrotowego 435 Nm zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , a najniższą 406 Nm przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ . Najniższe jednostkowe zużycie paliwa 197 g/kWh zauważono przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ , natomiast najwyższe 213 g/kWh przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ .

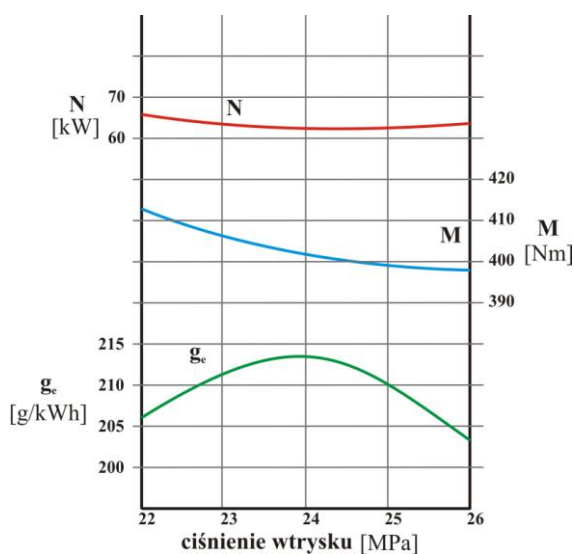
Najniższą wartość współczynnika zadymienia  $2,7 \text{ m}^{-1}$  odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ , a najwyższą  $3,9 \text{ m}^{-1}$  przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ . Najniższą wartość emisji tlenku węgla 2922 ppm zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższą 4399 ppm przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ . Najniższą zawartość tlenków azotów 1172 ppm odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższą 1634 ppm przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ . Zawartość dwutlenku węgla w spalinach kształtowała się następująco. Największą zawartość

gazu w spalinach 10,2 % zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 18,5°, natomiast najmniejszą 10 % przy kącie wyprzedzenia wtrysku 16°.

Analizując wyniki badań dla ciśnienia wtrysku 26 MPa i prędkości obrotowej 1500 min<sup>-1</sup> stwierdzono, że najwyższą wartość mocy silnika 67 kW zauważono przy kącie wyprzedzenia wtrysku 16°, a najniższą 62 kW przy kącie wyprzedzenia wtrysku 14°. Najwyższą wartość momentu obrotowego 423 Nm odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 16°, a najniższą 399 Nm przy kącie wyprzedzenia wtrysku 14°. Najniższe jednostkowe zużycie paliwa 194 g/kWh zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 16°, natomiast najwyższe 204 g/kWh przy kącie wyprzedzenia wtrysku 14°.

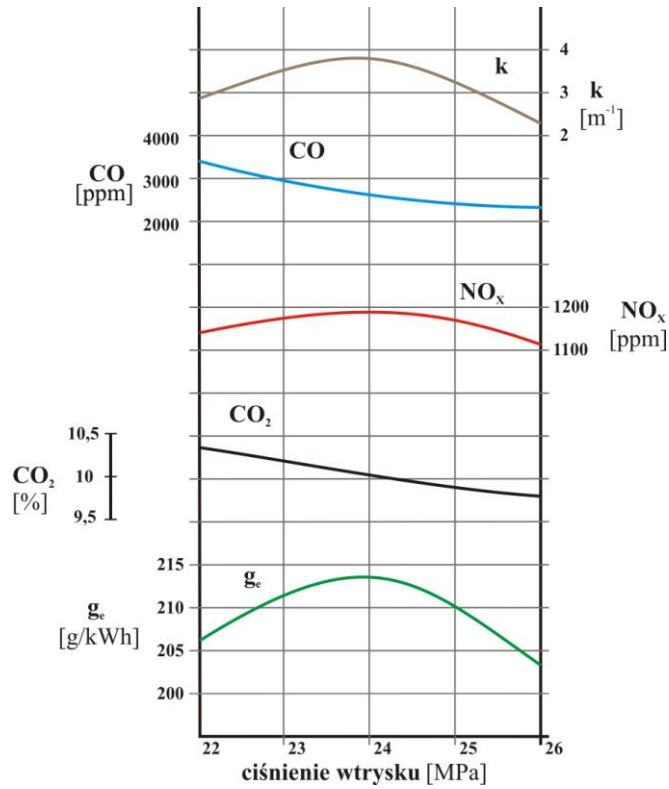
Najniższą wartość współczynnika zadymienia 2,32 m<sup>-1</sup> odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 16°, a najwyższą 2,5 m<sup>-1</sup> przy kącie wyprzedzenia wtrysku 18,5°. Najniższą zawartość tlenków węgla w spalinach 2386 ppm zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 14°, natomiast najwyższą 3767 ppm przy kącie wyprzedzenia wtrysku 18,5°. Najniższą zawartość tlenków azotów 1111 ppm odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 14°, natomiast najwyższą 1622 ppm przy kącie wyprzedzenia wtrysku 18,5°. Zawartość dwutlenku węgla kształtowała się następująco. Największą wartość dwutlenku węgla w spalinach 9,8 % zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 14°, natomiast najmniejszą 9,6 % przy kącie wyprzedzenia wtrysku 16°.

Na rysunkach 7.24 – 7.29 przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych dotyczących zmiany ciśnienia początku wtryskiwania paliwa przy częstotliwości obrotowej 1500 min<sup>-1</sup>.

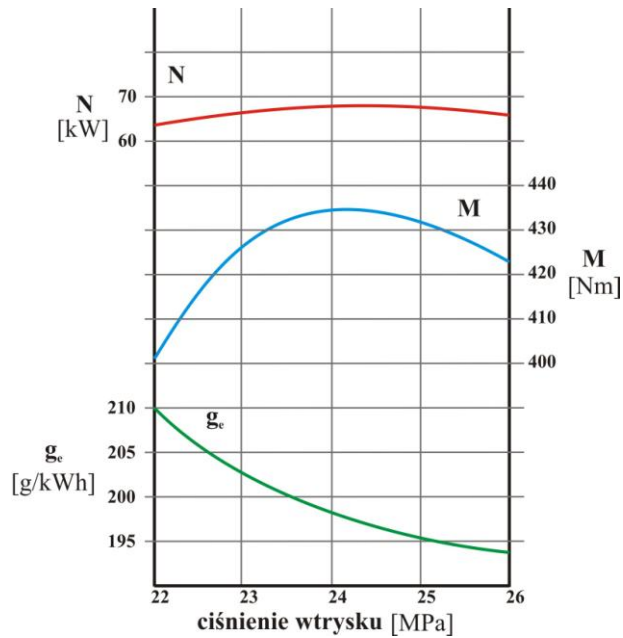


**Rysunek 7.24. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Kąt wyprzedzenia wtrysku 14°**

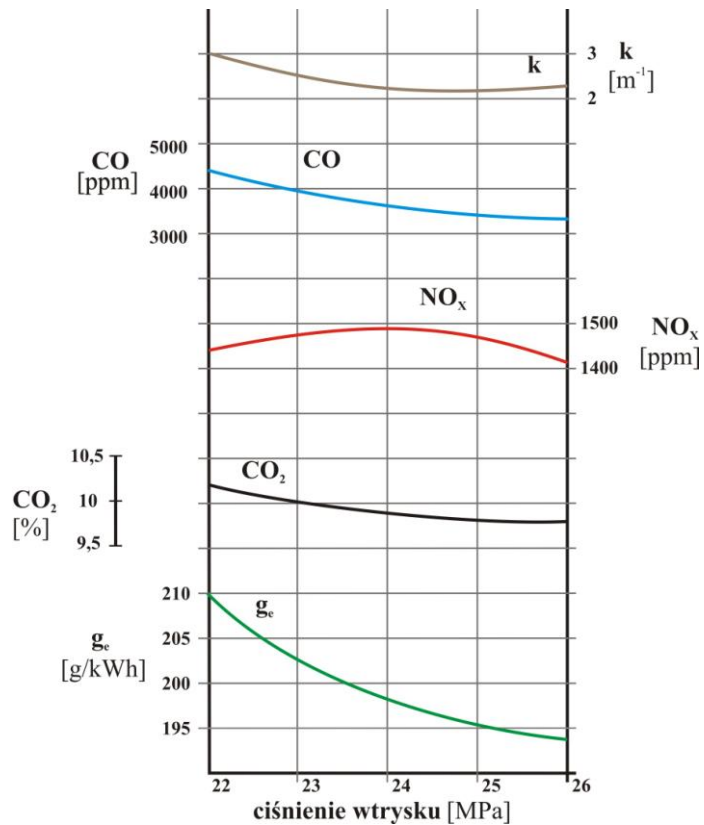
*Źródło: opracowanie własne*



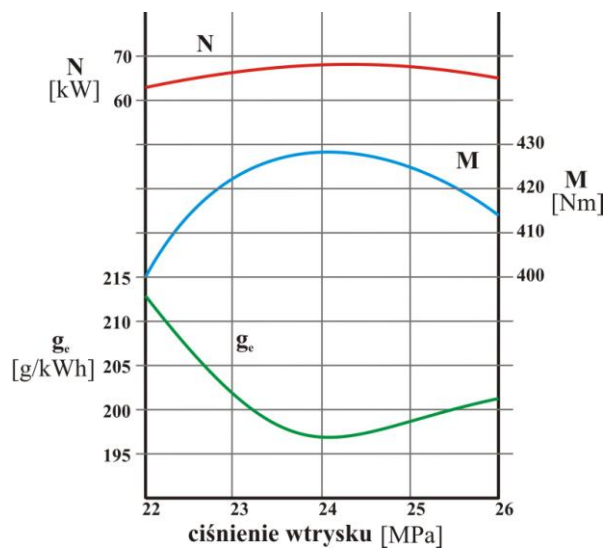
**Rysunek 7.25. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Kąt wyprzedzenia wtrysku 14°**  
*Źródło: opracowanie własne*



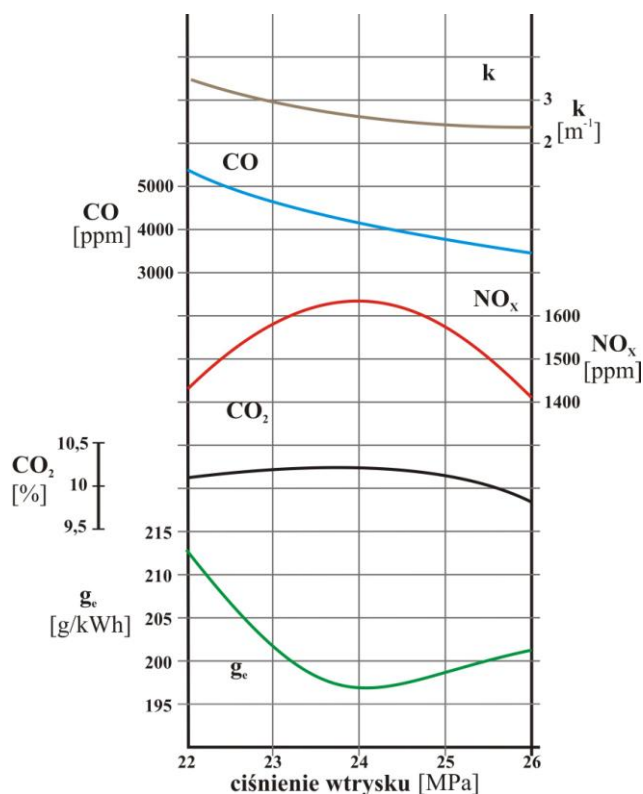
**Rysunek 7.26. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Kąt wyprzedzenia wtrysku 16°**  
*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek 7.27. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Kąt wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$**   
*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek 7.28. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Kąt wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$**   
*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek 7.29. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Kąt wyprzedzenia wtrysku 18,5°**  
*Źródło: opracowanie własne*

Analizując wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359 przy prędkości obrotowej 1500 min<sup>-1</sup> i kącie wyprzedzenia wtrysku 14° stwierdzono, że najwyższa moc silnika wynosiła 64 kW i występowała przy ciśnieniu wtrysku 22 MPa. Największa wartość momentu obrotowego wynosiła 412 Nm również przy ciśnieniu wtrysku 22 MPa. Najniższą wartość jednostkowego zużycia paliwa 204 g/kWh zaobserwowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa.

Analizując wpływ ciśnienia na emisję substancji toksycznych do otoczenia przy prędkości obrotowej 1500 min<sup>-1</sup> i kącie wyprzedzenia wtrysku 14° stwierdzono, że najniższą wartość współczynnika zadymienia 2,21 m<sup>-1</sup> odnotowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, a najwyższą 3,9 m<sup>-1</sup> przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa. Najniższą zawartość tlenku węgla 2386 ppm odnotowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa. Najniższą zawartość tlenków azotu 1111 ppm zauważono przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa. Najniższą zawartość dwutlenku węgla w spalinach 9,8 % zaobserwowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa.

Wyniki badań dla kąta wyprzedzenia wtrysku 16° i prędkości obrotowej 1500 min<sup>-1</sup> wykazały, że moc silnika 359 miała największą wartość przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa i wynosiła 68 kW. Moment obrotowy osiągnął najwyższą wartość przy ciśnieniu 24 MPa



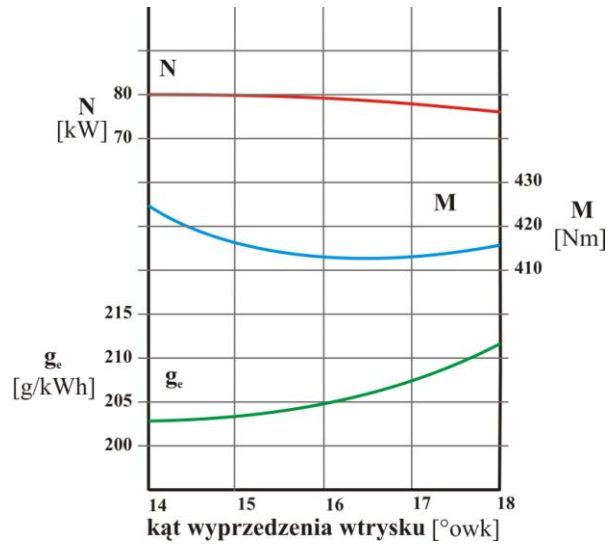
i wynosił 434 Nm. Przebieg jednostkowego zużycia paliwa dla tych ustawień wyglądała następująco. Najniższą wartość otrzymano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, która wynosiła 194 g/kWh.

Analizując przebieg emisji substancji toksycznych dla kąta wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$  i prędkości obrotowej  $1500 \text{ min}^{-1}$  stwierdzono, że najniższe wartości występowały w przedziale ciśnień 24 – 26 MPa, które wynosiły  $2,3 \text{ m}^{-1}$ . Najniższą zawartość tlenku węgla 3408 ppm odnotowano przy ciśnieniu 26 MPa. Podobnie przebiegała emisja tlenków azotu. Najniższą wartość 1405 ppm zaobserwowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa. Najniższą wartość dwutlenku węgla w spalinach 9,8% odnotowano w przedziale ciśnienia wtrysku 25 – 26 MPa.

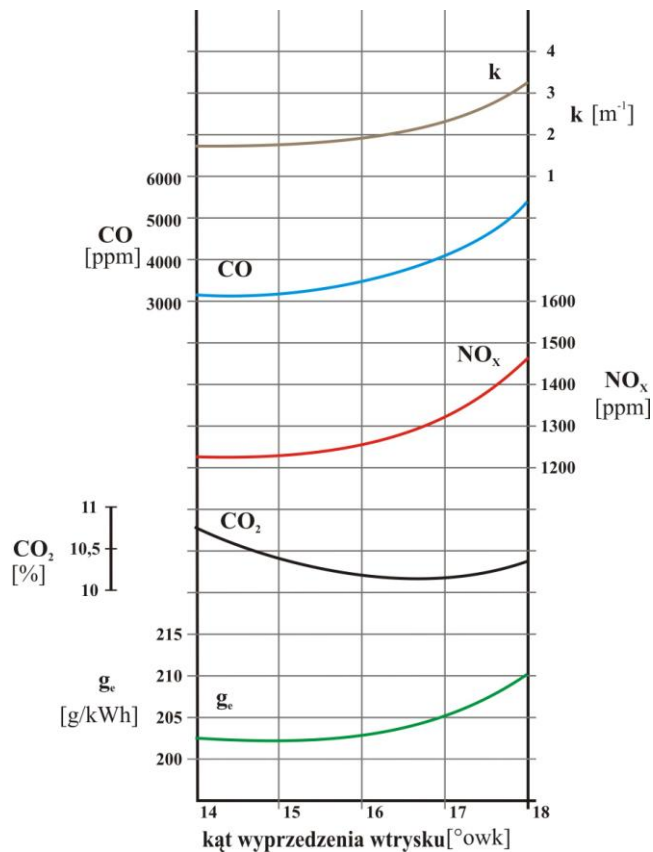
Analizując wyniki badań dla kąta wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$  i prędkości obrotowej  $1500 \text{ min}^{-1}$  zauważono, że najwyższą wartość mocy silnika 359 67 kW uzyskano przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa. Najwyższą wartość momentu obrotowego 428 Nm odnotowano przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa. Analizując przebieg jednostkowego zużycia paliwa stwierdzono, że najniższą wartość 197 g/kWh otrzymano przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa.

Wyniki badań emisji substancji toksycznych dla kąta wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$  oraz dla prędkości obrotowej  $1500 \text{ min}^{-1}$  są następujące. Analiza przebiegu współczynnika zadymienia silnika 359 wykazała, że najniższą wartość  $2,5 \text{ m}^{-1}$  otrzymano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa. Najniższą zawartość tlenku węgla w spalinach 3767 ppm zaobserwowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa. Analizując przebieg emisji tlenków azotu zaobserwowano, że najniższą wartość 1622 ppm zauważono przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa. Również zawartość dwutlenku węgla w spalinach najniższą wartość 9,9 % osiągnęła przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa.

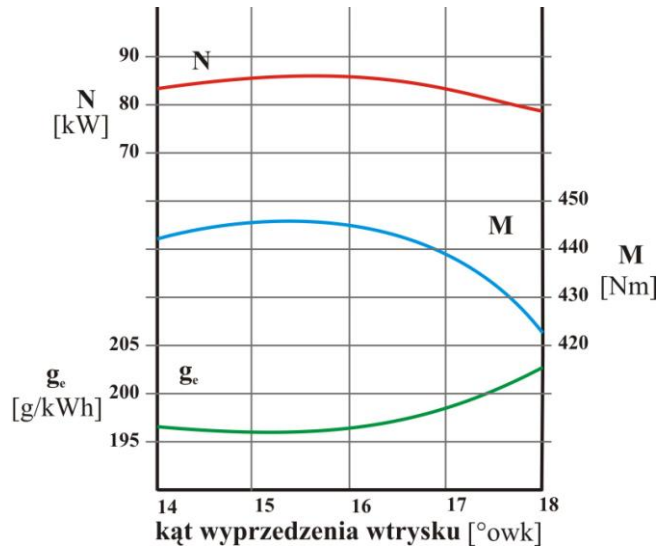
Na rysunkach 7.30 – 7.41 przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych dotyczących wpływu kąta wyprzedzenia wtrysku i ciśnienia wtrysku paliwa przy częstotliwości obrotowej  $1800 \text{ min}^{-1}$ .



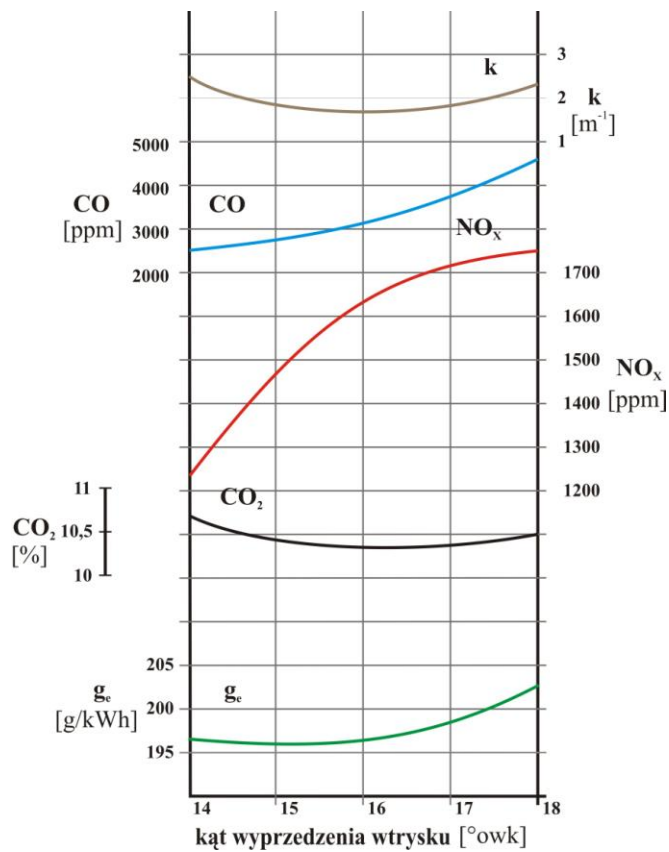
**Rysunek 7.30. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Ciśnienie wtrysku 22 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*



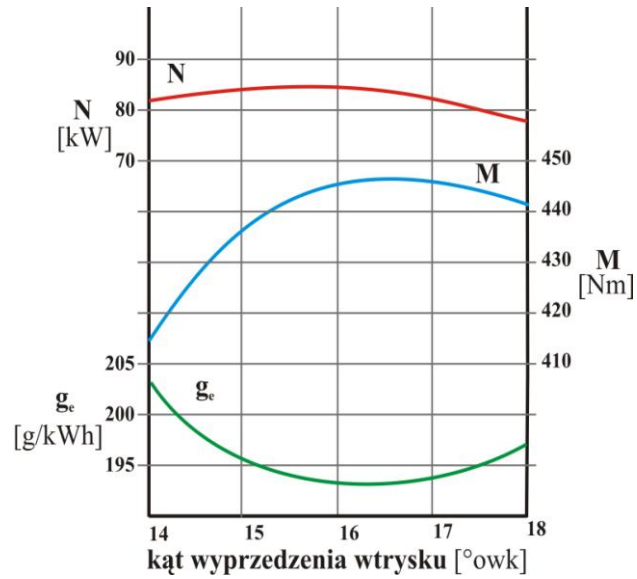
**Rysunek 7.31. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Ciśnienie wtrysku 22 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*



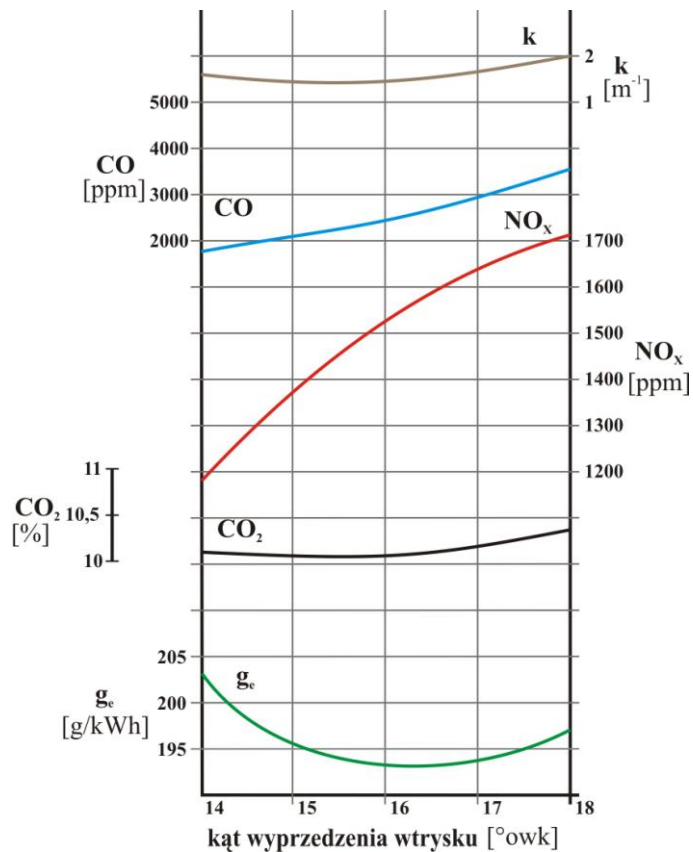
**Rysunek 7.32. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Ciśnienie wtrysku 24 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*



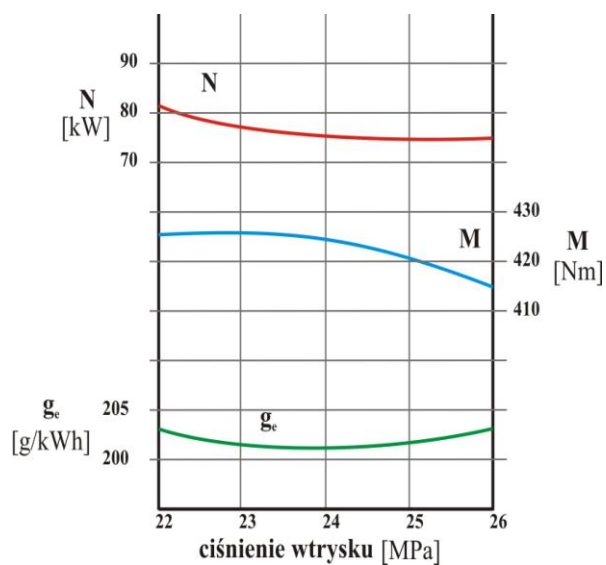
**Rysunek 7.33. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Ciśnienie wtrysku 24 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek 7.34. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Ciśnienie wtrysku 26 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*

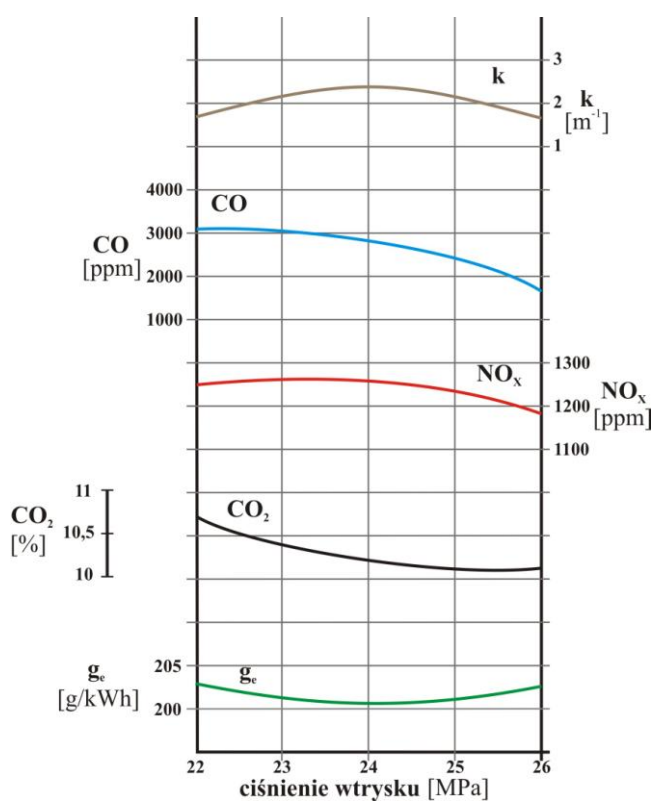


**Rysunek 7.35. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Ciśnienie wtrysku 26 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*



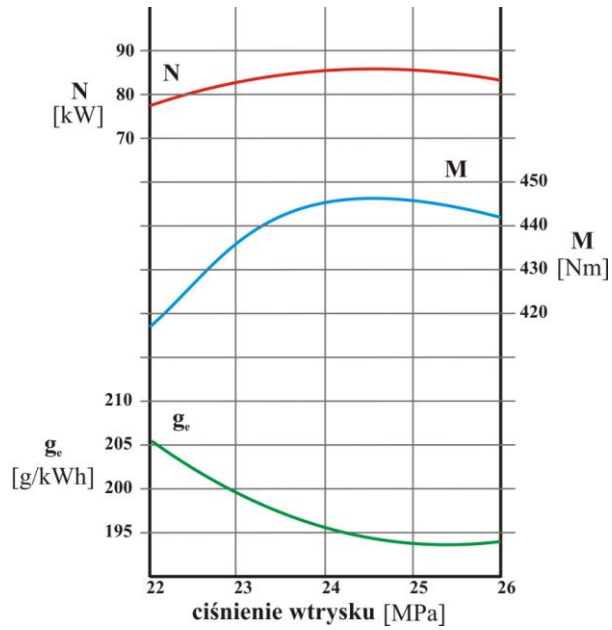
**Rysunek 7.36. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Kąt wyprzedzenia wtrysku 14°**

*Źródło: opracowanie własne*

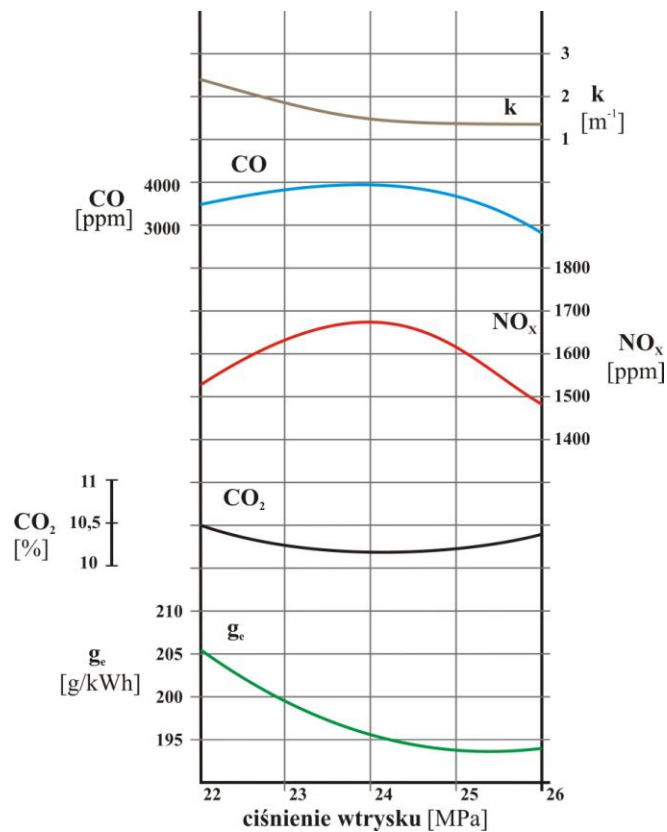


**Rysunek 7.37. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Kąt wyprzedzenia wtrysku 14°**

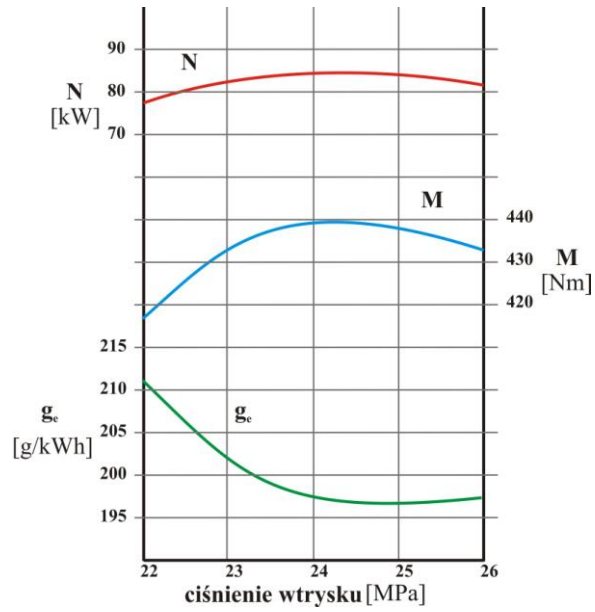
*Źródło: opracowanie własne*



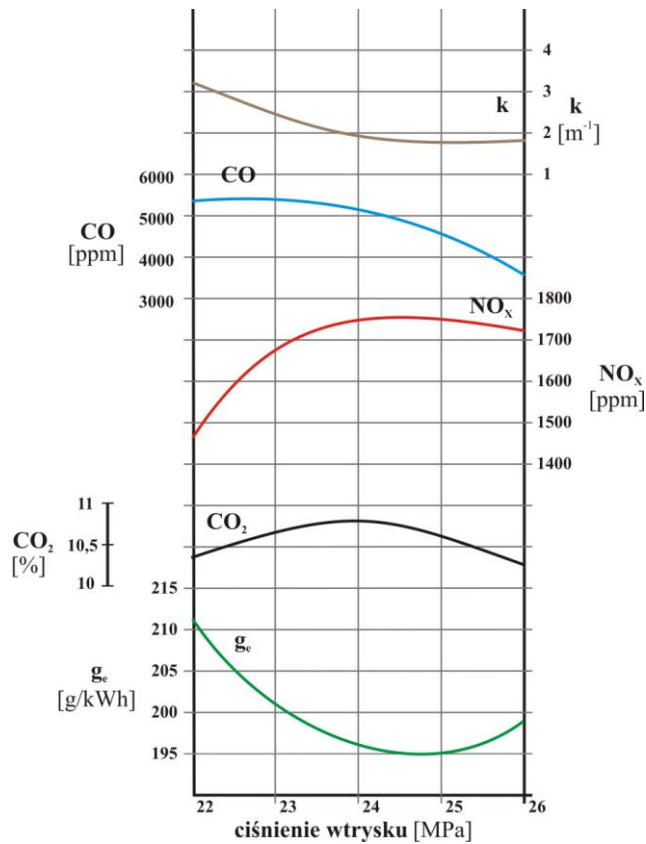
**Rysunek 7.38. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Kąt wyprzedzenia wtrysku 16°**  
*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek 7.39. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Kąt wyprzedzenia wtrysku 16°**  
*Źródło: opracowanie własne*



Rysunek 7.40. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Kąt wyprzedzenia wtrysku 18,5°  
*Źródło: opracowanie własne*



Rysunek 7.41. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Kąt wyprzedzenia wtrysku 18,5°  
*Źródło: opracowanie własne*

Analizując wyniki badań można stwierdzić, że przy prędkości obrotowej  $1800 \text{ min}^{-1}$  kąt wyprzedzenia wtrysku istotnie wpływa na parametry pracy silnika oraz emisję substancji toksycznych do otoczenia.

Dla ciśnienia wtrysku  $22 \text{ MPa}$  uzyskano największą moc silnika  $359,80 \text{ kW}$  w przedziale kąta wyprzedzenia wtrysku  $14 - 16^\circ$ . Najmniejsza moc przy tej samej prędkości obrotowej wynosiła  $78 \text{ kW}$  przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ . Najwyższą wartość momentu obrotowego  $426 \text{ Nm}$  odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najniższą  $417 \text{ Nm}$  zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ . Najniższe jednostkowe zużycie paliwa wynosiło  $203 \text{ g/kWh}$  przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższą wartość tego parametru  $211 \text{ g/kWh}$  zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ .

Najniższa wartość współczynnika zadymienia wynosiła  $2,9 \text{ m}^{-1}$  przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższa  $3,1 \text{ m}^{-1}$  przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ . Najniższą zawartość tlenku węgla w spalinach  $3068 \text{ ppm}$  odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższą  $5388 \text{ ppm}$  przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ . Najniższą zawartość tlenków azotu w spalinach  $1168 \text{ ppm}$  odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższą  $1435 \text{ ppm}$  przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ . Emisja dwutlenku węgla w gazach wylotowych przedstawiała się następująco. Najniższą zawartość gazu  $10,1 \%$  zauważono przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ , natomiast najwyższą  $10,4 \%$  przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ .

Wyniki badań przy ciśnieniu wtrysku  $24 \text{ MPa}$  i prędkości obrotowej  $1800 \text{ min}^{-1}$  przedstawiały się następująco. Najwyższą wartość mocy silnika  $68 \text{ kW}$  odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , a najniższą  $63 \text{ kW}$  przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ . Najwyższą wartość momentu obrotowego  $435 \text{ Nm}$  zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , a najniższą  $406 \text{ Nm}$  przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ . Najniższe jednostkowe zużycie paliwa  $197 \text{ g/kWh}$  zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ , natomiast najwyższe  $213 \text{ g/kWh}$  przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ .

Najniższą wartość współczynnika zadymienia  $2,7 \text{ m}^{-1}$  odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ , a najwyższą  $3,9 \text{ m}^{-1}$  przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ . Najniższą zawartość tlenku węgla w spalinach  $2922 \text{ ppm}$  zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższą  $4399 \text{ ppm}$  przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ . Najniższą zawartość tlenków azotów  $1172 \text{ ppm}$  w spalinach odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższą  $1634 \text{ ppm}$  przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ . Największą wartość dwutlenku węgla w spalinach  $10,2 \%$  zaobserwowano przy kącie



wyprzedzenia wtrysku 18,5°, natomiast najmniejszą 10 % przy kącie wyprzedzenia wtrysku 16°.

Badania dla ciśnienia wtrysku 26 MPa i prędkości obrotowej 1800 min<sup>-1</sup> wyglądały następująco. Najwyższa wartość mocy silnika 67 kW występowała przy kącie wyprzedzenia wtrysku 16°, a najniższa 62 kW przy kącie wyprzedzenia wtrysku 14°. Najwyższa wartość momentu obrotowego 423 Nm występowała przy kącie wyprzedzenia wtrysku 16°, a najniższa 399 Nm przy kącie wyprzedzenia wtrysku 14°. Najniższe jednostkowe zużycie paliwa 194 g/kWh zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 16°, natomiast najwyższe 204 g/kWh przy kącie wyprzedzenia wtrysku 14°.

Najniższą wartość współczynnika zadymienia 2,32 m<sup>-1</sup> odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 16°, a najwyższą 2,5 m<sup>-1</sup> przy kącie wyprzedzenia wtrysku 18,5°. Najniższą wartość tlenku węgla 2386 ppm zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 14°, natomiast najwyższą 3767 ppm przy kącie wyprzedzenia wtrysku 18,5°. Najniższą zawartość tlenków azotów w spalinach 1238 ppm odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 14°, natomiast najwyższą 1481 ppm przy kącie wyprzedzenia wtrysku 18,5 °. Największy poziom emisji dwutlenku węgla w spalinach 10,7 % zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 14°, natomiast najmniejszy 10,4 % przy kącie wyprzedzenia wtrysku 16°.

Analizując wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359 przy prędkości obrotowej 1800 min<sup>-1</sup> i kącie wyprzedzenia wtrysku 14° stwierdzono, że najwyższa moc silnika wynosiła 81 kW i występowała przy ciśnieniu wtrysku 22 MPa, a najniższa przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa i wynosiła 78 kW. Największa wartość momentu obrotowego wynosiła 426 Nm przy ciśnieniu wtrysku 22 MPa, a najniższa 414 Nm przy 26 MPa. Jednostkowe zużycie paliwa najniższą wartość 201 g/kWh osiągnęło przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa, a najwyższą 203 g/kWh przy ciśnieniu 22 MPa.

Analizując wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia przy prędkości obrotowej 1800 min<sup>-1</sup> i kącie wyprzedzenia wtrysku 14° stwierdzono, że najniższą wartość współczynnika zadymienia 1,72 m<sup>-1</sup> odnotowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, a najwyższą 2,2 m<sup>-1</sup> przy ciśnieniu 24 MPa. Najniższą zawartość tlenku węgla 1800 ppm odnotowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, natomiast najwyższą 3068 ppm przy ciśnieniu 22 MPa. Najniższą zawartość tlenków azotu w spalinach 1194 ppm zaobserwowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, a najwyższą 1238 ppm przy ciśnieniu wtrysku 22 MPa. Najniższą zawartość dwutlenku węgla w spalinach 10,2 %, odnotowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa a najwyższą 10,4% przy 24 MPa.

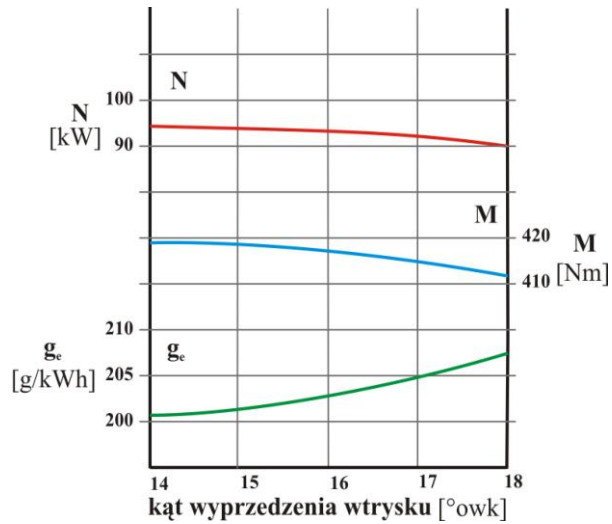
Wyniki badań dla kąta wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$  i prędkości obrotowej  $1800 \text{ min}^{-1}$  wykazały, że moc silnika 359 miała największą wartość w przedziale ciśnienia wtrysku 24 – 25 MPa i wynosiła 84 kW, a najniższą 78 kW przy 22 MPa. Moment obrotowy osiągnął najwyższą wartość 445 Nm przy ciśnieniu 24 MPa, a najniższą 417 Nm przy ciśnieniu 22 MPa. Najniższą wartość jednostkowego zużycia paliwa 193 g/kWh odnotowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, natomiast najwyższą 205g/kWh dla 22 MPa.

Analizując przebieg emisji substancji toksycznych dla kąta wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$  i prędkości obrotowej  $1800 \text{ min}^{-1}$  stwierdzono, że najniższa wartość współczynnika zadymienia spalin  $1,89 \text{ m}^{-1}$  występowała w przedziale ciśnień 25 – 26 MPa, natomiast największa  $2,45 \text{ m}^{-1}$  przy ciśnieniu wtrysku 22 MPa. Najniższą wartość emisji tlenku węgla 2976 ppm odnotowano przy ciśnieniu 26 MPa, a najwyższą 3638 ppm przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa. Najniższą zawartość tlenków azotu w spalinach 1499 ppm zaobserwowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, a najwyższą 1649 ppm przy ciśnieniu 24 MPa. Zawartość dwutlenku węgla w spalinach miała najniższą wartość 10,2%, przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, a najwyższą 10,5% przy ciśnieniu wtrysku 22 MPa.

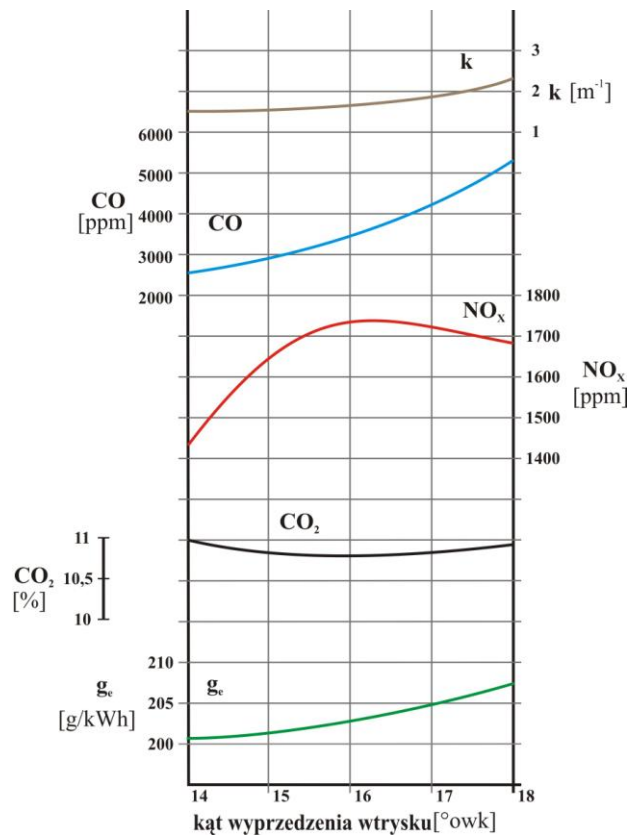
Analizując wyniki badań dla kąta wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$  i prędkości obrotowej  $1800 \text{ min}^{-1}$  stwierdzono, że najwyższa wartość mocy silnika 359 83 kW otrzymana została przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa, a najniższa 78 kW przy ciśnieniu 22 MPa. Najwyższą wartość momentu obrotowego 443 Nm odnotowano przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa, a najniższą 417 Nm przy ciśnieniu 22 MPa. Analizując przebieg jednostkowego zużycia paliwa stwierdzono, że najniższą wartość 195 g/kWh otrzymano w przedziale 24 – 25 MPa.

Wyniki badań emisji substancji toksycznych dla kąta wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$  oraz prędkości obrotowej  $1800 \text{ min}^{-1}$  są następujące. Analiza współczynnika zadymienia spalin silnika 359 wykazała, że najniższa jego wartość  $1,96 \text{ m}^{-1}$  wystąpiła przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, a najwyższa  $3,08 \text{ m}^{-1}$  przy ciśnieniu 22 MPa. Najniższą wartość tlenku węgla 3560 ppm zaobserwowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, a najwyższą 5388 ppm przy ciśnieniu 22 MPa. Najniższą zawartość tlenków azotu w spalinach 1481 ppm zaobserwowano przy ciśnieniu wtrysku 22 MPa, a najwyższą 1748 ppm przy ciśnieniu 24 MPa. Zawartość dwutlenku węgla w spalinach najwyższą wartość 10,7 % osiągnęła przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa, a najniższą 10,3%. przy 26 MPa

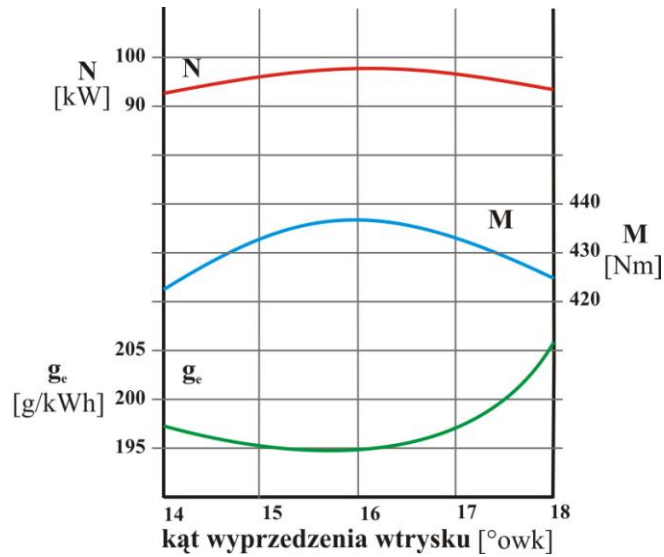
Na rysunkach 7.42 – 7.53 przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych wpływu kąta wyprzedzenia i ciśnienia wtrysku paliwa przy częstotliwości obrotowej  $2100 \text{ min}^{-1}$ .



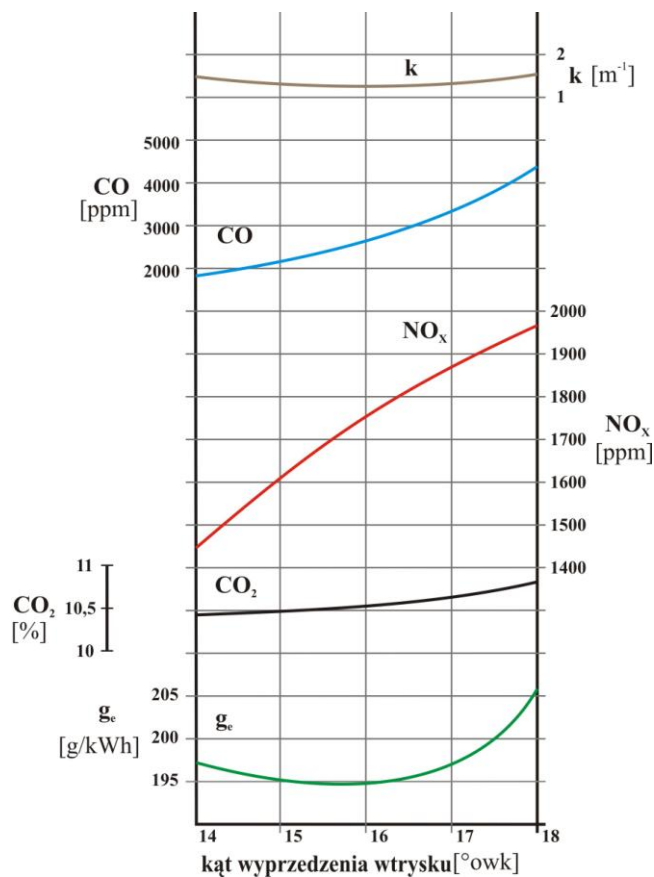
**Rysunek 7.42. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Ciśnienie wtrysku 22 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*



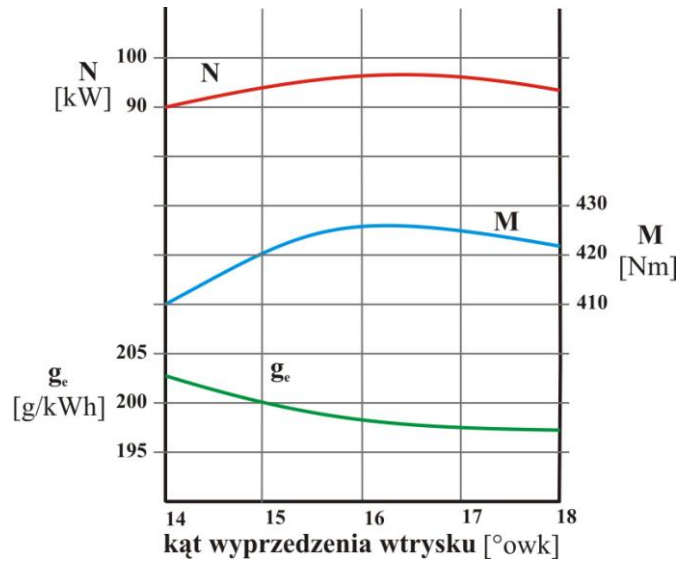
**Rysunek 7.43. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Ciśnienie wtrysku 22 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*



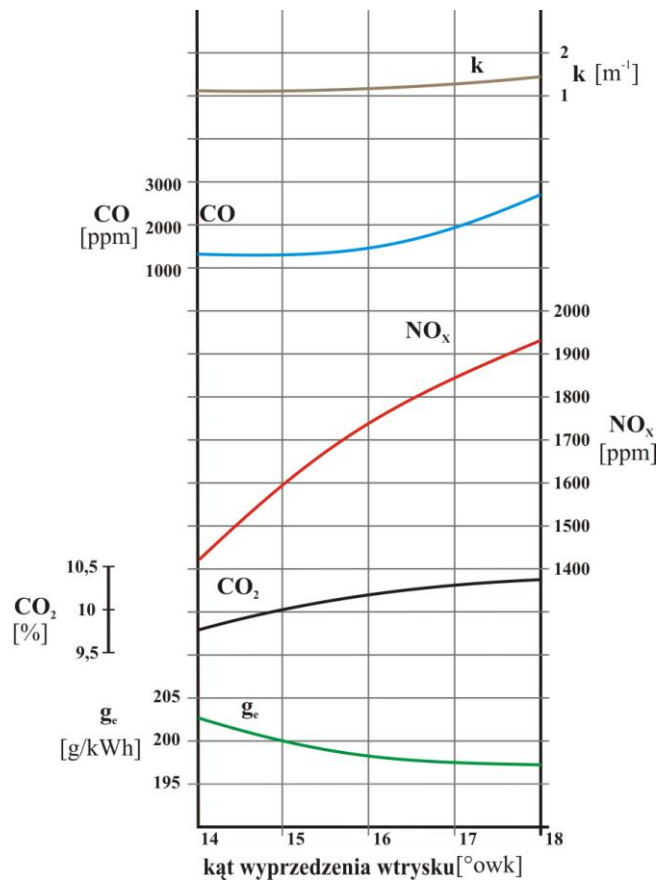
**Rysunek 7.44. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Ciśnienie wtrysku 24 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*



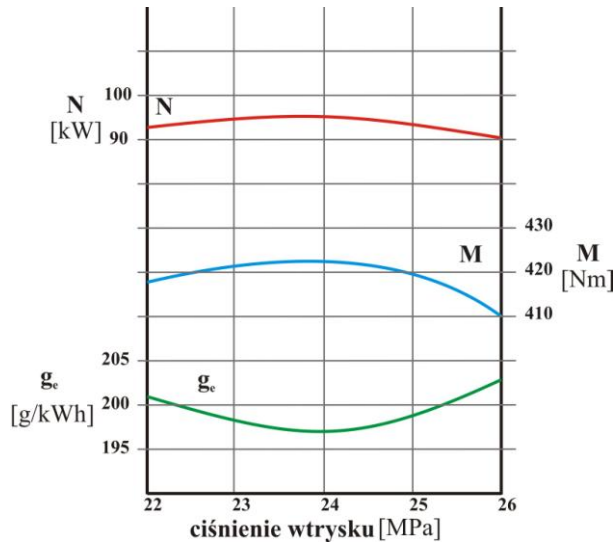
**Rysunek 7.45. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Ciśnienie wtrysku 24 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*



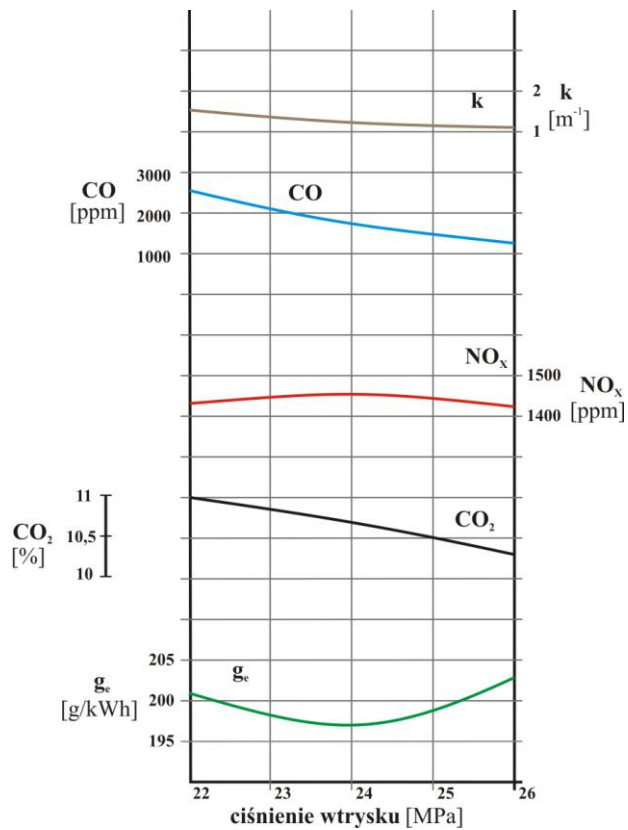
**Rysunek 7.46. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Ciśnienie wtrysku 26 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*



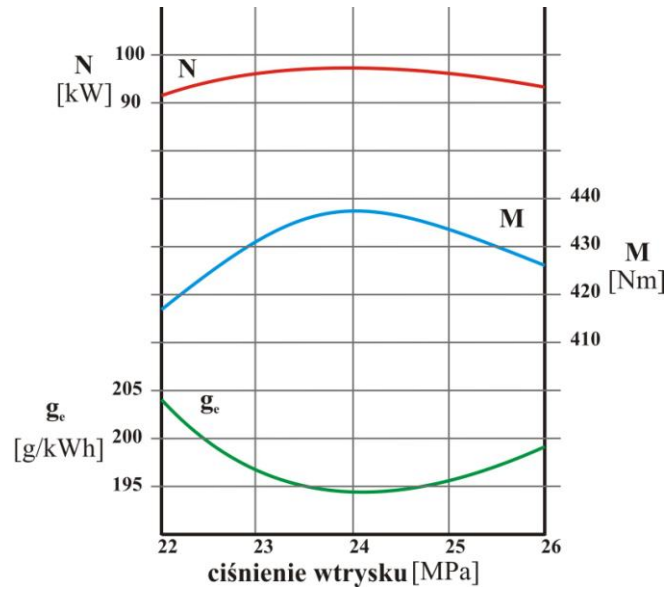
**Rysunek 7.47. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Ciśnienie wtrysku 26 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*



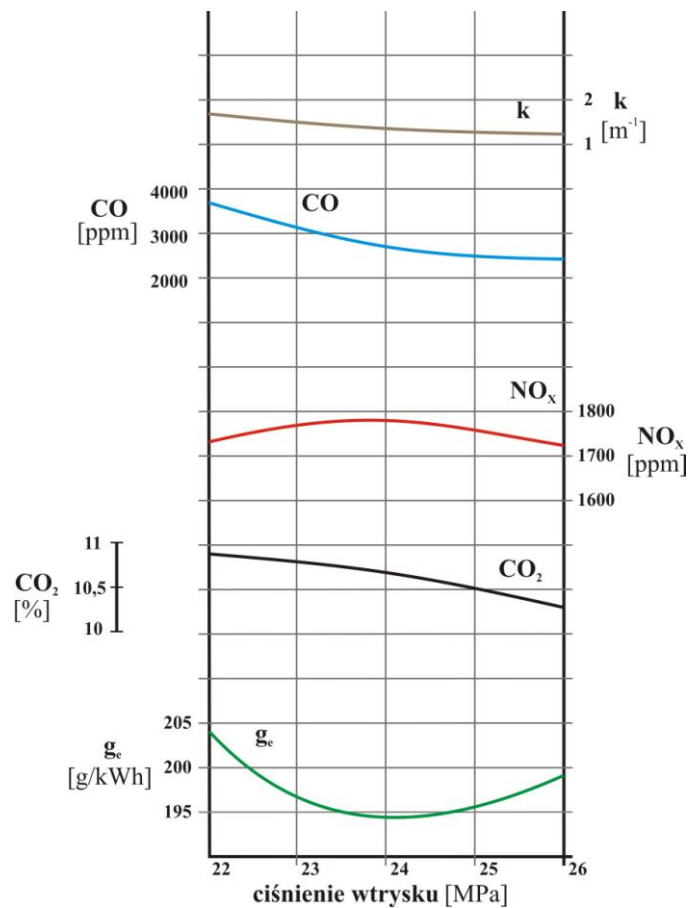
**Rysunek 7.48. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Kąt wyprzedzenia wtrysku 14°**  
*Źródło: opracowanie własne*



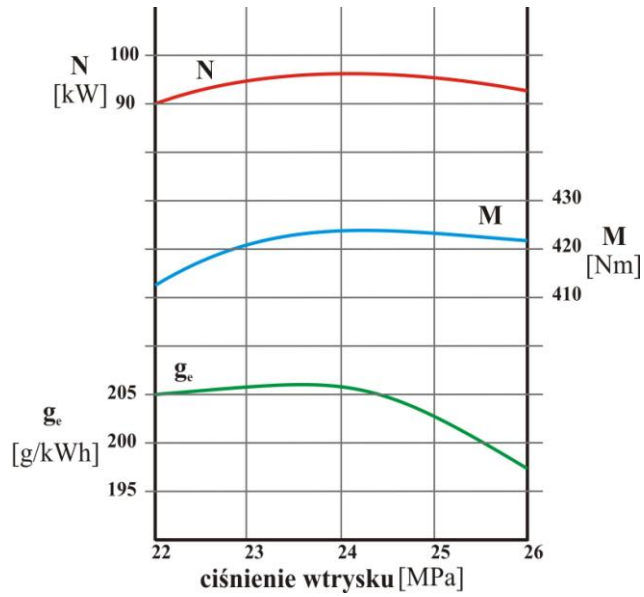
**Rysunek 7.49. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Kąt wyprzedzenia wtrysku 14°**  
*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek 7.50. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Kąt wyprzedzenia wtrysku 16°**  
*Źródło: opracowanie własne*

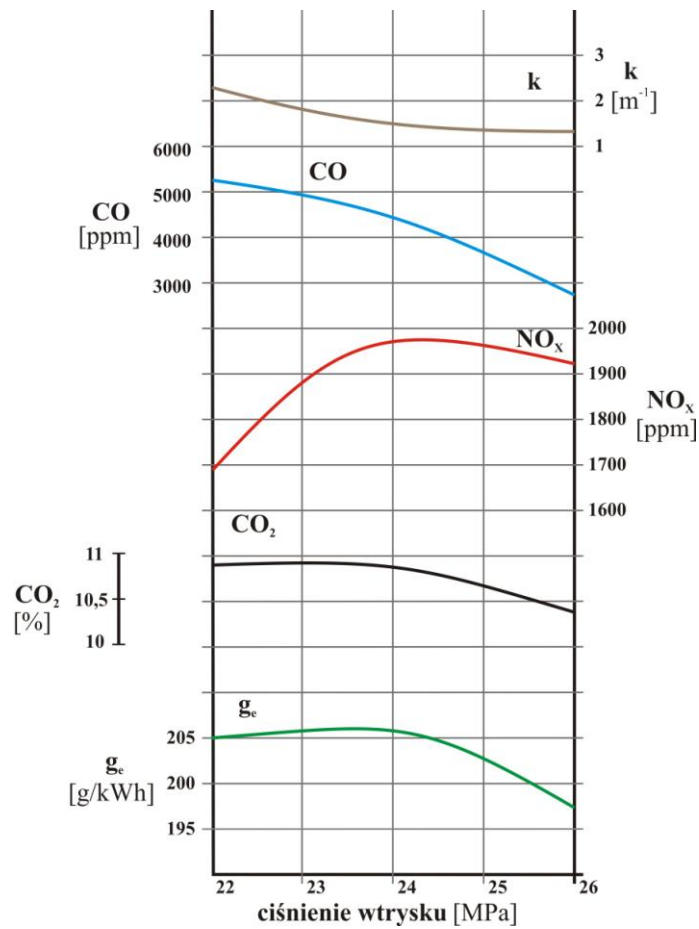


**Rysunek 7.51. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Kąt wyprzedzenia wtrysku 16°**  
*Źródło: opracowanie własne*



Rysunek 7.52. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Kąt wyprzedzenia wtrysku 18,5°

Źródło: opracowanie własne



Rysunek 7.53. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Kąt wyprzedzenia wtrysku 18,5°

Źródło: opracowanie własne



Analizując wyniki badań można stwierdzić, że przy prędkości obrotowej  $2100 \text{ min}^{-1}$  kąt wyprzedzenia wtrysku istotnie wpływa na parametry pracy silnika oraz na emisję substancji toksycznych do otoczenia.

Dla ciśnienia wtrysku 22 MPa największą moc silnika 359,92 kW uzyskano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , a najmniejszą 90 kW przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ . Najwyższą wartość momentu obrotowego 419 Nm odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najniższą 412 przy kącie  $18,5^\circ$ . Najniższe jednostkowe zużycie paliwa wynosiło 201 g/kWh przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższe 205 g/kWh przy  $18,5^\circ$ .

Najniższą wartość współczynnika zadymienia spalin  $1,5 \text{ m}^{-1}$  zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższą  $2,17 \text{ m}^{-1}$  przy kącie  $18,5^\circ$ . Najniższą zawartość tlenu węgla w spalinach 2593 ppm odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższą 5162 ppm przy kącie  $18,5^\circ$ . Najniższą zawartość tlenków azotu w spalinach 1428 ppm odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższą 1731 ppm przy  $16^\circ$ . Najniższą zawartość dwutlenku węgla 10,8% określono przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , natomiast najwyższą 11% przy kącie  $14^\circ$ .

Wyniki badań przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa i prędkości obrotowej  $2100 \text{ min}^{-1}$  wyglądały następująco. Najwyższa wartość mocy silnika 94 kW występowała przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , a najniższa 92 kW przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ . Najwyższa wartość momentu obrotowego 437 Nm występowała przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , a najniższa 421 Nm przy kącie  $14^\circ$ . Najniższe jednostkowe zużycie paliwa 194 g/kWh zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , natomiast najwyższe 206 g/kWh przy kącie  $18,5^\circ$ .

Najniższą wartość współczynnika zadymienia  $1,39 \text{ m}^{-1}$  odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , a najwyższą  $1,5 \text{ m}^{-1}$  przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ . Najniższą zawartość tlenu węgla w spalinach 1938 ppm zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższą 4267 ppm przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ . Najniższą zawartość tlenków azotów w spalinach 1451 ppm odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , natomiast najwyższą 1976 ppm przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ . Najwyższą wartość dwutlenku węgla 10,8% zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ , natomiast najniższą 10,6% przy kącie  $14^\circ$ .

Badania dla ciśnienia wtrysku 26 MPa i prędkości obrotowej  $2100 \text{ min}^{-1}$  zostały przedstawione następująco. Najwyższą wartość mocy silnika 93 kW zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , a najniższą 90 kW przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ .

Najwyższą wartość momentu obrotowego 426 Nm zauważono przy kącie wyprzedzenia wtrysku 16°, a najniższą 410 Nm przy 14°. Najniższe jednostkowe zużycie paliwa 197 g/kWh odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 18,5°, natomiast najwyższe 203 g/kWh przy kącie 14°.

Najniższą wartość współczynnika zadymienia spalin 1,09 m<sup>-1</sup> odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 14°, a najwyższą 1,27 m<sup>-1</sup> przy kącie 18,5°. Najniższą wartość tlenku węgla 1275 ppm zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 14°, natomiast najwyższą 2846 ppm przy kącie 18,5°. Najniższą zawartość tlenków azotów w spalinach 1415 ppm odnotowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 14°, natomiast najwyższą 1926 ppm przy kącie 18,5°. Największą zawartość dwutlenku węgla w spalinach 10,4% zaobserwowano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 18,5°, natomiast najmniejszą 9,5% przy kącie 14°.

Analizując wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359 przy prędkości obrotowej 2100 min<sup>-1</sup> i kącie wyprzedzenia wtrysku 14° stwierdzono, że najwyższa moc silnika wynosiła 92 kW i występowała przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa, a najniższa 90 kW przy ciśnieniu 26 MPa. Największa wartość momentu obrotowego wynosiła 421 Nm przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa, a najmniejsza 410 Nm przy ciśnieniu 26 MPa. Najniższą wartość jednostkowego zużycia paliwa odnotowano przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa, a najwyższą 203 g/kWh przy ciśnieniu 26 MPa.

Analizując wpływ ciśnienia na emisję substancji toksycznych do otoczenia przy prędkości obrotowej 2100 min<sup>-1</sup> i kącie wyprzedzenia wtrysku 14° stwierdzono, że najniższą wartość współczynnika zadymienia spalin 1,09 m<sup>-1</sup> odnotowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, a najwyższą 1,5 m<sup>-1</sup> przy ciśnieniu 22 MPa. Najniższą wartość tlenku węgla 1279 ppm odnotowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, a najwyższą 2593 ppm przy ciśnieniu 22 MPa. Najniższą wartość tlenków azotu 1415 ppm zaobserwowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, a najwyższą 1451 ppm przy ciśnieniu 24 MPa. Najniższą zawartość dwutlenku węgla w spalinach 10,3% odnotowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa a najwyższą 11% przy ciśnieniu 22 MPa.

Wyniki badań dla kąta wyprzedzenia wtrysku 16° i prędkości obrotowej 2100 min<sup>-1</sup> wykazały, że moc silnika 359 miała największą wartość 96 kW przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa, a najniższą 91 kW przy ciśnieniu 22 MPa. Moment obrotowy osiągnął najwyższą wartość 437 Nm przy ciśnieniu 24 MPa, a najniższą 417 Nm przy ciśnieniu 22 MPa.. Najniższą wartość jednostkowego zużycia paliwa 194 g/kWh otrzymano przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa, natomiast najwyższą 204g/kWh przy ciśnieniu 22 MPa.

Analizując przebieg emisji substancji toksycznych dla kąta wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$  i prędkości obrotowej  $2100 \text{ min}^{-1}$  stwierdzono, że najniższa wartość współczynnika zadymienia spalin  $1,11 \text{ m}^{-1}$  występowała przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, natomiast najwyższa  $1,84 \text{ m}^{-1}$  przy 22 MPa. Najniższą wartość tlenu węgla 2400 ppm odnotowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, a najwyższą 3841 ppm przy 22 MPa. Najniższą wartość tlenków azotu 1726 ppm zaobserwowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, a najwyższą 1758 ppm przy ciśnieniu 24 MPa. Najniższą zawartość dwutlenku węgla w spalinach 10,3%, odnotowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, a najwyższą 10,9% przy ciśnieniu 22 MPa.

Analizując wyniki badań dla kąta wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$  i prędkości obrotowej  $2100 \text{ min}^{-1}$  stwierdzono, że najwyższa wartość mocy silnika 359 93 kW otrzymana została przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa, a najniższa 90 kW przy ciśnieniu 22 MPa. Najwyższą wartość momentu obrotowego 425 Nm odnotowano przy ciśnieniu wtrysku 24 MPa, a najniższą 412 Nm przy ciśnieniu 22 MPa. Analizując przebieg jednostkowego zużycia paliwa stwierdzono, że najniższą jego wartość 197 g/kWh otrzymano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, a najwyższą 206 g/kWh przy ciśnieniu 24 MPa.

Wyniki badań emisji substancji toksycznych dla kąta wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$  oraz prędkości obrotowej  $2100 \text{ min}^{-1}$  są następujące. Analiza przebiegu współczynnika zadymienia spalin silnika 359 wykazała, że najniższą jego wartość  $1,27 \text{ m}^{-1}$  otrzymano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, a najwyższą  $3,08 \text{ m}^{-1}$  przy ciśnieniu 22 MPa. Najniższą zawartość tlenu węgla w spalinach 2846 ppm odnotowano przy ciśnieniu wtrysku 26 MPa, a najwyższą 5162 ppm przy ciśnieniu 22 MPa. Najniższą wartość tlenków azotu 1699 ppm zaobserwowano przy ciśnieniu wtrysku 22 MPa, a najwyższą 1974 ppm przy 24 MPa. Zawartość dwutlenku węgla w spalinach najwyższą wartość 10,9 % osiągnęła przy ciśnieniu wtrysku 22 MPa, a najniższą 10,4% przy 26 MPa.

W załączniku nr 1 niniejszej pracy przedstawione są wszystkie wyniki badań eksperymentalnych przeprowadzonych na silniku typu 359 z bezpośrednim wtryskiem paliwa.

#### **7.4. Analiza błędów pomiarowych**

Podczas prowadzenia badań eksperymentalnych ważnym zagadnieniem jest ocena wiarygodności uzyskanych wyników pomiarów. Z tego powodu koniecznym jest możliwość oszacowania błędów, którymi obarczone są otrzymywane wyniki. Wartość uzyskana w wyniku pomiaru jest zawsze wartością przybliżoną, różniącą się od rzeczywistej o pewną wartość określającą błąd pomiaru. Zatem aby błąd był możliwie równy błędowi rzeczywistemu, należało ustalić jego rodzaj oraz maksymalną wartość liczbową. Biorąc pod uwagę fakt, iż dla większości pomiarów występują łącznie zarówno błędy systematyczne jak i

przypadkowe, końcową wartość przedstawiono najczęściej jako błąd całkowity. Błędy systematyczne określono w oparciu o znajomość błędu wynikającego z klasy dokładności użytego przyrządu i błędu odczytu. Natomiast błędy przypadkowe oceniano stosując znane reguły ze statystyki matematycznej oraz rachunku prawdopodobieństwa. Wyznaczenie błędów pomiaru poszczególnych parametrów przedstawiono na podstawie jednego punktu charakterystyki zewnętrznej, sam pomiar powtarzając trzykrotnie [18, 72].

### **Błędy pomiarów bezpośrednich na stanowisku hamownianym**

W analizie błędów pomiarów bezpośrednich oszacowano błędy pomiaru następujących parametrów: prędkości obrotowej silnika, siły hamulca hydraulicznego, współczynnika absorpcji promieniowania podczerwonego (zadymienie spalin), temperatury spalin oraz czasu zużycia ściśle określonej dawki paliwa. Poniżej przedstawiono przykład analizy przeprowadzonej dla prędkości obrotowej  $n = 1500$  obr/min.

Błąd pomiaru prędkości obrotowej silnika

W ocenie błędu pomiaru prędkości obrotowej brano pod uwagę wyłącznie błąd systematyczny, na który składał się błąd wynikający z klasy przyrządu oraz błąd dokładności odczytu. Ponieważ pomiarów dokonywano dla zadanej (stałej) prędkości obrotowej, w rozważaniach nie uwzględniono błędu przypadkowego. Dla obrotomierza typu MK-3A o klasie 1,5 i maksymalnym zakresie 3000 obr/min błąd systematyczny obliczono według wzoru (7.1):

$$\delta n_1 = \frac{k}{100} \cdot z = \frac{1,5}{100} \cdot 3000 = 45 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (7.1)$$

gdzie:

$\delta n_1$  – błąd systematyczny wynikający z klasy obrotomierza [ $\text{min}^{-1}$ ],

$k$  – klasa przyrządu,

$z$  – maksymalny zakres [obr/min].

Chcąc określić błąd systematyczny pomiaru uwzględniono dodatkowo błąd dokładności odczytu popełniany przez obserwatora, który przy określonej dokładności wskazań obrotomierza (60 obr/min) wynosi  $\delta n_2 = 30$  obr/min. Całkowity błąd pomiaru prędkości obrotowej jest więc sumą obu błędów systematycznych i obliczony został wzorem (7.2):

$$\delta n_c = \delta n_1 + \delta n_2 = 45 + 30 = 75 \text{ [obr/min]} \quad (7.2)$$

gdzie:

$\delta n_c$  – całkowity błąd pomiaru,

$\delta n_1$  – błąd systematyczny wynikający z klasy obrotomierza [ $\text{min}^{-1}$ ],

$\delta n_2$  - błąd systematyczny odczytu [ $\text{min}^{-1}$ ].

Dla przyjętego w analizie błędów punktu pomiarowego ( $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ) ostateczny wynik można przedstawić w postaci:

$$n=1500 \pm 75 [\text{min}^{-1}]$$

Błąd pomiaru siły hamulca hydraulicznego

Na całkowity błąd pomiaru siły hamulca hydraulicznego typu HWZ 3 składają się błąd systematyczny i błąd przypadkowy. Pierwszy z nich wynika z błędu dokładności przyrządu  $\delta P_1 = 0,1 \text{ kG}$  oraz błędu odczytu  $\delta P_2 = 0,05 \text{ kG}$ , stąd jego wartość obliczono według wzoru (7.3):

$$\delta P = \delta P_1 + \delta P_2 = 0,1 + 0,05 = 0,15 [\text{kG}] \quad (7.3)$$

gdzie:

$\delta P$  - błąd systematyczny pomiaru siły hamulca [ $\text{kG}$ ],

$\delta P_1$  - błąd dokładności dynamometru hamulca [ $\text{kG}$ ],

$\delta P_2$  - błąd odczytu [ $\text{kG}$ ].

W celu obliczenia błędu przypadkowego posłużono się wzorem na średnią arytmetyczną (7.4):

$$P_{sr} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n P_i \quad (7.4)$$

gdzie:

$P_{sr}$  – średnia arytmetyczna pomiaru siły [ $\text{kG}$ ],

$P_i$  – wartość siły i-tego pomiaru [ $\text{kG}$ ],

$n$  – ilość pomiarów.

Wykonano po trzy powtórzenia w każdej serii pomiarów ( $n = 3$ ), gdyż rozrzut uzyskiwanych wyników okazał się niezbyt wielki. Dla prędkości obrotowej  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ , wartości zmierzonych wielkości  $P_i$ , obliczonej  $P_{sr}$  oraz wyrażień  $(P_i - P_{sr})$  i  $(P_i - P_{sr})^2$  pokazano w formie poniższej tabeli 7.3:

**Tabela 7.5. Wartości zmierzone i obliczone podczas analizy**

Numer pomiaru	$P_i$	$P_{sr}$	$(P_i - P_{sr})$	$(P_i - P_{sr})^2$
1	48,5	48,33	0,17	0,0289
2	48,5		0,17	0,0289
3	48		-0,33	0,0049
$\Sigma(P_i - P_{sr})^2$				0,1089

Źródło: opracowanie własne

Odchylenie standardowe średniej arytmetycznej pomiaru siły hamulca dla serii „n” pomiarów dane jest wzorem (7.5):

$$\delta P_{sr} = t_n \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^n (P_i - P_{sr})^2 \cdot \frac{1}{n(n-1)}} \quad (7.5)$$

gdzie:

$\delta P_{sr}$  – odchylenie standardowe średniej arytmetycznej pomiaru siły [kG],

$P_i$  – wartość siły i-tego pomiaru [kG],

$P_{sr}$  – średnia arytmetyczna pomiaru siły [kG],

$n$  – ilość pomiarów,

$t_n$  – wartość krytyczna rozkładu Studenta zależna od ilości pomiarów i przyjętego poziomu ufności.

Wartość krytyczna rozkładu Studenta dla  $n = 3$  pomiarów przy założonym poziomie istotności  $\alpha = 0,05$  (poziom ufności  $1 - \alpha = 0,95$ ) wynosi  $t_n = 3,1824$ . Po podstawieniu do wzoru, obliczono błąd przypadkowy średniej arytmetycznej pomiaru siły hamulca:

$$\delta P_{sr} = 3,1824 \cdot \sqrt{0,1089 \cdot \frac{1}{3(3-1)}} = 0,43 \text{ [kG]} \quad (7.6)$$

W celu obliczenia całkowitego błędu pomiaru siły hamulca hydraulicznego, dokonano zamiany błędu systematycznego na wielkość stosowaną dla błędu przypadkowego zgodnie ze wzorem (7.7):

$$\delta * P = \frac{\delta P}{\sqrt{3}} = \frac{0,43}{\sqrt{3}} = 0,25 \text{ [kG]} \quad (7.7)$$

gdzie:

$\delta * P$  – błąd przypadkowy zamieniony z błędu systematycznego [kG],

$\delta P$  – błąd systematyczny pomiaru siły hamulca [kG].

Całkowity błąd pomiaru obliczono według wzoru (7.8):

$$\delta P_c = \sqrt{(\delta P_{sr})^2 + (\delta * P)^2} = \sqrt{(0,43)^2 + (0,25)^2} = 0,5 \text{ [kG]} \quad (7.8)$$

Ostatecznie wynik pomiaru siły hamulca hydraulicznego dla rozpatrywanego punktu pomiarowego można zapisać w postaci:

$$P = 48,33 \pm 0,5 \text{ [kG]}$$

Błąd pomiaru zadymienia spalin

Zadymienie spalin oceniano na podstawie pomiaru współczynnika absorpcji promieniowania podczerwonego, a wykorzystano do tego celu dymomierz MDO 2 firmy

MAHA. Ponieważ wyniki pomiarów odczytywano na mierniku cyfrowym, za błąd systematyczny przyjęto najmniejszą wyświetlaną na nim wartość  $\delta k = 0,01 \text{ [m}^{-1}\text{]}$ . Do obliczenia błędu przypadkowego posłużono się wzorem na średnią arytmetyczną:

$$k_{sr} = \frac{1}{n} \sum_{e=1}^n k_i \quad (7.9)$$

gdzie:

$k_{sr}$  – średnia arytmetyczna pomiaru współczynnika absorpcji  $[1/\text{m}]$ ,

$k_i$  – wartość współczynnika absorpcji i-tego pomiaru  $[1/\text{m}]$ ,

$n$  – ilość pomiarów.

Dla przedstawionego w analizie błędów punktu pomiarowego przy  $n = 1500 \text{ [min}^{-1}\text{]}$  wartości zmierzonych wielkości  $k_i$ , obliczonej  $k_{sr}$  oraz wyrażeń  $(k_i - k_{sr})$  i  $(k_i - k_{sr})^2$  pokazano w formie poniższej tabeli.

**Tabela 7.6. Wartości zmierzone i obliczone podczas analizy**

Numer pomiaru	$k_i$	$k_{sr}$	$(k_i - k_{sr})$	$(k_i - k_{sr})^2$
1	4,00	3,98	0,02	0,0004
2	3,88		-0,1	0,01
3	4,05		0,07	0,0049
$\Sigma(k_i - k_{sr})^2$				0,0153

*Źródło: opracowanie własne*

Odchylenie standardowe średniej arytmetycznej pomiaru współczynnika absorpcji dla serii „n” pomiarów dane jest wzorem (7.10):

$$\delta k_{sr} = t_n \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_i - k_{sr})^2 \cdot \frac{1}{n(n-1)}} \quad (7.10)$$

gdzie:

$\delta k_{sr}$  – odchylenie standardowe średniej arytmetycznej pomiaru współczynnika absorpcji  $[\text{m}^{-1}]$ ,

$k_i$  – wartość współczynnika absorpcji i-tego pomiaru  $[\text{m}^{-1}]$ ,

$k_{sr}$  – średnia arytmetyczna pomiaru współczynnika absorpcji  $[\text{m}^{-1}]$ ,

$n$  – ilość pomiarów,

$t_n$  – wartość krytyczna rozkładu Studenta zależna od ilości pomiarów i przyjętego poziomu ufności.

Wartość krytyczna rozkładu Studenta dla  $n = 3$  pomiarów przy założonym poziomie istotności  $\alpha = 0,05$  (poziom ufności  $1 - \alpha = 0,95$ ) wynosi  $t_n = 3,1824$ . Po podstawieniu do wzoru, obliczono błąd przypadkowy średniej arytmetycznej pomiaru współczynnika absorpcji promieniowania podczerwonego:

$$\delta k_{sr} = 3,1824 \cdot \sqrt{0,0153 \cdot \frac{1}{3(3-1)}} = 0,16 [m^{-1}] \quad (7.11)$$

Chcąc obliczyć całkowity błąd pomiaru zadymienia spalin, dokonano zamiany błędu systematycznego na wielkość stosowaną dla błędu przypadkowego według wzoru (7.12):

$$\delta k_l = \frac{\delta k}{\sqrt{3}} = \frac{0,01}{\sqrt{3}} = 0,006 [m^{-1}] \quad (7.12)$$

gdzie:

$\delta k_l$  – błąd przypadkowy zamieniony z błędu systematycznego [ $m^{-1}$ ],

$\delta k$  – błąd systematyczny pomiaru współczynnika absorpcji [ $m^{-1}$ ].

Całkowity błąd pomiaru obliczono posługując się wzorem (7.13):

$$\delta k_c = \sqrt{(\delta k_{sr})^2 + (\delta k_l)^2} = \sqrt{(0,16)^2 + (0,006)^2} = 0,16 [m^{-1}] \quad (7.13)$$

Błąd względny (procentowy) obliczono z zależności (7.14):

$$\delta k_{c(\%)} = \frac{\delta k_c}{k_{sr}} \cdot 100\% = 4,02\% \quad (7.14)$$

gdzie:

$\delta k_{c(\%)}$  – błąd względny (procentowy) pomiaru współczynnika absorpcji [%],

$\delta k_c$  – całkowity błąd pomiaru współczynnika absorpcji [ $m^{-1}$ ],

$k_{sr}$  – średnia arytmetyczna pomiaru współczynnika absorpcji [ $m^{-1}$ ].

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, iż na całkowity błąd pomiaru zadymienia spalin wpływ ma praktycznie tylko błąd przypadkowy. Dlatego istnieje możliwość pewnego uproszczenia, zgodnie z którym błąd systematyczny mógłby być pomijany (ignorowany). Ostateczny wynik pomiaru współczynnika absorpcji promieniowania podczerwonego dla rozpatrywanego punktu pomiarowego można zapisać w postaci:

$$k = 2,05 \pm 0,16 [m^{-1}]$$

Błąd pomiaru zawartości tlenków węgla w spalinach

Pomiar tlenków węgla został wykonany analizatorem spalin IMR 1500. Zakres dokładności pomiaru tlenków węgla wynosi 5%. Ponieważ wyniki pomiarów odczytywano na



mierniku cyfrowym, za błąd systematyczny przyjęto najmniejszą wyświetlaną na nim wartość  $\delta CO = 1$  [ppm]. Do obliczenia błędu przypadkowego posłużono się wzorem na średnią arytmetyczną:

$$CO_{sr} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (CO_i) \text{ [ppm]} \quad (7.15)$$

gdzie:

$CO_{sr}$  – średnia arytmetyczna pomiaru zawartości tlenków węgla w spalinach [ppm],

$CO_i$  – wartość  $i$  – tego pomiaru zawartości tlenku węgla w spalinach [ppm],

$n$  – ilość pomiarów.

Dla przedstawionego w analizie błędów punktu pomiarowego przy  $n = 1500$  [obr/min], wartości zmierzonych wielkości  $CO_i$ , obliczonej  $CO_{sr}$  oraz wyrażeń  $(CO_i - CO_{sr})$  i  $(CO_i - CO_{sr})^2$  pokazano w formie poniższej tabeli.

**Tabela 7.7 Wartości zmierzone i obliczone podczas analizy**

Numer pomiaru	$CO_i$	$CO_{sr}$	$(CO_i - CO_{sr})$	$(CO_i - CO_{sr})^2$
1	5467	5467,33	-0,33	0,1089
2	5468		0,67	0,4489
3	5467		-0,33	0,1089
$\Sigma(k_i - k_{sr})^2$				0,6667

*Źródło: opracowanie własne*

Odchylenie standardowe średniej arytmetycznej pomiaru zawartości tlenków węgla w spalinach dla serii „ $n$ ” pomiarów dane jest wzorem (7.16):

$$\delta CO_{sr} = t_n \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^n (CO_i - CO_{sr})^2 \cdot \frac{1}{n(n-1)}} \text{ [ppm]} \quad (7.16)$$

gdzie:

$\delta CO_{sr}$  – odchylenia standardowe średniej arytmetycznej pomiaru zawartości tlenków węgla w spalinach [ppm],

$CO_i$  – wartość  $i$  – tego pomiaru zawartości tlenków węgla w spalinach [ppm],

$n$  – ilość pomiarów,

$t_n$  – wartość krytyczna rozkładu Studenta zależna od ilości pomiarów i przyjętego poziomu ufności.

Wartość krytyczna rozkładu Studenta dla  $n = 3$  pomiarów przy założonym poziomie istotności  $\alpha = 0,05$  (poziom ufności  $1 - \alpha = 0,95$ ) wynosi  $t_n = 3,1824$ . Po podstawieniu do wzoru, obliczono błąd przypadkowy średniej arytmetycznej pomiaru zawartości tlenków węgla w spalinach:

$$\delta CO_{sr} = 3,1824 \cdot \sqrt{0,6667 \cdot \frac{1}{3(3-1)}} = 1,06 [\text{ppm}] \quad (7.17)$$

W celu obliczenia całkowitego błędu zawartości tlenków węgla w spalinach dokonano zamiany błędu systematycznego na wielkość stosowaną dla błędu przypadkowego zgodnie ze wzorem (7.18):

$$\delta CO_l = \frac{\delta k}{\sqrt{3}} = 0,6 [\text{ppm}] \quad (7.18)$$

gdzie:

$\delta CO_l$  – błąd przypadkowy zamieniony z błędu systematycznego [ppm],

$\delta CO$  – błąd systematyczny pomiaru współczynnika absorpcji [ppm].

Całkowity błąd pomiaru obliczono posługując się wzorem (69):

$$\delta CO_c = \sqrt{(\delta CO_{sr})^2 + (\delta CO_l)^2} = 1,22 [\text{ppm}] \quad (7.19)$$

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że całkowity błąd pomiaru zawartości tlenków węgla w spalinach ma tylko błąd przypadkowy. Dlatego istnieje możliwość pewnego uproszczenia, zgodnie z którym błąd systematyczny może być pomijany. Ostateczny wynik pomiaru zawartości tlenków węgla w spalinach dla rozpatrywanego punktu pomiarowego można zapisać w postaci:

$$CO = 5467,33 \pm 1,22 [\text{ppm}]$$

Błąd pomiarów zawartości tlenków azotu w spalinach

Pomiar tlenków azotu został wykonany analizatorem spalin IMR 1500. Zakres dokładności pomiaru tlenków węgla wynosi 5%. Ponieważ wyniki pomiarów odczytywano na mierniku cyfrowym, za błąd systematyczny przyjęto najmniejszą wyświetlaną na nim wartość  $\delta NO_x = 1$  [ppm]. Do obliczenia błędu przypadkowego posłużono się wzorem na średnią arytmetyczną:

$$NOx_{sr} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (NOx_i) [\text{ppm}] \quad (7.20)$$

Dla przedstawionego w analizie błędów punktu pomiarowego przy  $n = 1500$  [min<sup>-1</sup>], wartości zmierzonych wielkości  $NOx_i$ , obliczonej  $NOx_{sr}$  oraz wyrażeń  $(NOx_i - NOx_{sr})$  i  $(NOx_i - NOx_{sr})^2$  pokazano w formie poniższej tabeli.

**Tabela 7.8. Wartości zmierzone i obliczone podczas analizy**

Numer pomiaru	$NOx_i$	$x_{sr}$ NO	$(NOx_i - NOx_{sr})$	$(NOx_i - NOx_{sr})^2$
1	1430	1433	-3,00	9
2	1434		1,00	1
3	1435		2,00	4
$\Sigma(k_i - k_{sr})^2$				14

*Źródło: opracowanie własne*

Odchylenie standardowe średniej arytmetycznej pomiaru zawartości tlenków azotu w spalinach dla serii „n” pomiarów dane jest wzorem 7.21:

$$\delta NOx_{sr} = t_n \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^n (NOx_i - NOx_{sr})^2 \cdot \frac{1}{n(n-1)}} \quad (7.21)$$

gdzie:

$\delta NOx_{sr}$  – odchylenia standardowe średniej arytmetycznej pomiaru zawartości tlenków azotu w spalinach [ppm],

$NO_i$  – wartość i – tego pomiaru zawartości tlenków azotu w spalinach [ppm],

$n$  – ilość pomiarów,

$t_n$  – wartość krytyczna rozkładu Studenta zależna od ilości pomiarów i przyjętego poziomu ufności.

Wartość krytyczna rozkładu Studenta dla  $n = 3$  pomiarów przy założonym poziomie istotności  $\alpha = 0,05$  (poziom ufności  $1 - \alpha = 0,95$ ) wynosi  $t_n = 3,1824$ . Po podstawieniu do wzoru, obliczono błąd przypadkowy średniej arytmetycznej pomiaru zawartości tlenków węgla w spalinach (7.22):

$$\delta NOx_{sr} = 3,1824 \cdot \sqrt{14 \cdot \frac{1}{3(3-1)}} = 4,86 [\text{ppm}] \quad (7.22)$$

W celu obliczenia całkowitego błędu zawartości tlenków azotu w spalinach dokonano zamiany błędu systematycznego na wielkość stosowaną dla błędu przypadkowego zgodnie ze wzorem (7.23):

$$\delta NOx_l = \frac{\delta k}{\sqrt{3}} = 0,6 [\text{ppm}] \quad (7.23)$$

gdzie:

$\delta NOx_l$  – błąd przypadkowy zamieniony z błędu systematycznego [ppm],

$\delta NOx$  – błąd systematyczny pomiaru współczynnika absorpcji [ppm].

Całkowity błąd pomiaru obliczono posługując się wzorem (7.24):

$$\delta NOx_c = \sqrt{(NOx_{sr})^2 + (\delta NOx_1)^2} = 4,9 \text{ [ppm]} \quad (7.24)$$

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że całkowity błąd pomiaru zawartości tlenków azotu w spalinach ma tylko błąd przypadkowy. Dlatego istnieje możliwość pewnego uproszczenia, zgodnie z którym błąd systematyczny może być pomijany. Ostateczny wynik pomiaru zawartości tlenków azotu w spalinach dla rozpatrywanego punktu pomiarowego można zapisać w postaci:

$$NO_x = 1433 \pm 4,9 \text{ [ppm]}$$

Błąd pomiaru zawartości dwutlenku węgla w spalinach

Pomiar dwutlenku węgla został wykonany analizatorem spalin IMR 1500. Zakres dokładności pomiaru tlenków węgla wynosi 0,2%. Ponieważ wyniki pomiarów odczytywano na mierniku cyfrowym, za błąd systematyczny przyjęto najmniejszą wyświetlaną na nim wartość  $\delta CO = 0,1$  [%]. Do obliczenia błędu przypadkowego posłużono się wzorem na średnią arytmetyczną (7.25):

$$CO_{2sr} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (CO_{2i}) \text{ [%]} \quad (7.25)$$

gdzie:

$CO_{2sr}$  – średnia arytmetyczna pomiaru zawartości dwutlenku węgla w spalinach [%],

$CO_{2i}$  – wartość  $i$  – tego pomiaru zawartości dwutlenku węgla w spalinach [%],

$n$  – ilość pomiarów.

Dla przedstawionego w analizie błędów punktu pomiarowego przy  $n = 1500$  [ $\text{min}^{-1}$ ], wartości zmierzonych wielkości  $CO_{2i}$ , obliczonej  $CO_{2sr}$  oraz wyrażeń  $(CO_{2i} - CO_{2sr})$  i  $(CO_{2i} - CO_{2sr})^2$  pokazano w formie poniższej tabeli.

**Tabela 7.9. Wartości zmierzone i obliczone podczas analizy**

Numer pomiaru	$CO_{2i}$	$CO_{2sr}$	$(CO_{2i} - CO_{2sr})$	$(CO_{2i} - CO_{2sr})^2$
1	10,1	10,13	-0,03	0,0009
2	10,1		-0,03	0,0009
3	10,2		-0,07	0,0049
$\Sigma(k_i - k_{sr})^2$				0,0067

*Źródło: opracowanie własne*

Odchylenie standardowe średniej arytmetycznej pomiaru zawartości dwutlenku węgla w spalinach dla serii „n” pomiarów dane jest wzorem (7.26):

$$\delta CO_{2sr} = t_n \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^n (CO_{2i} - CO_{2sr})^2 \cdot \frac{1}{n(n-1)}} [\%] \quad (7.26)$$

gdzie:

$\delta CO_{2sr}$  – odchylenia standardowe średniej arytmetycznej pomiaru zawartości dwutlenku węgla w spalinach [%],

$CO_{2i}$  – wartość  $i$  – tego pomiaru zawartości dwutlenku węgla w spalinach [%],

$n$  – ilość pomiarów,

$t_n$  – wartość krytyczna rozkładu Studenta zależna od ilości pomiarów i przyjętego poziomu ufności.

Wartość krytyczna rozkładu Studenta dla  $n = 3$  pomiarów przy założonym poziomie istotności  $\alpha = 0,05$  (poziom ufności  $1 - \alpha = 0,95$ ) wynosi  $t_n = 3,1824$ . Po podstawieniu do wzoru, obliczono błąd przypadkowy średniej arytmetycznej pomiaru zawartości dwutlenku węgla w spalinach:

$$\delta CO_{sr} = 3,1824 \cdot \sqrt{0,0067 \cdot \frac{1}{3(3-1)}} = 0,11 [\%] \quad (7.27)$$

W celu obliczenia całkowitego błędu zawartości dwutlenku węgla w spalinach dokonano zamiany błędu systematycznego na wielkość stosowaną dla błędu przypadkowego zgodnie ze wzorem (7.28):

$$\delta CO_{2(1)} = \frac{\delta k}{\sqrt{3}} = 0,06 [\text{ppm}] \quad (7.28)$$

gdzie:

$\delta CO_{2(1)}$  – błąd przypadkowy zamieniony z błędu systematycznego [ppm],

$\delta CO_2$  – błąd systematyczny pomiaru współczynnika absorpcji [ppm].

Całkowity błąd pomiaru obliczono posługując się wzorem (7.29):

$$\delta CO_{2c} = \sqrt{(CO_{2sr})^2 + (\delta CO_{2(1)})^2} = 0,12 [\%] \quad (7.29)$$

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że całkowity błąd pomiaru zawartości tlenków węgla w spalinach ma tylko błąd przypadkowy. Dlatego istnieje możliwość pewnego uproszczenia, zgodnie z którym błąd systematyczny może być pomijany. Ostateczny wynik pomiaru zawartości tlenków węgla w spalinach dla rozpatrywanego punktu pomiarowego można zapisać w postaci:

$$CO_2 = 10,13 \pm 0,12 [\%]$$

Błąd pomiaru czasu zużycia ściśle określonej dawki paliwa

Na całkowity błąd pomiaru czasu zużycia 103 g paliwa składają się błąd systematyczny i błąd przypadkowy. Jako błąd systematyczny przyjęto najmniejszą wartość wyświetlaną na mierniku wagowej miernicy elektronicznej  $\delta\tau = 0,1$  s. Z kolei do obliczenia błędu przypadkowego wykorzystano wzór na średnią arytmetyczną (7.30):

$$\tau_{sr} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \tau_i \text{ [s]} \quad (7.30)$$

gdzie:

$\tau_{sr}$  - średnia arytmetyczna pomiaru czasu zużycia 103 g paliwa [s],

$\tau_i$  - wartość czasu zużycia paliwa i-tego pomiaru [s],

$n$  - ilość pomiarów.

Dla prędkości obrotowej  $n = 1500$  1/min, wartości zmierzonych wielkości  $\tau_i$ , obliczonej  $\tau_{sr}$  oraz wyrażeń  $(\tau_i - \tau_{sr})$  i  $(\tau_i - \tau_{sr})^2$  pokazano w formie poniższej tabeli.

**Tabela 7.10. Wartości zmierzone i obliczone podczas analizy**

Numer pomiaru	$\tau_i$	$\tau_{sr}$	$(\tau_i - \tau_{sr})$	$(\tau_i - \tau_{sr})^2$
1	28,1	28,12	0	0
2	28,1		0,02	0,0004
3	28,1		-0,02	0,0004
$\Sigma(\tau_i - \tau_{sr})^2$				0,0008

*Źródło: opracowanie własne*

Odchylenie standardowe średniej arytmetycznej pomiaru czasu zużycia paliwa dla serii „n” pomiarów dane jest wzorem (7.31):

$$\delta\tau_{sr} = t_n \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^n (\tau_i - \tau_{sr})^2 \cdot \frac{1}{n(n-1)}} \text{ [s]} \quad (7.31)$$

gdzie:

$\delta\tau_{sr}$  – odchylenie standardowe średniej arytmetycznej pomiaru czasu zużycia paliwa [s],

$\tau_i$  – wartość czasu zużycia paliwa i-tego pomiaru [s],

$\tau_{sr}$  – średnia arytmetyczna pomiaru czasu zużycia paliwa [s],

$n$  – ilość pomiarów,

$t_n$  – wartość krytyczna rozkładu Studenta zależna od ilości pomiarów i przyjętego poziomu ufności.

Wartość krytyczna rozkładu Studenta dla  $n = 3$  pomiarów przy założonym poziomie istotności  $\alpha = 0,05$  (poziom ufności  $1 - \alpha = 0,95$ ) wynosi  $t_n = 3,1824$ . Za pomocą wzoru, obliczono błąd przypadkowy średniej arytmetycznej:

$$\delta\tau_{sr} = 3,1824 \cdot \sqrt{0,0008 \cdot \frac{1}{3(3-1)}} = 0,037 \text{ [s]} \quad (7.32)$$

Celem obliczenia całkowitego błędu pomiaru czasu zużycia 103 g paliwa, dokonano zamiany błędu systematycznego na wielkość stosowaną dla błędu przypadkowego zgodnie ze wzorem (7.33):

$$\delta^* \tau = \frac{\delta\tau}{\sqrt{3}} = 0,06 \text{ [s]} \quad (7.33)$$

gdzie:

$\delta^* \tau$  – błąd przypadkowy zamieniony z błędu systematycznego [s],

$\delta\tau$  – błąd systematyczny pomiaru czasu zużycia paliwa [s].

Całkowity błąd pomiaru obliczono zgodnie ze wzorem (7.34):

$$\delta\tau_c = \sqrt{(\tau_{sr})^2 + (\delta^* \tau)^2} = 0,07 \text{ [s]} \quad (7.34)$$

Ostatecznie wynik pomiaru czasu zużycia 103 g paliwa dla rozpatrywanego punktu pomiarowego można zapisać w postaci:

$$\tau = 28,12 \pm 0,07 \text{ [s]}$$

### **Błędy pomiarów pośrednich na stanowisku hamownianym**

W analizie błędów pomiarów pośrednich oszacowano błędy pomiaru następujących wielkości: mocy użytecznej, momentu obrotowego i jednostkowego zużycia paliwa. Podobnie jak w przypadku określania błędów pomiarów bezpośrednich, przedstawiono przykład analizy przeprowadzonej dla prędkości obrotowej  $n = 1500 \text{ [min}^{-1}]$ .

Błąd pomiaru mocy

Dla przyjętego do analizy błędów punktu pomiarowego, moc użyteczną obliczono według wzoru (7.35):

$$N_e = \frac{P_{sr} \cdot n}{1160} = \frac{48,33 \cdot 1500}{1160} = 62,49 \text{ [kW]} \quad (7.35)$$

gdzie:

$N_e$  – moc użyteczna [kW],

$P_{sr}$  – średnia arytmetyczna pomiaru siły [kG],

$n$  – prędkość obrotowa wału korbowego silnika [ $\text{min}^{-1}$ ].

Wzór do obliczenia granicznego błędu pomiaru mocy użytecznej jako wielkości złożonej przyjmuje postać (7.36):

$$\delta N_e = \sqrt{\left(\frac{\partial N_e}{\partial P_{sr}}\right)^2 \cdot \delta P_c^2 + \left(\frac{\partial N_e}{\partial n}\right)^2 \cdot \delta n_c^2} = \sqrt{\left(\frac{n}{1160}\right)^2 \cdot \delta P_c^2 + \left(\frac{P_{sr}}{1160}\right)^2 \cdot \delta n_c^2} \text{ [kW]} \quad (7.36)$$

gdzie:

$\delta N_e$  - błąd pomiaru mocy użytecznej [kW],

$N_e$  - moc użyteczna [kW],

$P_{sr}$  - średnia arytmetyczna pomiaru siły [kG],

$\delta P_c$  - całkowity błąd pomiaru siły [kG],

$\delta n_c$  - całkowity błąd pomiaru prędkości obrotowej [ $\text{min}^{-1}$ ].

Ponieważ całkowity błąd prędkości obrotowej jest sumą błędów systematycznych, dokonano jego zamiany na wielkość stosowaną dla błędu przypadkowego:

$$\delta * n_c = \frac{\delta n_c}{\sqrt{3}} = 43,30 [\text{obr}/\text{min}] \quad (7.37)$$

gdzie:

$\delta * n_c$  – błąd przypadkowy zamieniony z błędu systematycznego [ $\text{min}^{-1}$ ],

$\delta n_c$  – całkowity błąd pomiaru prędkości obrotowej [ $\text{min}^{-1}$ ].

Błąd pomiaru mocy użytecznej obliczony wzorem wynosi (7.38):

$$\delta N_e = \sqrt{\left(\frac{n}{1160}\right)^2 \cdot \delta P_c^2 + \left(\frac{P_{sr}}{1160}\right)^2 \cdot \delta n_c^2} = \sqrt{\left(\frac{1500}{1160}\right)^2 \cdot (0,5)^2 + \left(\frac{48,33}{1130}\right)^2 \cdot (43,3)^2} = 0,23 \text{ [kW]} \quad (7.38)$$

Błąd względny (procentowy) obliczono z zależności (7.39):

$$\delta N_{e(\%)} = \frac{\delta N_e}{N_e} \cdot 100\% = \frac{0,23}{62,49} \cdot 100\% = 0,37 \text{ [%]} \quad (7.39)$$

gdzie:

$\delta N_{e(\%)}$  - błąd względny (procentowy) pomiaru mocy użytecznej [%],

$\delta N_e$  - błąd pomiaru mocy użytecznej [kW],

$N_e$  – moc użyteczna [kW].

Ostateczny wynik pomiaru mocy użytecznej można zapisać w postaci:

$$N_e = 62,49 \pm 0,23 \text{ [kW]}$$

Błąd pomiaru momentu obrotowego

Dla przyjętego do analizy błędów punktu pomiarowego przy  $n = 1500$  [ $\text{min}^{-1}$ ],



moment obrotowy obliczono według wzoru (7.40):

$$M_o = 8,231 \cdot P_{sr} = 8,231 \cdot 48,33 = 397,8 \text{ [Nm]} \quad (7.40)$$

gdzie:

$M_o$  - moment obrotowy [Nm],

$P_{sr}$  - średnia arytmetyczna pomiaru siły [kG].

Wzór do obliczenia granicznego błędu pomiaru momentu obrotowego przyjmuje postać (7.41):

$$\delta M_o = \sqrt{\left(\frac{\partial M_o}{\partial P_{sr}}\right)^2 \cdot P_{sr}^2} = \sqrt{(8,231)^2 \cdot P_c^2} \text{ [Nm]} \quad (7.41)$$

gdzie:

$\delta M_o$  - błąd pomiaru momentu obrotowego [Nm],

$M_o$  - moment obrotowy [Nm],

$P_{sr}$  - średnia arytmetyczna pomiaru siły [kG],

$\delta P_c$  - całkowity błąd pomiaru siły [kG].

Błąd pomiaru momentu obrotowego obliczony wzorem wynosi (7.42):

$$\delta M_o = \sqrt{(8,231)^2 \cdot \delta P_c^2} = 4,12 \text{ [Nm]} \quad (7.42)$$

Błąd względny (procentowy) pomiaru wynosi:

$$\delta M_{o(\%) } = \frac{\delta M_o}{M_o} \cdot 100\% = \frac{4,12}{397,8} \cdot 100\% = 1,04 \text{ [%]} \quad (7.43)$$

gdzie:

$\delta M_{o(\%)}$  - błąd względny (procentowy) pomiaru momentu obrotowego [%],

$\delta M_o$  - błąd pomiaru momentu obrotowego [Nm],

$M_o$  - moment obrotowy [Nm].

Ostateczny wynik pomiaru momentu obrotowego można zapisać w postaci:

$$M_o = 397,8 \pm 4,12 \text{ [Nm]}$$

Błąd pomiaru jednostkowego zużycia paliwa

Dla przyjętego w analizie błędów punktu pomiarowego ( $n = 1500 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ ), jednostkowe zużycie paliwa obliczono posługując się wzorem (7.44):

$$g_e = \frac{3600 \cdot m_p}{\tau_{st} \cdot N_e} = \frac{3600 \cdot 103}{28,12 \cdot 62,49} = 211,06 \text{ [g/kWh]} \quad (7.44)$$

gdzie:

$g_e$  - jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh],

$m_p$  – masa paliwa [g] ( $m_p = 103$  g),

$\tau_{sr}$  – średnia arytmetyczna pomiaru czasu zużycia paliwa [s],

$N_e$  – moc użyteczna [kW].

Wzór do obliczenia granicznego błędu pomiaru jednostkowego zużycia paliwa jako wielkości złożonej przyjmuje postać (7.45):

$$\delta g_e = \sqrt{\left(\frac{\partial g_e}{\partial \tau_{sr}}\right)^2 \cdot \delta \tau_c^2 + \left(\frac{\partial g_e}{\partial N_e}\right)^2 \cdot \delta N_e^2} = \sqrt{\left(-\frac{3600 \cdot m_p}{\tau_{sr}^2 \cdot N_e}\right)^2 \delta \tau_c^2 + \left(-\frac{3600 \cdot m_p}{\tau_{sr} \cdot N_e^2}\right)^2 \cdot N_e^2} \text{ [g/kWh]} \quad (7.45)$$

gdzie:

$\delta g_e$  - błąd pomiaru jednostkowego zużycia paliwa [g/kWh],

$g_e$  - jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh],

$\tau_{sr}$  - średnia arytmetyczna pomiaru czasu zużycia paliwa [s],

$\delta \tau_c$  - całkowity błąd pomiaru czasu zużycia paliwa [s],

$N_e$  - moc użyteczna [kW],

$\delta N_e$  - błąd pomiaru mocy użytecznej [kW],

$m_p$  - masa paliwa [g].

Błąd pomiaru jednostkowego zużycia paliwa obliczony wzorem wynosi (7.46):

$$\delta g_e = \sqrt{\left(-\frac{3600 \cdot 103}{28,12^2 \cdot 62,49}\right)^2 \cdot (0,07)^2 + \left(-\frac{3600 \cdot 103}{28,12 \cdot 62,49^2}\right)^2 \cdot (0,23)^2} = 0,77 \text{ [g/kWh]} \quad (7.46)$$

Błąd względny (procentowy) obliczono z zależności (7.47):

$$\delta g_{e(\%)} = \frac{\delta g_e}{g_e} \cdot 100\% = \frac{0,77}{211,06} \cdot 100\% = 0,4 \text{ [%]} \quad (7.47)$$

gdzie:

$\delta g_{e(\%)}$  - błąd względny (procentowy) pomiaru jednostkowego zużycia paliwa [%],

$\delta g_e$  – błąd pomiaru jednostkowego zużycia paliwa [g/kWh],

$g_e$  – jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh].

Ostateczny wynik pomiaru jednostkowego zużycia paliwa można zapisać jako:

$$g_e = 211,06 \pm 0,77 \text{ [g/kWh]}$$

Przeprowadzona analiza błędów dla pomiarów prowadzonych na stanowisku hamownianym wykazała, że zdecydowanie większą rolę od błędów systematycznych odgrywają błędy przypadkowe. Jest to zrozumiałe jeśli wziąć pod uwagę dużą liczbę czynników zakłócających znanych lecz niemierzalnych lub też nieznanymi, których wpływ na

mierzone wielkości ma charakter losowy. Dlatego w celu uzyskania wymaganej dokładności pomiaru należy wykonać określoną liczbę powtórzeń pomiarów. Ponieważ dla większości mierzonych wielkości błędy systematyczne miały zdecydowanie mniejszą wartość jak błędy przypadkowe (np. przy pomiarze zadymienia spalin), istnieje możliwość uproszczenia procedury obliczeniowej i pominięcia ich w rozważaniach. W końcowych wynikach pomiarów należało by zatem podawać wartości błędów przypadkowych.

## **Rozdział VIII**

### **WNIOSKI KOŃCOWE ORAZ PERSPEKTYWY PROWADZENIA DALSZYCH PRAC**

Przeprowadzona analiza literatury przedmiotu badań oraz badania analityczne i eksperymentalne dotyczące zastosowania wstępnej obróbki paliwa w silnikach z zapłonem samoczynnym upoważniają do sformułowania następujących wniosków:

- poprawa ekologicznych i ekonomicznych parametrów pracy silników z zapłonem samoczynnym wiąże się przede wszystkim z poprawną organizacją procesu spalania, na którą w decydujący sposób wpływa okres opóźnienia samozapłonu;
- korzystne zmniejszenie okresu samozapłonu uzyskać można przez zmniejszenie energii aktywacji przy wykorzystaniu zjawiska katalizy, co implikuje zastosowanie materiałów o działaniu katalitycznym w układzie wtryskowym;
- jak do tej pory zastosowanie katalizatorów w tłokowych silnikach spalinowych odbywa się w układach wylotowych w postaci reaktorów katalitycznych, prowadzone są nieliczne prace naukowo-badawcze nad zastosowaniem katalizatorów w komorze spalania, brak jest prac dotyczących zastosowania katalizatorów w układzie wtryskowym;
- zaproponowano nowatorski układ wtryskiwania paliwa w silnikach z zapłonem samoczynnym w którym bezpośrednio przed rozpylaniem odbywa się obróbka termiczna i katalityczna paliwa;
- przeprowadzono analizę oddziaływania katalizatorów na fizyko – chemiczne procesy wtryskiwania i spalania paliwa;
- przeprowadzono analizę zwiększenia oddziaływania katalizatorów przez zwiększenie temperatury przepływającego paliwa bezpośrednio w rozpylaczu silnika z zapłonem samoczynnym oraz przeprowadzono badania symulacyjne zaproponowanego układu katalityczno – termicznego w korpusie wtryskiwaczy czopikowych i wielootworowych;
- dokonano wyboru rodzaju katalizatora i metod ich naniesienia na elementy wtryskiwaczy paliwowych;
- opracowano koncepcje oraz wykonano modele fizyczne wtryskiwaczy czopikowych i wielootworowych z układem wstępnej katalityczno-termicznej obróbki paliwa;

- przeprowadzono badania eksperymentalne zaproponowanych rozwiązań konstrukcyjnych wtryskiwaczy paliwowych wyposażonych w układ wstępnej katalityczno-termicznej obróbki paliwa na stanowiskach probierczych i hamownianych;
- przeprowadzono analizę uzyskanych wyników,
- określono dalsze przyszłościowe prace dotyczących zastosowania wstępnej obróbki paliwa w tłokowych silnikach spalinowych.

Badania hamowniane zostały przeprowadzone na silnikach z pośrednim (wtryskiwacze czopikowe) oraz bezpośrednim (wtryskiwacze wielootworowe) wtryskiem paliwa.

Badania hamowniane z wtryskiwaczami czopikowymi zostały przeprowadzone na dwóch typach silników:

1. Doświadczalnym jednocylindrowym silniku 14/14 wyposażonym w komplet aparatury i urządzeń pomiarowych pozwalających na rejestrowanie wszystkich podstawowych wielkości określających pracę silnika (moc, moment obrotowy, godzinowe i jednostkowe zużycie paliwa).
2. Dwucylindrowym silniku o zapłonie samoczynnym 2C 8,5/11 wyposażonym w aparaturę i urządzenia do rejestracji zarówno wskaźników pracy silnika jak i zawartości związków toksycznych emitowanych przez silnik.

Obiektem badań były dwa rodzaje rozpylaczy czopikowych:

- konwencjonalne firmy Bosch o symbolu DN0SD 220;
- zmodyfikowane według opracowanego projektu wtryskiwacze Bosch DN0SD 220.

Wyniki badań przeprowadzone przy użyciu wtryskiwaczy czopikowych były następujące.

Maksymalne ciśnienie w komorze spalania ( $p_{max}$ ) dla silnika pracującego z rozpylaczami klasycznymi miało wartości od 5,6 MPa na biegu jałowym do 6,4 MPa przy pełnym obciążeniu. Dla wtryskiwacza zmodyfikowanego wartości te były większe o około 0,2 MPa dla małych i średnich obciążeń silnika. Przy obciążeniach maksymalnych różnice zanikają, a przy obciążeniu maksymalnych wtryskiwacz zmodyfikowany charakteryzował się mniejszym ciśnieniem niż klasyczny.

Temperatura gazów wylotowych ( $t_s$ ) dla wtryskiwaczy klasycznych i zmodyfikowanych kształtuje się na podobnym poziomie.

Godzinowe ( $G_e$ ) i jednostkowe ( $g_e$ ) zużycie paliwa kształtuje się w następujący sposób. Przy małym i średnim obciążeniu dla wtryskiwacza zmodyfikowanego uzyskano mniejsze wartości. Zbliżając się do obciążenia maksymalnego różnice między dwoma wtryskiwaczami

zanikają. Natomiast przy maksymalnym obciążeniu wtryskiwacz klasyczny charakteryzuje się mniejszym zużyciem paliwa zarówno godzinowym jak i jednostkowym.

Na podstawie wyników badań na dwucylindrowym silniku doświadczalnym można stwierdzić, że zużycie paliwa dla wtryskiwacza zmodyfikowanego jest mniejsze w stosunku do klasycznego do 80% obciążenia silnika. Następnie wartości zrównują się, a przy maksymalnym obciążeniu zużycie paliwa dla wtryskiwacza zmodyfikowanego jest większe.

Emisja tlenku węgla ( $CO$ ) i zadymienie spalin ( $k$ ) są mniejsze dla wtryskiwacza zmodyfikowanego o około 10 – 15%. Przy maksymalnych obciążeniach emisja dwutlenku węgla ( $CO_2$ ) jest wyższa we wtryskiwaczu zmodyfikowanym o około 10%.

Badania eksperymentalne dla silnika z bezpośrednim wtryskiem paliwa typu 359 przeprowadzono dla kompletu klasycznych wtryskiwaczy H1LMK148 oraz kompletu zmodyfikowanych wtryskiwaczy H1LMK148 ze wstępną obróbką paliwa.

Na podstawie analizy zewnętrznej charakterystyki prędkościowej można stwierdzić, że wszystkie badane parametry zostały poprawione dzięki wstępnej katalityczno – termicznej obróbce paliwa. Duży wpływ na wyniki badań miał kąt wyprzedzenia wtrysku oraz ciśnienie wtrysku. Poprawa ekologicznych i ekonomicznych parametrów pracy silnika wystąpiła już przy standardowych - kącie wyprzedzenia i ciśnieniu wtrysku. Moc silnika została podwyższona o około 5% od częstotliwości obrotowej  $2100 \text{ min}^{-1}$ , a moment obrotowy o około 10 Nm w całym zakresie prędkości obrotowej silnika 359. Jednostkowe zużycie paliwa zostało obniżone o 10% w całym zakresie prędkości obrotowej. Również emisja substancji toksycznych przez silnik 359 uległa zmniejszeniu. Analiza przebiegu charakterystyki prędkościowej wykazuje, że w całym jej zakresie współczynnik zadymienia został obniżony w granicach 10% a emisja tlenków węgla została obniżona przy użyciu wtryskiwaczy zmodyfikowanych o około 200 ppm. Analizując przebieg zawartości tlenków azotu w spalinach, widoczne jest obniżenie ich zawartości o 10 % od  $1500 \text{ min}^{-1}$  we wtryskiwaczach zmodyfikowanych. Emisja dwutlenku węgla była podobna przy użyciu obu rodzajów wtryskiwaczy.

Zmniejszenie kąta wyprzedzenia wtrysku oraz zwiększenie ciśnienia wtrysku paliwa przyczynia się do zmniejszenia jednostkowego zużycia paliwa oraz poziomu emisji związków toksycznych w gazach wylotowych. Przy kącie wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$  przed GMP i ciśnieniu wtrysku 24 MPa wyniki badań były następujące. Obniżenie wartości jednostkowego zużycia paliwa w całym zakresie prędkości obrotowej. Największa różnica odnotowana została w przedziale prędkości obrotowej  $1200 - 1800 \text{ min}^{-1}$  i wynosiła około 25 g/kWh. Najniższe zużycie paliwa wystąpiło dla wtryskiwaczy zmodyfikowanych wynosiło

około 195 g/kWh w przedziale 1800 – 2100 min<sup>-1</sup>, natomiast dla wtryskiwaczy klasycznych najniższe zużycie paliwa wynosiło około 207 g/kWh w przedziale 2100 – 2400 min<sup>-1</sup>. Nastąpiło również obniżenie emisji substancji toksycznych w gazach wylotowych silnika. Współczynnik zadymienia został znacznie obniżony w całym zakresie prędkości obrotowej w granicach 10%. Emisja tlenków węgla została również obniżona w całym zakresie prędkości obrotowej w stosunku do silnika pracującego na wtryskiwaczach klasycznych. Najniższa wartość wynosiła około 2700 ppm w przedziale prędkości obrotowej 2400 – 2700 min<sup>-1</sup> dla wtryskiwaczy zmodyfikowanych, natomiast dla wtryskiwaczy klasycznych najniższa wartość wynosiła około 3900 ppm przy prędkości obrotowej 2700 min<sup>-1</sup>. Zawartości tlenków azotu w spalinach obniżono o około 5% w przedziale 1200 – 2100 min<sup>-1</sup>. Emisja dwutlenku węgla została obniżona przy zastosowaniu wtryskiwaczy zmodyfikowanych w granicach 5 – 10%.

Podwyższając ciśnienie wtrysku do 26 MPa przy kącie wyprzedzenia wtrysku 16° przed GMP uzyskano następujące wyniki. Obniżone zostało jednostkowe zużycie paliwa w całym zakresie prędkości obrotowej dla wtryskiwaczy zmodyfikowanych. Najniższe zużycie paliwa wystąpiło w przedziale 1500 – 2100 min<sup>-1</sup> i wynosiło 193 g/kWh. Współczynnik zadymienia spalin został obniżony o około 10% w całym zakresie prędkości obrotowej. Emisja tlenków węgla została również obniżona w całym zakresie prędkości obrotowej w stosunku do silnika pracującego na wtryskiwaczach klasycznych o około 20%. Przyglądając się zawartości tlenków azotu w spalinach zauważalne jest obniżenie ich ilości w gazach wylotowych w całym zakresie prędkości obrotowej. Najniższa wartość wynosi 2000 ppm dla przedziału prędkości obrotowej 2400 – 2700 min<sup>-1</sup>. Emisja dwutlenku węgla została obniżona przy zastosowaniu wtryskiwaczy zmodyfikowanych o 10% w całym zakresie prędkości obrotowej.

Najkorzystniejsze wyniki badań pod względem toksyczności spalin uzyskano przy kącie wyprzedzenia wtrysku 14° i ciśnieniu wtrysku 26 MPa. Współczynnik zadymienia został znacznie obniżony w całym zakresie prędkości obrotowej. Największe obniżenie wystąpiło przy prędkości obrotowej 1200 min<sup>-1</sup> i wynosiło 4,5 m<sup>-1</sup>. Emisja tlenków węgla została również obniżona o 20% w całym zakresie prędkości obrotowej w stosunku do silnika pracującego na wtryskiwaczach klasycznych. Najniższa wartość wystąpiła przy prędkości obrotowej 2100 – 2400 min<sup>-1</sup> i wynosiła 1100 ppm. Zawartości tlenków azotu w spalinach obniżono o 400 ppm w gazach wylotowych w całym zakresie prędkości obrotowej. Emisja dwutlenku węgla została obniżona o 10% przy zastosowaniu wtryskiwaczy zmodyfikowanych w całym zakresie prędkości obrotowej.

Najbardziej widoczną poprawę ekonomicznych i ekologicznych parametrów pracy silnika z bezpośrednim wtryskiem paliwa przy wykorzystaniu wstępnej obróbki paliwa uzyskano dla następujących parametrów regulacyjnych: kąt wyprzedzenia wtrysku  $14\div 16^\circ$  przed GMP, ciśnienie wtrysku 26 MPa.

Analizując uzyskane wyniki badań eksperymentalnych dotyczących zastosowania wstępnej obróbki paliwa można stwierdzić poprawę ekologicznych i ekonomicznych parametrów pracy silników zarówno z pośrednim jak i bezpośrednim wtryskiwaniem paliwa. A więc teza niniejszej pracy została udowodniona.

Zdaniem Autora, dalsze prace w kierunku poprawy ekologicznych i ekonomicznych parametrów pracy silników z zapłonem samoczynnym przy zastosowaniu wstępnej obróbki paliwa, powinny dotyczyć następujących zagadnień:

- zastosowanie turbulizacji przepływającego paliwa w kombinacji z termiczną i katalityczną obróbką bezpośrednio w korpusie rozpylacza, co po pierwsze może wpłynąć na zwiększenie wartości współczynnika dyfuzji i zwiększenie procesu odparowania paliwa w okresie opóźnienia samozapłonu (równanie 1.8) a po drugie zwiększyć kontakt przepływającego paliwa z materiałem o działaniu katalitycznym;
- zastosowanie wstępnej obróbki paliwa w silnikach z zapłonem samoczynnym przy pracy na paliwach pochodzenia roślinnego, ponieważ obecność cząsteczki tlenu w tych paliwach przy zastosowaniu wstępnej termicznej i katalitycznej obróbki paliwa może w istotny sposób przyspieszyć reakcje utleniania w początkowej fazie procesu spalania, ten aspekt może być pogłębiony przy zastosowaniu wstępnej termiczno – katalityczno – turbulizacyjnej obróbki paliwa;
- zastosowanie wstępnej obróbki paliwa w silnikach pracujących na paliwach pozostałościowych (silniki okrętowe), ze względu na większe wartości gęstości i lepkości tych paliw można spodziewać się polepszenia procesu rozpylenia a tym samym organizacji procesu spalania w silnikach wolno- i średnioobrotowych.



## BIBLIOGRAFIA

1. AMBROZIK A., AMBROZIK P. R.: Analiza i symulacja wykresu indykatorowego tłokowego silnika spalinowego, Eksploatacja Silników Spalinowych, Zeszyt Nr 14, Problemy Doładowania Silników, Wydawnictwo Katedry Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Politechniki Szczecińskiej, Szczecin, 2001.
2. AMBROZIK A.: Wodór paliwem alternatywnym w transporcie, Konferencja Naukowa Perspektywy Zasilania Biogazem Silników Spalinowych, PPH ZAPOL, Szczecin, 2009.
3. AMBROZIK A.: Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce, 2003.
4. ARTYKUŁ REDAKCYJNY: Analiza spalin, Auto Expert, 1/1999.
5. ARTYKUŁ REDAKCYJNY: W Petrochemii Płock ruszył hydrokraking, Paliwa, oleje i smary w eksploatacji, 50/1998.
6. BANEWSKI K., KOŁDUŃSKI T.: Paliwa do silników o zapłonie samoczynnym, WKiŁ, Warszawa, 2004.
7. BARCICKI J.: Podstawy katalizy heterogenicznej, WUMCS, Lublin, 1998.
8. BERNHARDT M., DOBRZYŃSKI S., LOTH E.: Silniki samochodowe, WKiŁ, Warszawa, 1965.
9. BERNHARDT M., MICHAŁOWSKA J., RADZIMIŃSKI S.: Motoryzacyjne skażenie powietrza WKiŁ, Warszawa, 1976.
10. BIELACZYC P., BRODZIŃSKI H., SZCZOTKA A.: O emisji związków szkodliwych spalin z samochodów zasilanych paliwem gazowym LPG lub NG : analiza wymagań homologacyjnych, Archiwum Spalania, Część 3, Polski Instytut Spalania, Warszawa, 2003
11. BIELACZYC P., MERKISZ J., PIELECHA J.: Stan cieplny silnika spalinowego a emisja związków szkodliwych, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 2001.
12. BIERNAT K.: Oleje napędowe. Wymagania i perspektywy rozwoju jakości oraz metod badań olejów napędowych część 1, Paliwa, oleje i smary w eksploatacji, 63/1999.

13. BOCHEŃSKI C.: Nowe kierunki rozwoju silników z zapłonem samoczynnym, II Międzynarodowa Konferencja Naukowo – Techniczna MOTROL 99, Lublin – Nałęczów, 1999.
14. BORODYN A., SZYJKA G., TALAGA K.: Wpływ rodzaju paliwa na wybrane parametry pracy silnika z zapłonem samoczynnym, Wydawnictwo Katedry Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Politechniki Szczecińskiej, Zeszyt nr 10, Szczecin, 2004.
15. BUKOWSKI J.: Mechanika płynów, Warszawa, 1975.
16. BURCHARDT A., BARTELMUS G.: Inżynieria reaktorów chemicznych, T 1, PWN, Warszawa, 2001.
17. CHŁOPEK Z.: Pojazdy samochodowe, Ochrona środowiska naturalnego, WKiŁ, Warszawa, 2002.
18. CHMIELEWSKI K.: Metody planowania eksperymentów i optymalizacji, Instrukcje do ćwiczeń laboratoryjnych, Politechnika Szczecińska, 2000.
19. CROWTHER P., AUBREY T.: Catalytic arrangement in the engine combustion chambers, WBR, Patent 8231373, 1984.
20. CROWTHER P., AUBREY T.: Precombustion chamber containing catalyst, WBR, Patent 8109537, 1981.
21. CYGAN S., SZYMAŃSKI J.: Podstawowe problemy doboru aparatury wtryskowej silników wysokoprężnych, WKiŁ, Warszawa, 1979.
22. DAYWALT C. L.: Fuel treatment device, Patent USA 5048499, 1991.
23. DROZDOWSKI J.: Studium obciążeń, kawitacji i niezawodności rozpylaczy silników okrętowych, Wydawnictwo Wyższej Szkoły Morskiej w Szczecinie, Studia nr 30, Szczecin, 1998.
24. ENGELS S., SAGER D., WILDE M.: Proc. 5<sup>th</sup> Int. Symp. on Heterogeneous Catalysis, Varna, 1983.
25. FAJNLEJB B.N.: Metody naniesienia powłok katalitycznych na elementy aparatury paliwowej silników wysokoprężnych, Problems of Mechanics International Scientific Journal, No4 (21/1), 2005.
26. FALKOWSKI H., HAUSER G., JANISZEWSKI T., JASKUŁA A.: Układy wtryskowe silników wysokoprężnych, WKiŁ, Warszawa, 1989.
27. GRZYBOWSKA – ŚWIERKOSZ B.: Elementy katalizy heterogenicznej, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa, 1982.

28. HAMPTON K., SCHWANK J.: Method and apparatus for pretreatment of fuel by partial combustion with a composite catalyst, Patent USA 4714347, 1987.
29. HARDENBERG H.: Untersuchungen zur Entstehung und Beseitigung von Kraftstoffbrauch und Abgasgeruch, MTZ, 6/1972.
30. HENKEL H. J.: Fuel treatment device, Patent BRD 1932558/06, 1976.
31. HEYWOOD J.B.: Internal combustion engines fundamentals, McCraw – Hill Book Co., NY, 1988.
32. HUEHN W.: Russbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung und Moeglichkeiten ihrer Verminderung, MTZ, 3/1970.
33. INFORMATOR TECHNICZNY BOSCH: Układ wtryskowy Common Rail. WKiŁ, Warszawa, 2000.
34. INFORMATOR TECHNICZNY BOSCH: Układy wtryskowe, WKiŁ, Warszawa, 2000.
35. INSTRUKCJA OBSŁUGI DYMOMIERZA MDO 2 FIRMY MAHA.
36. INSTRUKCJA OBSŁUGI PRÓBNIKA WTRYSKIWACZY PRW 3M – 00, Wytwórnia sprzętu komunikacyjnego, WSK Kraków S.A., 1995.
37. INSTRUKCJA OBSŁUGI STAR 200, Wydanie I, 1975.
38. JANICKA A., WALKOWIAK W., SZCZEPANIAK W.: Wpływ zastosowania platynowo – rodowej powłoki aktywnej wewnątrz silnika o zapłonie samoczynnym na stężenie wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych w spalinach, Silniki Spalinowe, 3/2008.
39. JANISZEWSKI T.: Krajowe silniki wysokoprężne, Obsługa i naprawa, WKiŁ, Warszawa, 1980.
40. JĘDRZEJOWSKI J.: Obliczanie tłokowego silnika spalinowego, Warszawa, 1969.
41. JOST V.: Implosions and combustions in gas, McCraw-Hill Book Co, NY, 1959.
42. KABAT M., KOZAK T.: Laboratorium z paliw silnikowych i środków smarnych, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Szczecińskiej, Szczecin, 1984.
43. KAKEGAWA T., FURUHAMA S.: Method to decrease black smoke of diesel, Patent USA 5007381, 1990.
44. KASEDORF J.: Układy wtryskowe i katalizatory, WKiŁ, 1995.
45. KLYUS O., MYSŁOWSKI J., OSIPOWICZ T.: Wtryskiwacz paliwa, Patent, RP, P-381413, 2006.

46. KLYUS O., MYSŁOWSKI J, OSIPOWICZ T.: Wtryskiwacz paliwa, Patent, RP, P-381412, 2006.
47. KLYUS O., NIZIŃSKI S., WIERZBICKI S.: Obniżanie temperatury rozpylaczy silników z zapłonem samoczynnym, II Sympozjum Naukowo – Techniczne Silniki Spalinowe w Zastosowaniach Wojskowych, WAT, Warszawa, 1995.
48. KLYUS O., NIZIŃSKI S., WIERZBICKI S.: Sterowanie warunkami cieplnymi wtryskiwaczy, V Międzynarodowa Konferencja Naukowo – Techniczna, Pojazdy samochodowe, Problemy rozwoju i eksploatacji Autoprogres 95, Warszawa, 1995.
49. KLYUS O., OSIPOWICZ T.: Acoustic characteristics of multipoint diesel injectors with preliminary fuel treatment, Zeszyty Naukowe AM nr 14(86), Szczecin, 2008.
50. KLYUS O., WIERZBICKI S.: Procesy termodynamiczne zachodzące we wtryskiwaczach paliwowych silników z zapłonem samoczynnym, Kones 96, Materiały konferencyjne, 1996.
51. KLYUS O., WIERZBICKI S.: Procesy termodynamiczne zachodzące we wtryskiwaczu paliwa, Problemy eksploatacji silników pojazdów samochodowych. Konferencja Naukowo – Techniczna Konspal, Wrocław, 1998.
52. KLYUS O., WIERZBICKI S.: Wpływ temperatury paliwa na tworzenie mieszaniny paliwowo – powietrznej w silnikach z zapłonem samoczynnym, III Międzynarodowa Konferencja Naukowa Rozwój Teorii i Technologii w Technicznej Modernizacji Rolnictwa, Olsztyn, 2000.
53. KLYUS O.: Metody naniesienia powłok katalitycznych na elementy aparatury paliwowej silników wysokoprężnych, Problems of Mechanics International Scientific Journal, No4 (21/1), 2005.
54. KLYUS O.: Studia nad procesem zasilania paliwem szybkoobrotowych silników małej mocy z zapłonem samoczynnym, Acta Akademia, Olsztyn, 1995.
55. KLYUS O.: Wewnątrz cylindrowa kataliza w silnikach wysokoprężnych, KGTU, Kaliningrad, 2007.
56. KLYUS O.: Zastosowanie stopowania elektroiskrowego w celu naniesienia powłok katalitycznych na elementy aparatury wtryskowej silników z zapłonem samoczynnym, Zeszyty Naukowe Baltic Association of Mechanical Engineering, 2005.
57. KLYUS O.: Zastosowanie wstępnej termicznej i katalitycznej obróbki paliwa w aspekcie poprawy ekologicznych i ekonomicznych wskaźników pracy silników z zapłonem samoczynnym, Akademia Morska w Szczecinie, Szczecin, 2007.

58. KONIUSZY A., KARBOWY A.: Ograniczenie zadymienia spalin silników wysokoprężnych stosowanych w rolnictwie, Ogólnopolska Konferencja Naukowa Maszyn, AR, Wrocław, 2000.
59. KOWALCZYK M.: Studium problemów dymienia silników wysokoprężnych z wtryskiem bezpośrednim, Zeszyt Rozpraw nr 139, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1982.
60. KOWALCZYK M.: Wpływ temperatury wtryskiwanego paliwa na wybrane wskaźniki procesu cieplnego silnika wysokoprężnego, Silniki spalinowe nr 2/1975.
61. KOWALEWICZ A.: Podstawy procesów spalania, WN – T, Warszawa, 2000.
62. KOWALEWICZ A.: Wybrane zagadnienia samochodowych silników spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Radom, 2002.
63. KOZAK M., MERKISZ J., BIELASZYC P.: Wpływ właściwości paliwa na emisję szkodliwych składników spalin przez samochód osobowy napędzany silnikiem o zapłonie samoczynnym, Silniki spalinowe nr 1, Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych, Bielsko – Biała, 2005.
64. KRASOWSKI E.: Wpływ zużycia par precyzyjnych na parametry pracy silnika wysokoprężnego. Prace Naukowe Politechniki Lubelskiej 293, Mechanika 45, Lublin, 1990.
65. KUBIAK M., PERLICKI J.: Metale nieżelazne, Warszawa, 1980.
66. KWAŚNIEWSKI S., SROKA Z. J., ZABŁOCKI W.: Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1999.
67. LEŚNIAK W.: Wysokoprężne silniki samochodowe, WKiŁ, Warszawa, 1982.
68. LOTKO W.: Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami węglowodorowymi i roślinnymi. WN – T, Warszawa, 1997.
69. LUBARSKI G.D.: Uspiechii Chirii, 1958.
70. ŁUKOMSKI Z.: Naprawa samochodów Star 200, WKiŁ, Warszawa, 1978.
71. MADEJSKI J.: Teoria wymiany ciepła, Warszawa, 1998.
72. MAŃCZAK K.: Technika planowania eksperymentów, WN – T, Warszawa, 1976.
73. MERKISZ J., IDZIOR M., LIJEWSKI P.: Tendencje rozwoju układów wtryskowych turbodoładowanych silników o zapłonie samoczynnym, Wydawnictwo Katedry Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Politechniki Szczecińskiej, Zeszyt nr 9, Szczecin, 2003.

74. MERKISZ J., KOZAK M.: Paliwa do współczesnych silników spalinowych (cz.1), Paliwa, oleje i smary w eksploatacji, 72/2000.
75. MERKISZ J., KOZAK M.: Paliwa do współczesnych silników spalinowych (cz.2), Paliwa, oleje i smary w eksploatacji, 73/2000.
76. MERKISZ J.: Ekologiczne aspekty stosowania silników spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1994.
77. MERKISZ J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych, Tom1, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1999.
78. MERKISZ J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych, Tom2, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1999.
79. MYSŁOWSKI J., OSIPOWICZ T.: Wpływ parametrów konstrukcyjnych na zjawiska zachodzące w układach wydechowych silników spalinowych, Wyd. BAME, Kaliningrad, 2006.
80. MYSŁOWSKI J., SKORODIEŁOW J.: Toksyczność spalin silników samochodowych, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Szczecińskiej, Szczecin, 1989.
81. MYSŁOWSKI J.: Doładowanie silników, WN – T, Warszawa, 2002.
82. MYSŁOWSKI J.: Nowoczesne rozwiązania układów wtryskowych silników z zapłonem samoczynnym, Szczecin, 1991.
83. MYSŁOWSKI J.: Rozruch silników samochodowych, WN – T, Warszawa, 1996.
84. NIZIŃSKI S., WIERZBICKI S.: Wpływ podgrzewania paliwa w układzie wtryskowym na wskaźniki pracy silnika z zapłonem samoczynnym, Materiały z II Forum Młodych, Bydgoszcz, 2000.
85. NOWAKOWSKI L.: Katalityczne odwodornienie węglowodorów parafinowych, WSI w Opolu Studia i Monografie zeszyt 44, Opole, 1991.
86. ONYSZCZUK B.: Device for condition of liquid fuel and liquid coolant, Patent USA 04665705, 1992.
87. ORZECZOWSKI Z., PRYWIER J.: Rozpylanie cieczy, WN – T Warszawa, 1994.
88. OSIPOWICZ T.: Określenie temperatury paliwa we wtryskiwaczu czopikowym silnika wysokoprężnego, Zeszyty Naukowe Katedry Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Politechniki Szczecińskiej, Szczecin, 2007.
89. OSIPOWICZ T.: Przyrost temperatury w kanale grzewczym we wtryskiwaczu silnika z zapłonem samoczynnym, Wyd. KGTU, Kaliningrad, 2007.

90. PETELA R.: Paliwa i ich spalanie. Politechnika Śląska, Skrypty Uczelniane Nr 426, Gliwice, 1972.
91. PŁATE A.F.: Kataliticeskaja aromatyzacja parafinowych ugliwododorodów, Izd. AN. SSSR, Moskwa – Leningrad, 1948.
92. POLAŃSKI Z.: Metodyka badań doświadczalnych, WPK, Kraków, 1981.
93. PRACA ZBIOROWA: Przewodnik do ćwiczeń laboratoryjnych z badań silników spalinowych, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Szczecińskiej, Szczecin, 1987.
94. PRACE NAUKOWE INSTYTUTU CHEMII I TECHNOLOGII NAFTY I WĘGLA POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ: Właściwości powierzchniowe modyfikowanych rafineryjnych katalizatorów platynowych, Monografie nr 54/27, 1996.
95. RICARDO G.G.: Internal combustion engines, McPasons, London, 1960.
96. RYCHTER T., Teodorczyk A.: Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego, PWN, Warszawa, 1990.
97. RYCHTER T., TEODORCZYK A.: Teoria silników tłokowych, WKiŁ, Warszawa, 2006.
98. SOWA K.: Charakterystyka przepływowa wtryskiwacza wielootworowego i jej wpływ na stabilność pracy silnika wysokoprężnego o bezpośrednim wtrysku w warunkach biegu luzem, Materiały Konferencji INTERKONMOT 98, Kraków, 1998.
99. SURYGALA J.: Wodór jako paliwo, WN – T, Warszawa, 2008.
100. SZARGUT J.: Termodynamika, Warszawa, 1980.
101. SZLACHTA Z.: Influence of fuel properties and injector parameters on diesel engine operation, Automotive and internal combustion engines technology, Transactions Volume 5, Kraków, 1995.
102. WAJAND A. J.: Tłokowe silniki spalinowe, WN – T, Warszawa, 1993.
103. WAJAND A.J.: Silniki o zapłonie samoczynnym, WN – T, Warszawa, 1988.
104. WAJAND J.A. WAJAND J.T.: Tłokowe silniki spalinowe średnio i szybkoobrotowe, WN – T, Warszawa, 2005.
105. WIŚNIEWSKI S., WIŚNIEWSKI T.: Wymiana ciepła, Warszawa, 2000.
106. WOŚ P.: Wpływ przebiegu wtrysku paliwa w silniku wysokoprężnym na spalanie i emisję NO<sub>x</sub>, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów, 2008.
107. WÓJCIK S.: Problemy spalania w spalinowych silnikach wysokoprężnych, Archiwum procesów spalania, Część 4, Warszawa, 1973.
108. WRAŻEJ W.: Metale w przemyśle, Spółdzielnia Wydawnicza META, Katowice, 1947.

109. ZABŁOCKI M.: Wtrysk i spalanie paliwa w silnikach wysokopiężnych, WKiŁ, Warszawa, 1976.
110. ZAGÓRSKI J.: Zarys techniki cieplnej, WN – T, Warszawa, 1976.
111. ZAJĄC P., KOŁODZIEJCZYK L.M.: Silniki spalinowe, WSiP, Warszawa, 2001.
112. ZDANUKIEWICZ A.: Technologia powłok galwanicznych, Wydawnictwo Szkolne i Pedagogiczne, Bielsko – Biała, 1974.
113. ZWIERZYCKI W.: Oleje, paliwa i smary dla motoryzacji i przemysłu, Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu, 2001.
114. БАРСУКОВ С.И.: Поршневые двигатели транспортных средств,. КГТУ, Калининград 2008.
115. БАРСУКОВ С.И., ПРИВО. Изд.: Аркадия, Одесса 2006.
116. БЕРЕЖНЕВ Ю. А., АКИМОВ А. Є.: Автоактиватор горіння, Патент 35172 А Україна, № 99084822; 1999.
117. БРОЗЕ Д.Д.: Сгорание в поршневых двигателях, Машиностроение 1969.
118. ВАНШЕЙДТ В.А. ДИЗЕЛИ. Л.: Машиностроение 1977. Wansz
119. ВИБЕ И.И.: Новое о рабочем цикле дизеля, СО АН, Новосибирск 1969.
120. ВОИНОВ А.Н.: Процессы сгорания в быстроходных поршневых двигателях, М, Машгиз, 1980.
121. КОХ Х.: Устройство для обработки топлива в двигателе внутреннего сгорания, А.С., 535913 СССР, № 1738834/1791081/06, 1976.
122. МАРКОВА И.В., ЦИУЛИН В.Н.: Повышение экономичности дизеля на долевых режимах. Труды КТИРПиХ, Калининград 1991.
123. ОРЛИН А.С., КАЛИШ Г.Г.: Двигатели внутреннего сгорания, М, Машгиз 1974. Orlin
124. РОССИХИН О.А., СКОРОВ Л.Ю., ФЕДОТОВ Б.О.: Устройство для магнитной обработки жидкости А.С., 352034 СССР, № 1309653/24-6, 1969.
125. СВИРИДОВ Ю.Б.: Топливо и топливоподача автотракторных дизелей, Л, Машиностроение 1979.
126. СПИВАК Ю. М., МАСЛОВ Г.А.: Способ регулиро вания вязкости жидкости А. С., 1807474 А1 СССР, МКИ G 05 D 24/02. № 4923404/24, 1993.
127. СТЕЧКИН Б.С., ГЕНКИН К.И., ЗОЛОТАРЕВСКИЙ М.М. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя, М, АН СССР 1960.



128. ТОЛСТОВ А.И.: Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамики цикла быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия, Труды НИЛДа, №1, 1975.
129. ФАЙНЛЕЙБ Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей, Л., Машиностроение 1989.
130. ХЕНКЕЛЬ Х., ДЕ БУКС О., КОХ К.: Система для обработки топлива, А.С., 514578 СССР, № 1932558/06, 1976.
131. ЦИУЛИН В.А., МАРЧЕНКО Л.А. Влияние подогрева топлива на показатели дизеля, Труды КГТУ, Калининград, №5, 1995.

## ZAŁĄCZNIK NR 1

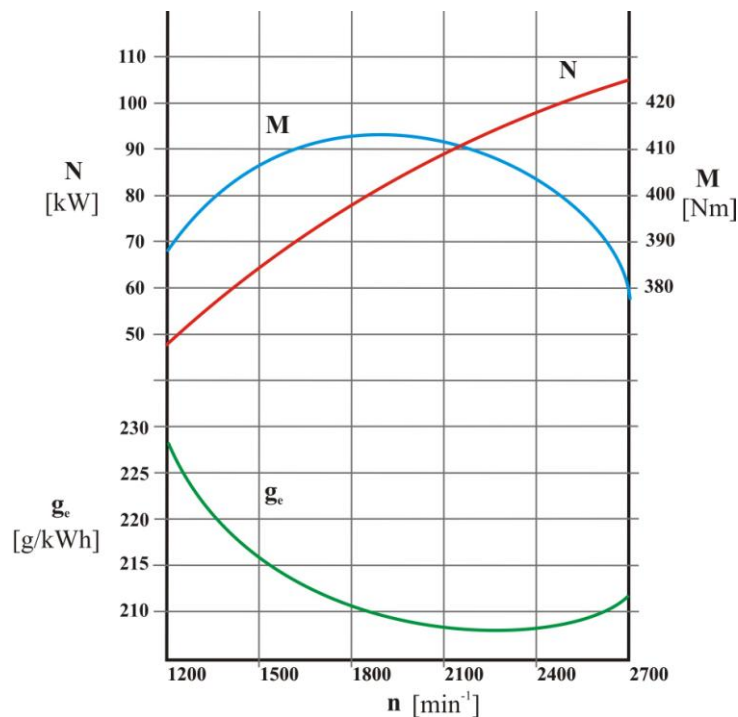
### Wyniki badań eksperymentalnych silnika 359 z bezpośrednim wtryskiem paliwa

Wtryskiwacz klasyczny:

Tabela Z1.1. Kąt wyprzedzenia wtrysku 18,5 °, ciśnienie wtrysku 22 MPa

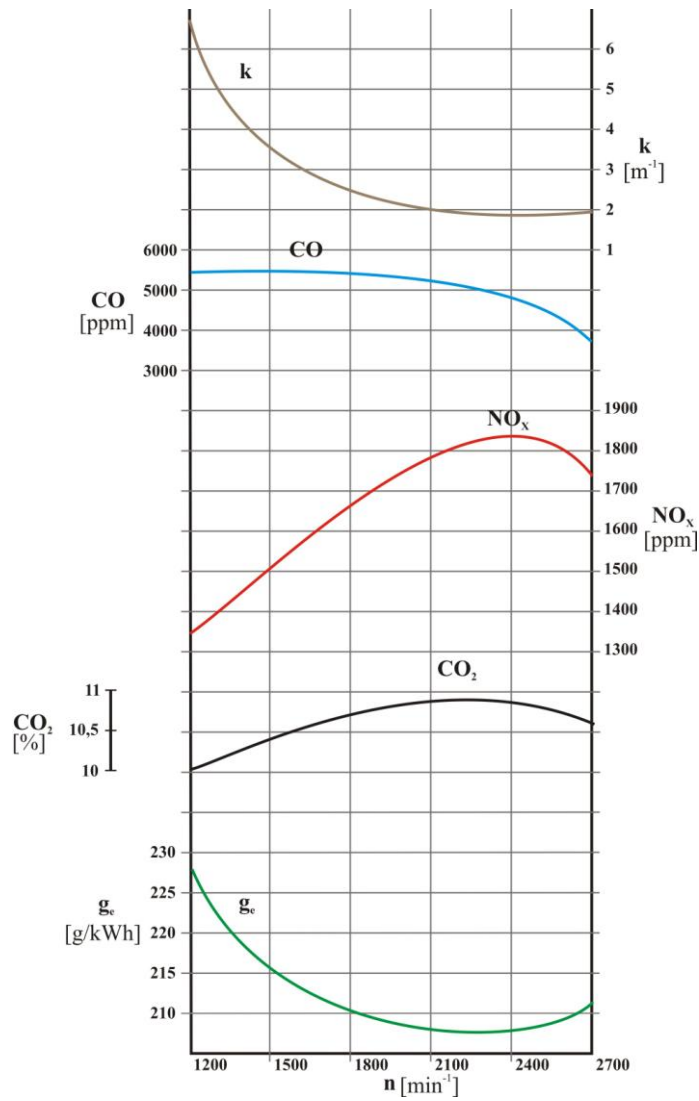
n [obr/min]	N [kW]	M [Nm]	g <sub>e</sub> [g/kWh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	CO <sub>2</sub> [%]	k [m <sup>-1</sup> ]
1200	48,62069	386,857	228,2665	5470	1351	9,9	6,93
1500	62,49569	397,8042	211,2966	5467	1433	10,1	3,98
1800	78,09828	414,2662	210,7352	5402	1525	10,5	3,19
2100	90,20948	410,1507	207,7025	5253	1760	10,8	2,15
2400	99,66207	396,4873	207,2743	4212	1850	10,3	1,79
2700	107,4647	380,0253	209,753	4406	1747	10,5	1,9

Źródło: opracowanie własne



Rysunek Z1.1. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz klasyczny, ustawienia fabryczne

Źródło: opracowanie własne



**Rysunek Z1.2. Emisja substancji toksycznych; wtryskiwacz klasyczny, ustawienia fabryczne**

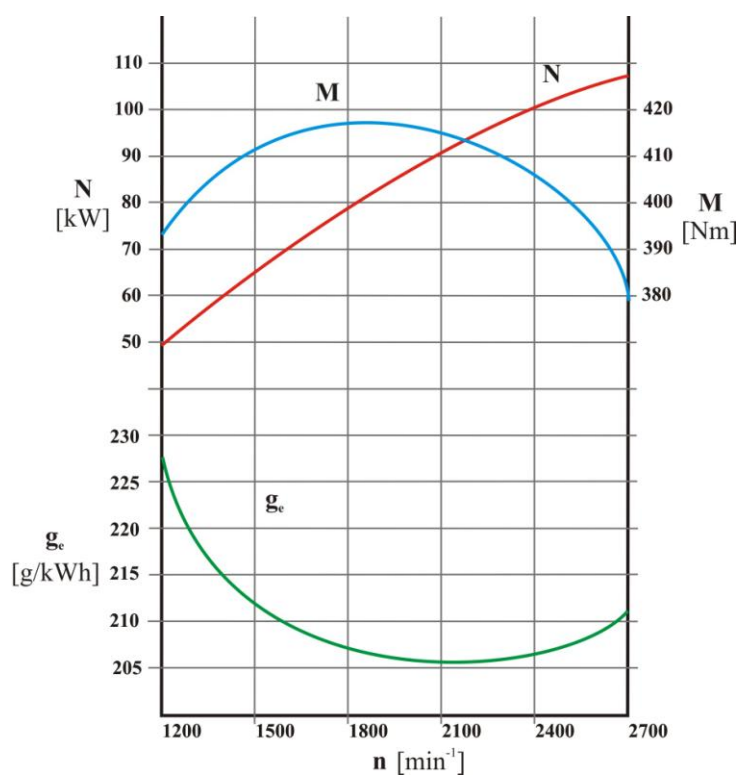
*Źródło: opracowanie własne*

### Wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa:

Tabela Z1.2. Kąt wyprzedzenia wtrysku 18,5°, ciśnienie wtrysku 22 MPa

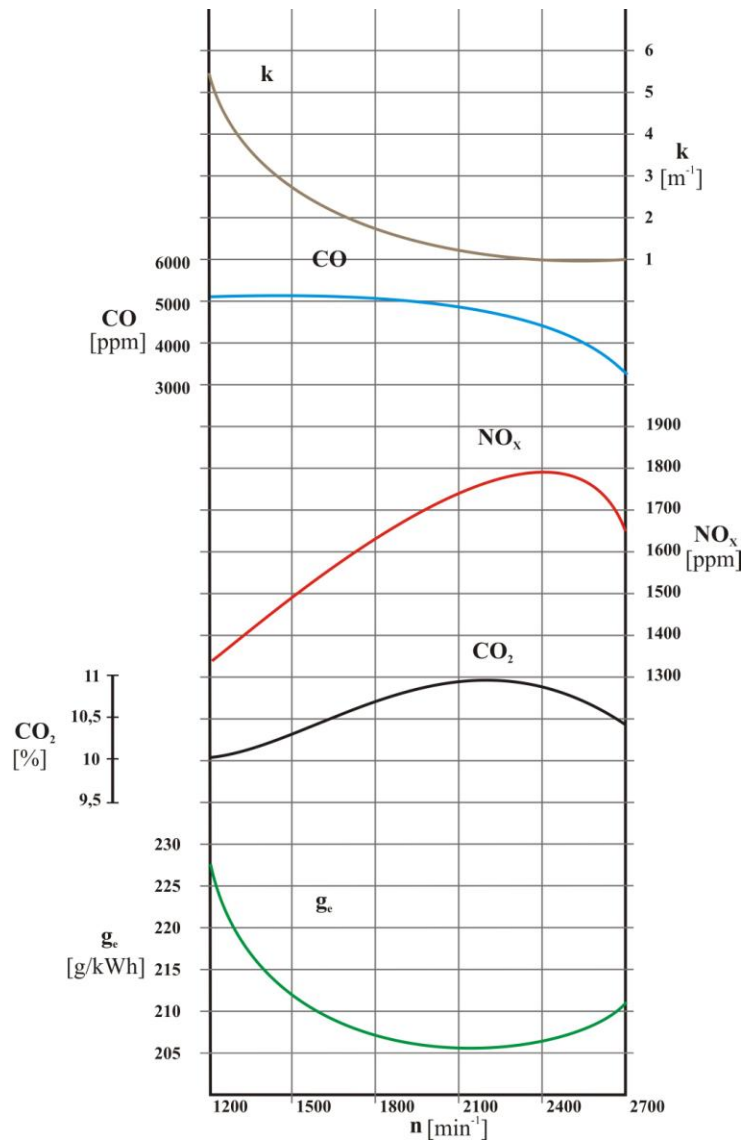
n [obr/min]	N [kW]	M [Nm]	$g_e$ [g/kWh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	CO <sub>2</sub> [%]	k [m <sup>-1</sup> ]
1200	49,31379	392,3718	227,2346	5492	1348	10	6,48
1500	62,93534	400,6028	213,6244	5342	1417	10,1	3,52
1800	78,62586	417,0648	211,765	5388	1481	10,4	3,08
2100	90,825	412,9493	205,1546	5162	1699	10,9	2,17
2400	99,9931	397,8042	207,5129	4234	1803	10,7	1,7
2700	107,4647	380,0253	211,5535	3900	1697	10,3	1,79

Źródło: opracowanie własne



Rysunek Z1.3. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, ustawienia fabryczne

Źródło: opracowanie własne

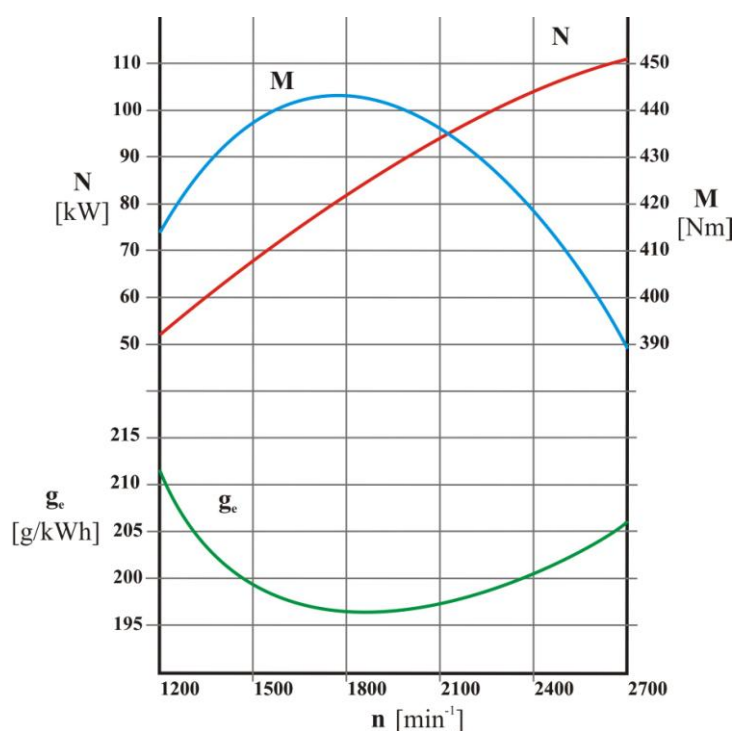


**Rysunek Z1.4. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, ustawienia fabryczne**  
*Źródło: opracowanie własne*

**Tabela Z1.3. Kąt wyprzedzenia wtrysku 18,5°, ciśnienie wtrysku 24 MPa**

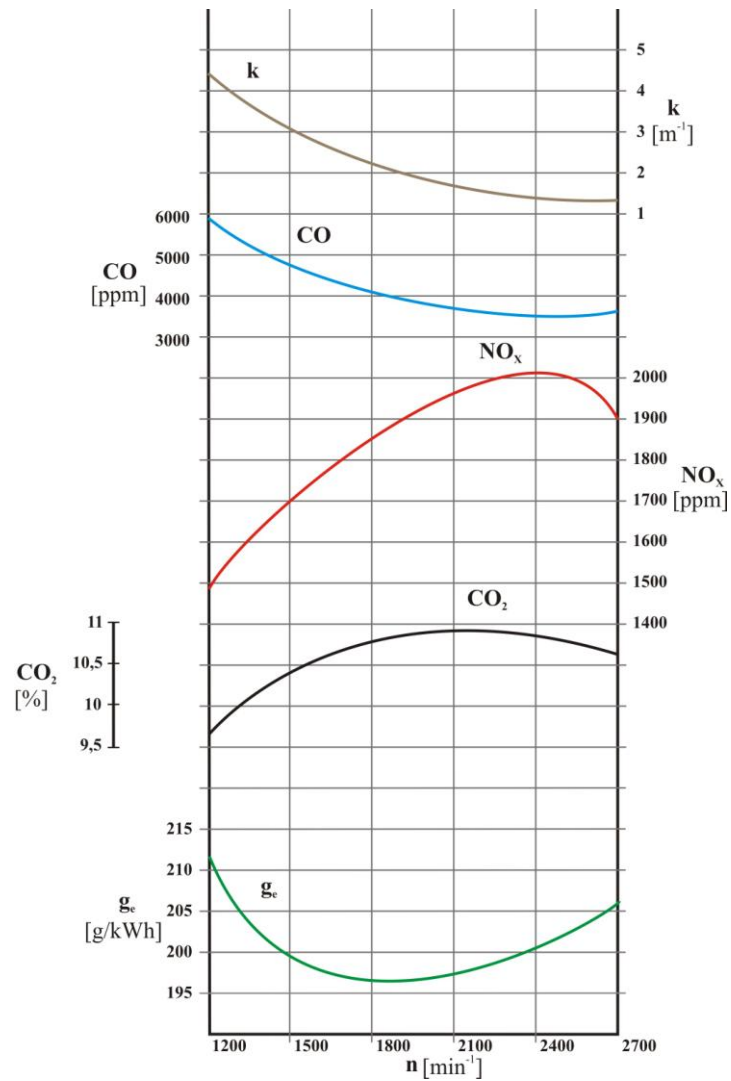
n [obr/min]	N [kW]	M [Nm]	$g_e$ [g/kWh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	CO <sub>2</sub> [%]	k [m <sup>-1</sup> ]
1200	52,06897	414,2937	212,2917	5927,667	1493,333	9,6	4,41
1500	67,4569	429,3838	197,7282	4399,667	1634	10,2	2,7
1800	83,53448	443,1022	197,6792	4624	1748,667	10,7	2,503333
2100	93,53448	425,2683	206,5284	4267,667	1974,667	10,8	1,566667
2400	103,1034	410,1782	202,4423	3704	2019,333	10,6	1,423333
2700	110,1724	389,6007	206,2276	3661	1900,333	10,6	1,356667

*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek Z1.5. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku 18,5°, ciśnienie wtrysku 24 MPa**

*Źródło: opracowanie własne*

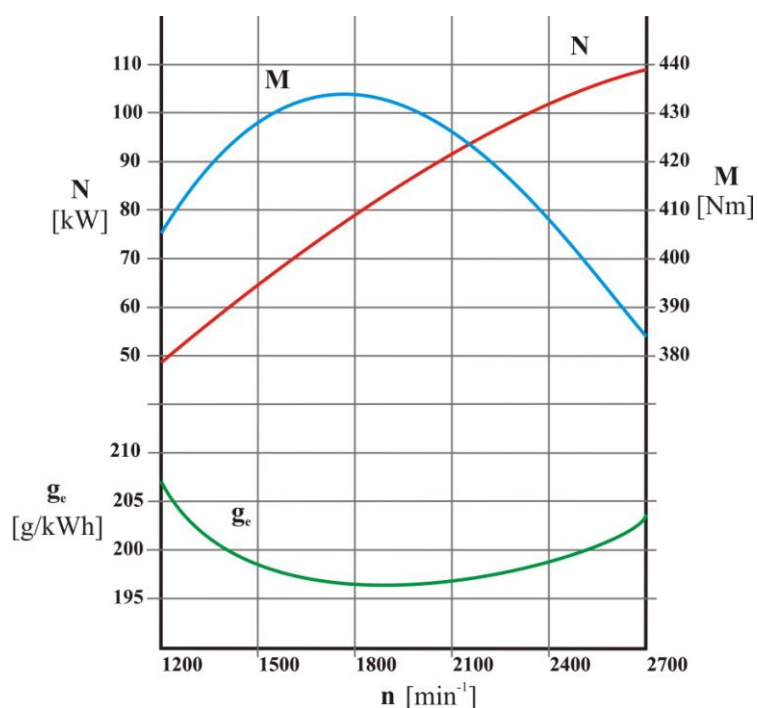


**Rysunek Z1.6. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ , ciśnienie wtrysku 24 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*

**Tabela Z1.4. Kąt wyprzedzenia wtrysku 18,5°, ciśnienie wtrysku 26 MPa**

n [obr/min]	N [kW]	M [Nm]	$g_e$ [g/kWh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	CO <sub>2</sub> [%]	k [m <sup>-1</sup> ]
1200	51,03448	406,0627	207,1764	5401,667	1496,333	9,6	3,536667
1500	65,08621	414,2937	201,0609	3767,333	1622,333	9,9	2,506667
1800	81,72414	433,4993	197,5279	3560,667	1717	10,3	1,96
2100	93,23276	423,8965	197,8186	2846	1926,667	10,4	1,27
2400	101,0345	401,9472	202,6524	2607,667	1856,333	10,3	1,006667
2700	108,6207	384,1133	204,2917	2453,333	1756	10,2	1,053333

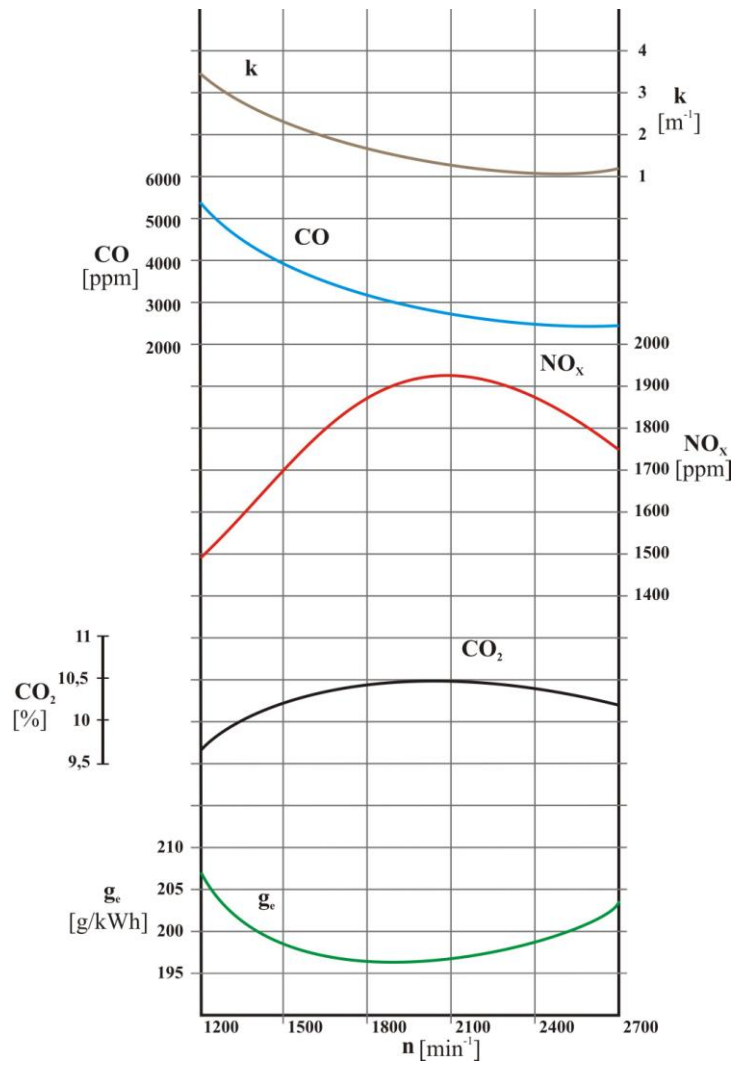
*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek Z.1.7. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku 18,5°, ciśnienie wtrysku 26 MPa**

*Źródło: opracowanie własne*



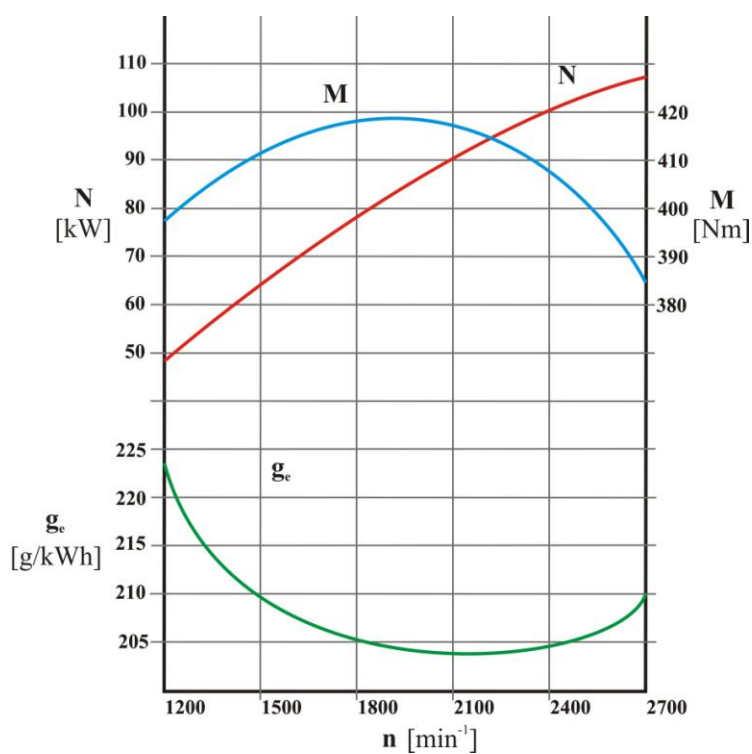


**Rysunek Z1.8. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ , ciśnienie wtrysku 26 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*

**Tabela Z1.5. Kąt wyprzedzenia wtrysku 16°, ciśnienie wtrysku 22 MPa**

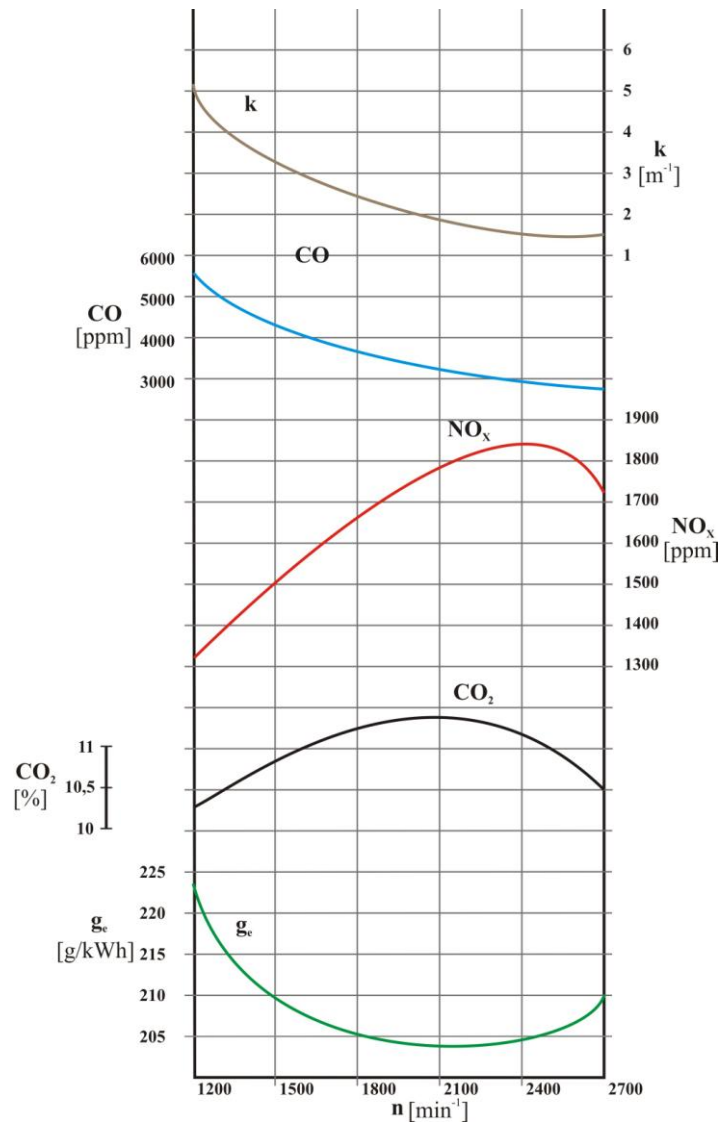
n [obr/min]	N [kW]	M [Nm]	$g_e$ [g/kWh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	CO <sub>2</sub> [%]	k [m <sup>-1</sup> ]
1200	49,99655	397,8042	224,4028	5550	1338	10,3	5,08
1500	63,14224	401,9197	210,6744	4350	1436	10,2	3
1800	78,62586	417,0648	205,7594	3511	1519	10,4	2,45
2100	91,73017	417,0648	204,9843	3841	1731	10,9	1,84
2400	100,6966	400,6028	204,1214	3046	1822	10,8	1,51
2700	108,6284	384,1408	210,7081	2963	1713	10,5	1,58

*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek Z1.9. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku 16°, ciśnienie wtrysku 22 MPa**

*Źródło: opracowanie własne*

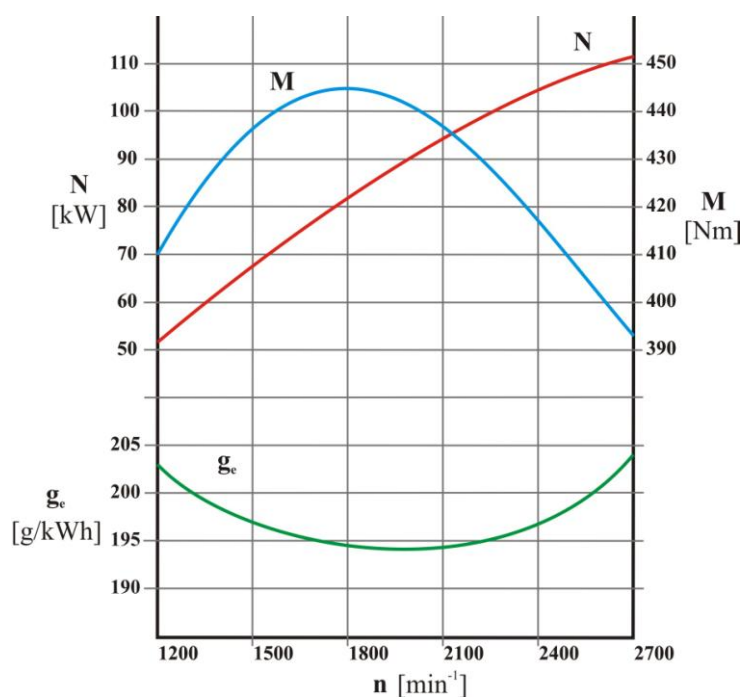


**Rysunek Z.1.10. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , ciśnienie wtrysku 22 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*

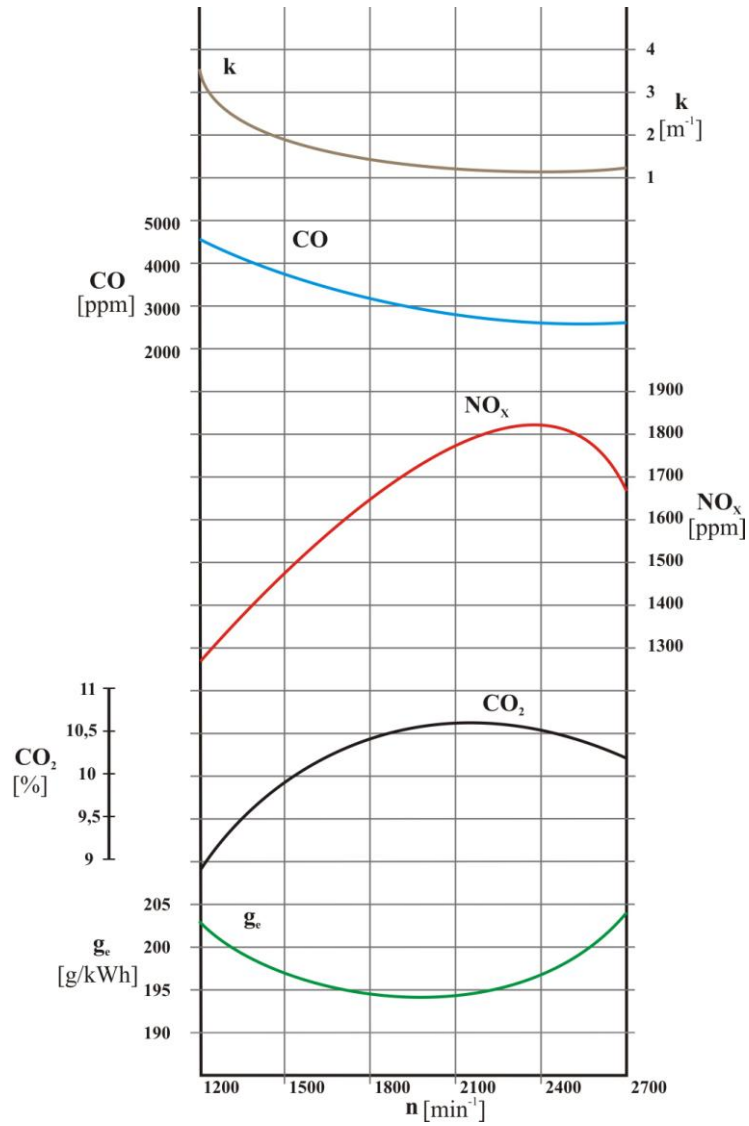
**Tabela Z1.6. Kąt wyprzedzenia wtrysku 16°, ciśnienie wtrysku 24 MPa**

n [obr/min]	N [kW]	M [Nm]	$g_e$ [g/kWh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	CO <sub>2</sub> [%]	k [m <sup>-1</sup> ]
1200	51,55172	410,1782	203,3006	4579,333	1273,333	8,9	3,566667
1500	68,31897	434,8712	200,9063	3855,667	1473,667	10	2,49
1800	84,05172	445,8458	197,6067	3638,667	1639	10,4	1,92
2100	96,25	437,6148	194,6674	2893,667	1758,667	10,6	1,39
2400	104,8276	417,0373	196,6771	2668	1809,667	10,3	1,133333
2700	111,3362	393,7162	204,951	2765	1686,667	10,2	1,266667

*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek Z1.11. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku 16°, ciśnienie wtrysku 24 MPa**

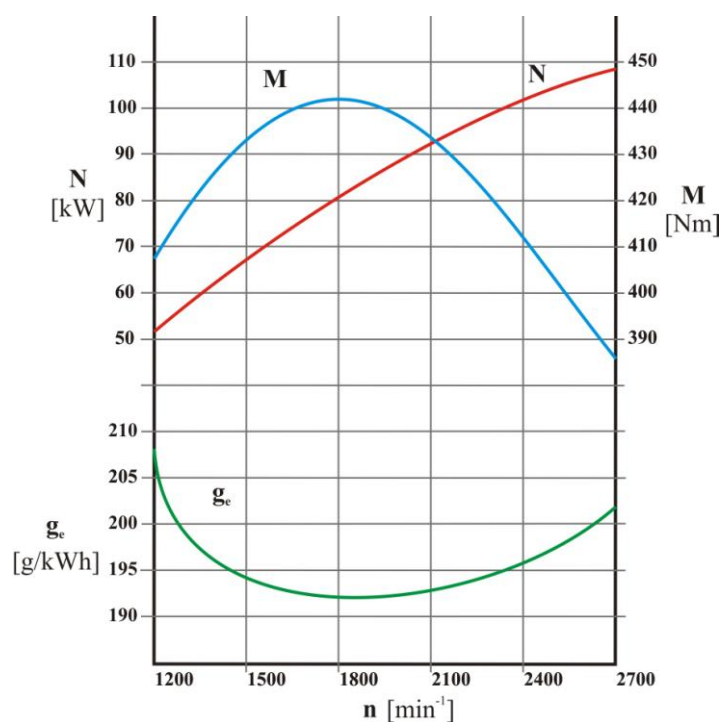


Rysunek Z1.12. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , ciśnienie wtrysku 24 MPa

**Tabela Z1.7. Kąt wyprzedzenia wtrysku 16°, ciśnienie wtrysku 26 MPa**

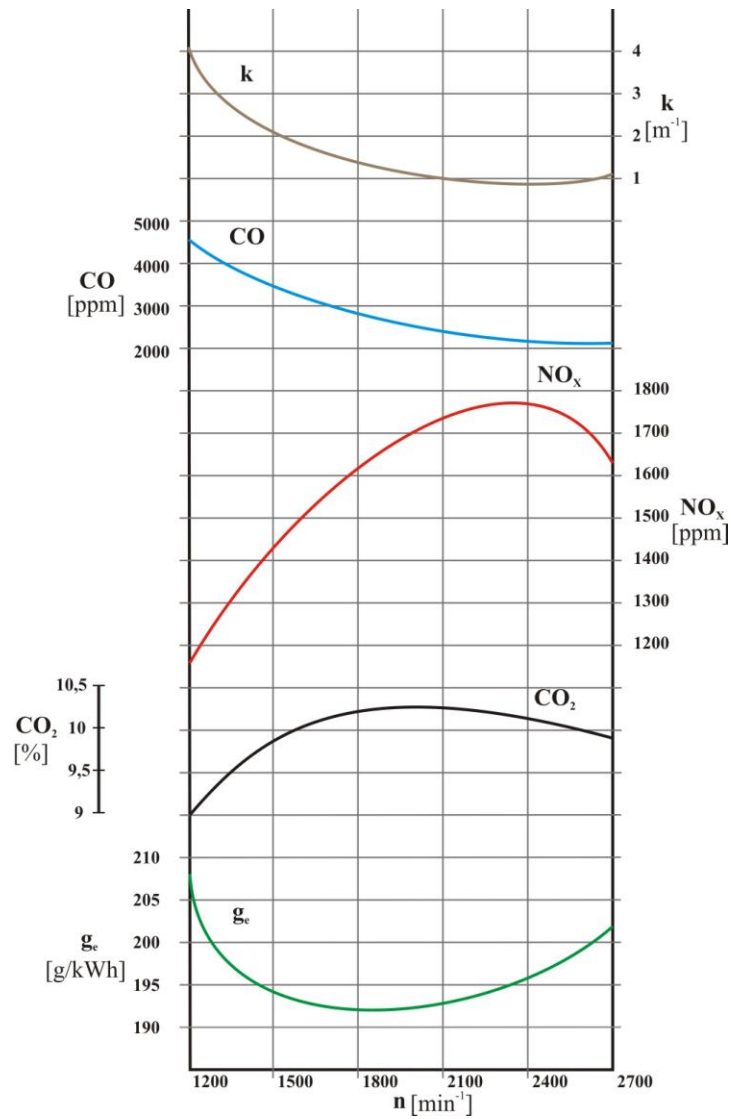
n [obr/min]	N [kW]	M [Nm]	g <sub>e</sub> [g/kWh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	CO <sub>2</sub> [%]	k [m <sup>-1</sup> ]
1200	51,37931	408,8063	207,2039	4528	1258	9	4,043333
1500	66,37931	422,5247	194,603	3408,333	1405	9,8	2,326667
1800	83,27586	441,7303	193,3422	2976,667	1499	10,2	1,89
2100	93,83621	426,6402	199,5237	2400	1726,667	10,3	1,11
2400	102,069	406,0627	199,9911	2114	1740,667	10,1	0,89
2700	109,3966	386,857	203,8186	2067,667	1619	9,9	1,05

*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek Z1.13. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku 16°, ciśnienie wtrysku 26 MPa**

*Źródło: opracowanie własne*

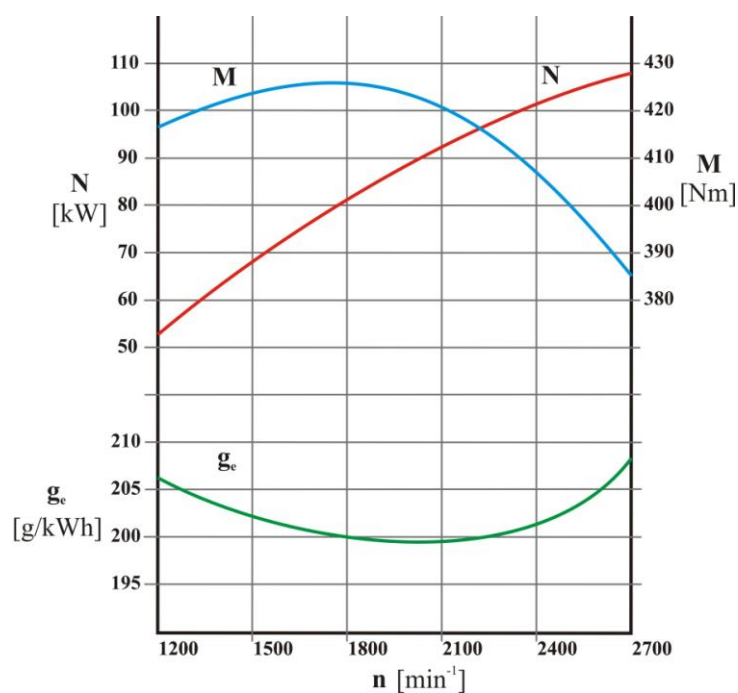


**Rysunek Z1.14. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , ciśnienie wtrysku 26 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*

**Tabela Z1.8. Kąt wyprzedzenia wtrysku 14°, ciśnienie wtrysku 22 MPa**

n [obr/min]	N [kW]	M [Nm]	g <sub>e</sub> [g/kWh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	CO <sub>2</sub> [%]	k [m <sup>-1</sup> ]
1200	52,41724	417,0648	205,9391	5543	1159	10,3	1,43
1500	64,875	412,9493	206,9373	3446	1168	10,4	2,81
1800	80,42586	426,6127	203,7321	3068	1238	10,7	1,79
2100	92,32759	419,781	201,6132	2593	1428	11	1,5
2400	102,4138	407,4345	202,3816	2193	1525	10,8	1,24
2700	109,0009	385,4577	208,3165	1861	1356	10,7	1,4

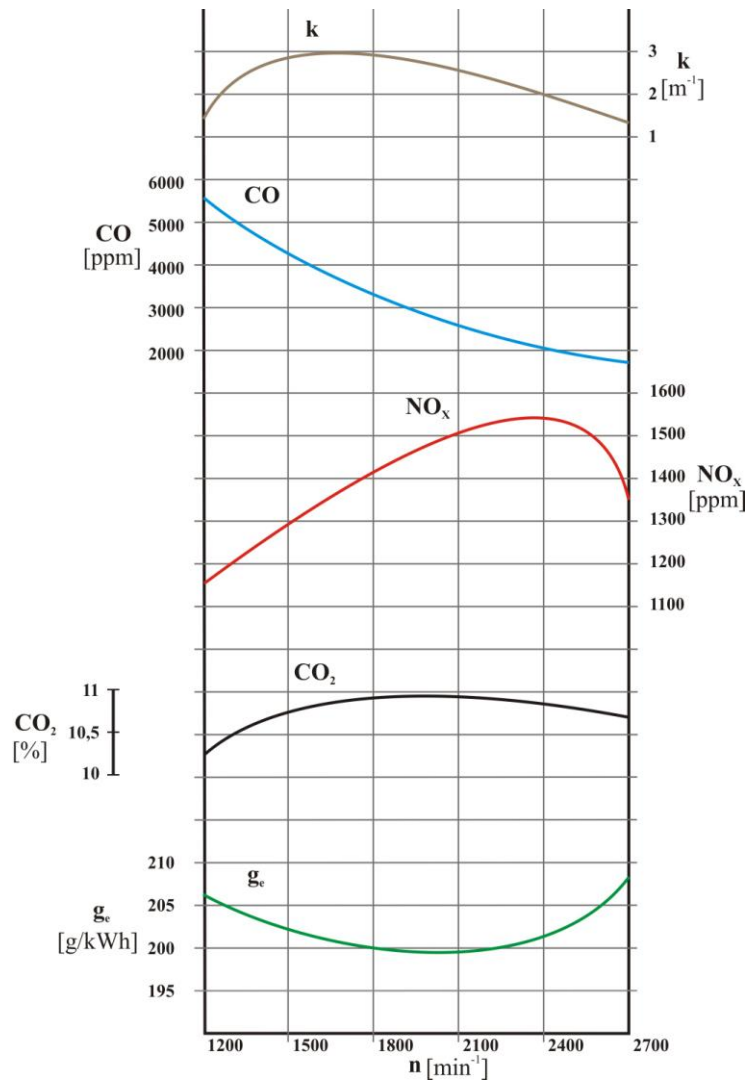
*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek Z1.15. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku 14°, ciśnienie wtrysku 22 MPa**

*Źródło: opracowanie własne*



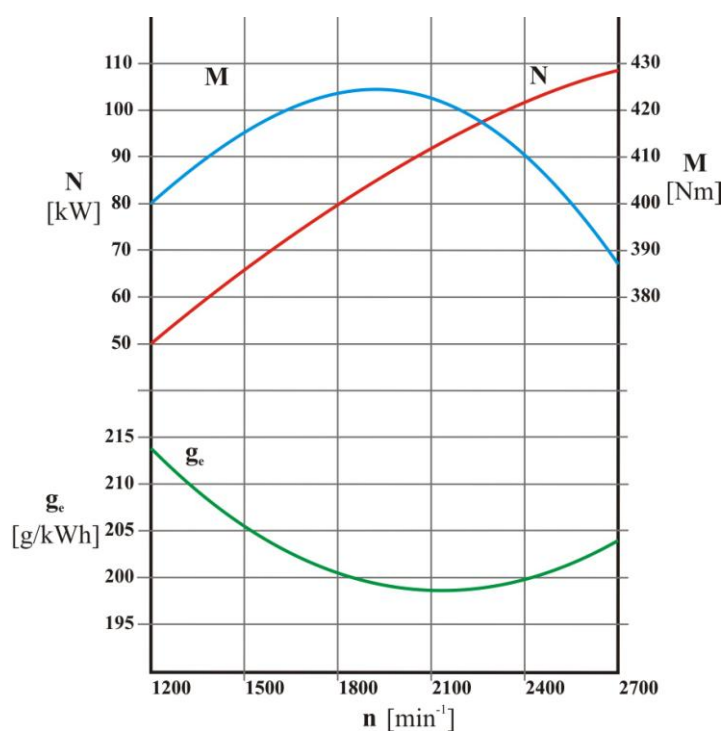


**Rysunek Z1.16. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku 14°, ciśnienie wtrysku 22 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*

**Tabela Z1.9. Kąt wyprzedzenia wtrysku 14°, ciśnienie wtrysku 24 MPa**

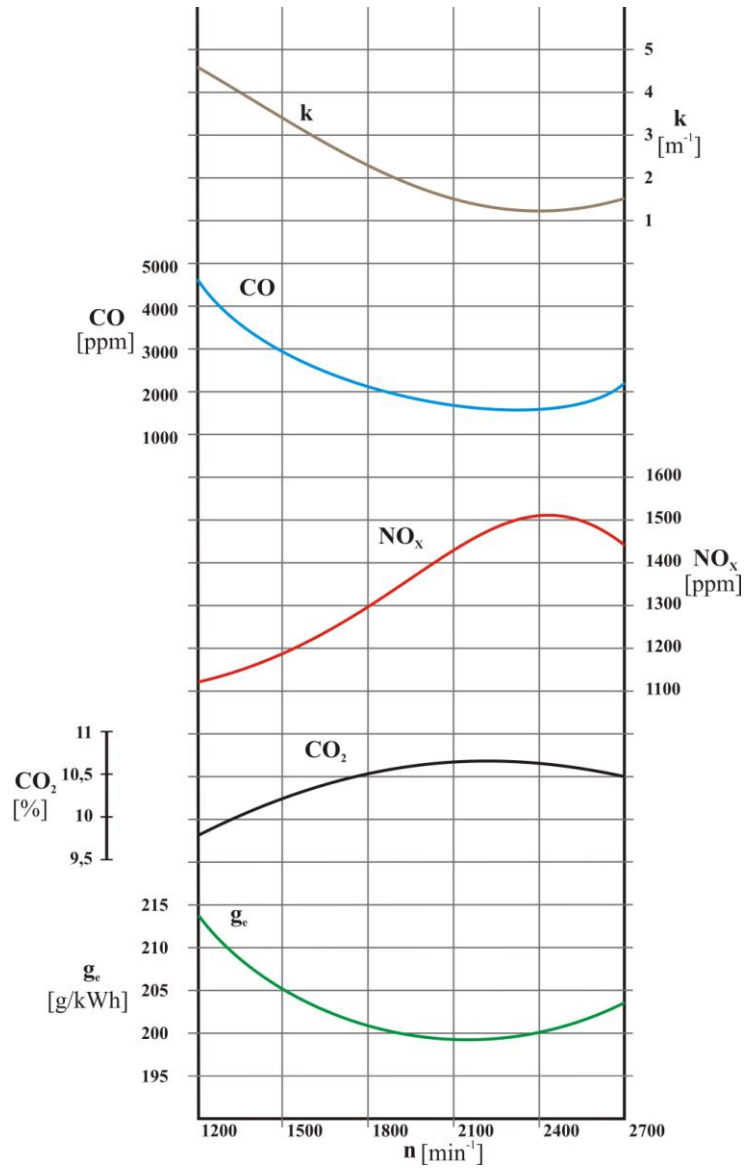
n [obr/min]	N [kW]	M [Nm]	$g_e$ [g/kWh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	CO <sub>2</sub> [%]	k [m <sup>-1</sup> ]
1200	50,34483	400,5753	214,7603	4735,333	1147	9,8	4,88
1500	63,7931	406,0627	213,7356	2922,667	1172,667	10,1	3,9
1800	79,39655	421,1528	203,5845	2582	1237,333	10,4	2,203333
2100	92,62932	421,1529	197,4865	1938,667	1451,667	10,6	1,446667
2400	101,7241	404,6908	203,2991	1693,667	1533,667	10,4	1,323333
2700	109,7845	388,2288	204,5746	2123,333	1432,667	10,5	1,543333

*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek Z1.17. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku 14°, ciśnienie wtrysku 24 MPa**

*Źródło: opracowanie własne*

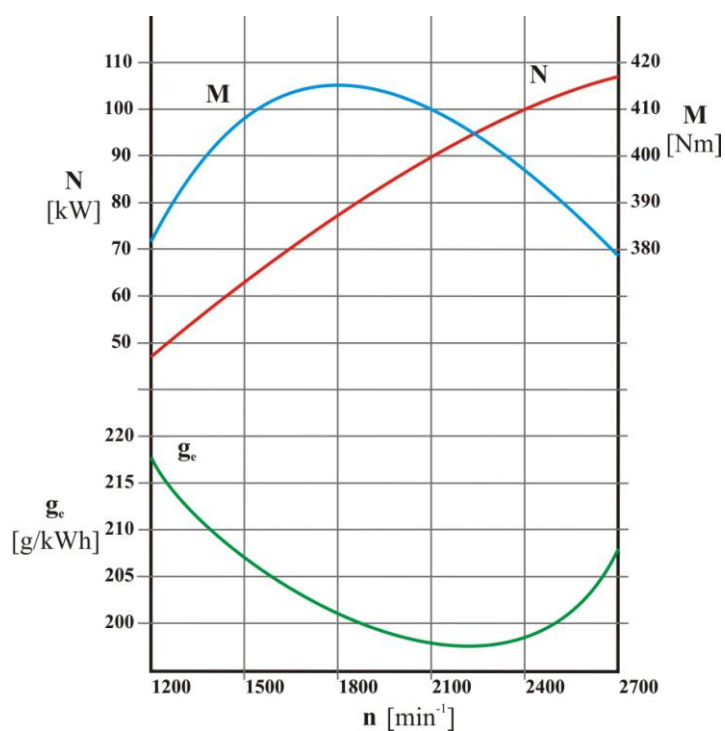


**Rysunek Z1.18. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku 14°, ciśnienie wtrysku 24 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*

**Tabela Z1.10. Kąt wyprzedzenia wtrysku 14°, ciśnienie wtrysku 26 MPa**

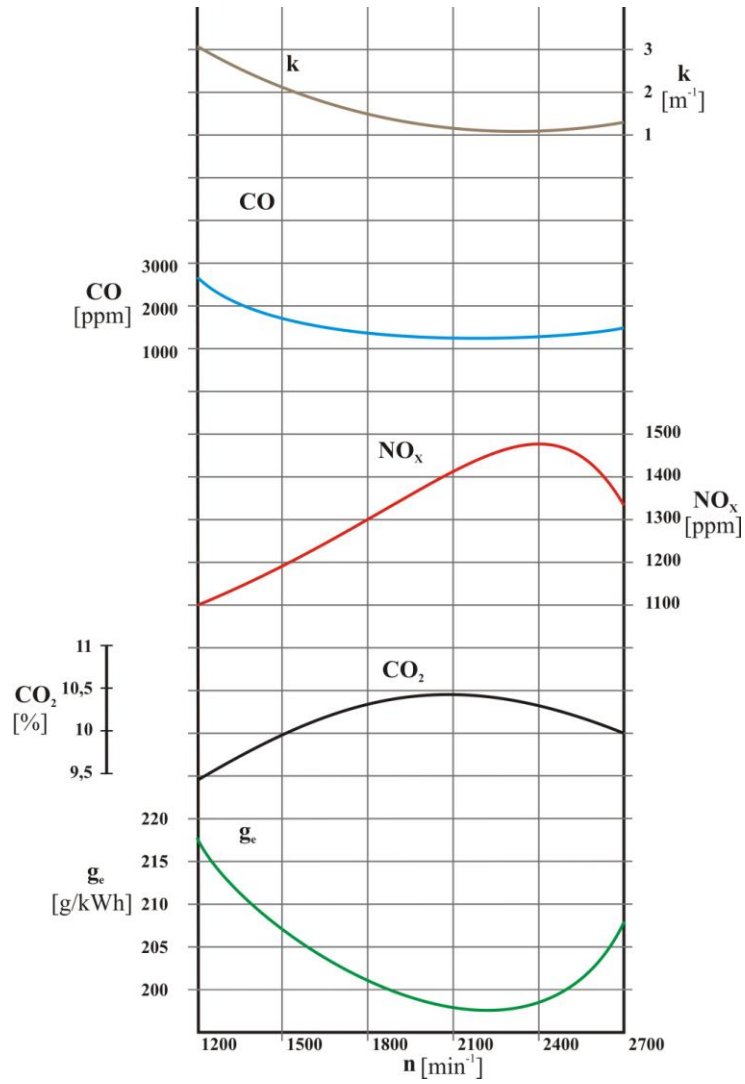
n [obr/min]	N [kW]	M [Nm]	$g_c$ [g/kWh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	CO <sub>2</sub> [%]	k [m <sup>-1</sup> ]
1200	47,93103	381,3697	218,4726	2769	1118,667	9,4	3,08
1500	62,71552	399,2035	204,4403	2386,333	1111,333	9,8	2,216667
1800	78,10345	414,2937	203,1907	1800,667	1194	10,2	1,726667
2100	90,21552	410,1782	203,7253	1275,667	1415	10,3	1,096667
2400	100,3448	399,2035	199,9598	1235	1480,667	10,2	1,076667
2700	107,4569	379,9978	208,5007	1559,333	1328	10	1,213333

*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek Z1.19. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku 14°, ciśnienie wtrysku 26 MPa**

*Źródło: opracowanie własne*



**Rysunek Z1.20. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku 14°, ciśnienie wtrysku 26 MPa**  
*Źródło: opracowanie własne*

## SPIS RYSUNKÓW

- Rysunek 1.1. Podstawowe okresy spalania w silniku ZS.....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 1.2. Graficzne przedstawienie postępu reakcji egzo- i endotermicznych**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 1.3. Graficzne przedstawienie przebiegu reakcji chemicznych z udziałem katalizatora .....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 1.4. Zastosowanie katalizatorów i dodatków o działaniu katalitycznym w silnikach spalinowych .....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 1.5. Sposoby oddziaływania na paliwo (wstępna obróbka) w silniku spalinowym**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 3.1. Schemat ceramicznego katalizatora kulkowego**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 3.2. Schemat monolitycznego katalizatora ceramicznego**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 3.3. Schemat budowy układu katalizatora .....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 3.4. Wirowa komora spalania silnika ZS firmy Opel typu Ricardo – Comet**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 3.5. Miejsca w których można zastosować katalizator w silniku z bezpośrednim wtryskiem paliwa .....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 3.6. Wklęsnięcia i występy w komorze spalania silnika w celu zwiększenia powierzchni kontaktu .....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 3.7. Miejsca instalacji układów podgrzewania paliwa w aparaturze wtryskowej silnika z zapłonem samoczynnym.....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 3.8. Schemat podgrzewania paliwa w zbiorniku ...**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 3.9. Schemat (a) i przekrój (b) rozmieszczenia układu podgrzewania paliwa w korpusie rozpylacza czopikowego .....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 3.10. Iglica wtryskiwacza z katalizatorem nałożonym na niepracującą część iglicy**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 4.1. Schemat zmodyfikowanej końcówki wtryskiwacza czopikowego**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 4.2. Rozkład temperatur w korpusie wtryskiwacza czopikowego przy wykorzystaniu metody elementów skończonych.....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 4.3. Temperatura iglicy rozpylacza w zależności od odległości  $h$  od głowicy:**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 4.4. Przyrost temperatury w  $i$  – tym odcinku kanału**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 4.5. Schemat wtryskiwacza wielootworowego.....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 4.6. Zmiana lepkości paliwa w zależności od temperatury**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 4.7. Zależność pomiędzy przyrostem temperatury, a końcową temperaturą wtryskiwanego paliwa w  $i$  – tym odcinku .....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

- Rysunek 4.8. Zależność między temperaturą na wejściu a temperaturą końcową wtryskiwanego paliwa w i – tym odcinku .....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 5.1. Postępowanie przy wyborze katalizatora .....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 5.2. Sposób naniesienia materiału na iglicę wtryskiwacza metodą elektroiskrową**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 5.3. Schemat metody anty – ciernej naniesienia katalizatora na powierzchnię części.....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 5.4. Efekt mieszania jonowego w kaskadzie zdarzeń w czasie oddziaływania wiązki jonowej z bombardowanym materiałem .....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 5.5. Ogólny schemat urządzenia do implantacji jonowej**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 5.6. Widok urządzenia do implantacji jonowej .....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 5.7. Schemat urządzenia dla materiałów sypkich oraz dla drutów i taśm**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 6.1. Końcówki z iglicami wtryskiwacza czopikowego i wielootworowego**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 6.2. Schemat końcówek wtryskiwaczy: a) czopikowego, b) wielootworowego**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 6.3. Końcówka zmodyfikowanego wtryskiwacza czopikowego**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 6.4. Schemat (a), przekrój (b) i elementy rozpylacza (c) wtryskiwacza z układem podgrzewania paliwa.....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 6.4. Iglica wtryskiwacza z katalizatorem nałożonym metodą elektroiskrową**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 6.6. Schemat wtryskiwacza wielootworowego z katalizatorem nałożonym metodą elektroiskrową.....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.1. Przekrój poprzeczny doświadczalnego silnika jednocylindrowego ze zmiennym kanałem łączącym .....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.2. Widok dwucylindrowego silnika z zapłonem samoczynnym**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.3. Przekrój poprzeczny doświadczalnego silnika jednocylindrowego ze zmiennym kanałem łączącym .....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.4. Przekrój poprzeczny silnika 359 .....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.5. Widok stanowiska eksperymentalnego wyposażonego w silnik 359 oraz hamulec hydrauliczny .....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.6. Schemat stanowiska badawczego .....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.7. Parametry pracy jednocylindrowego silnika z dwoma rodzajami rozpylaczy. Prędkość obrotowa silnika  $n=1500 \text{ min}^{-1}$  .....**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.8. Charakterystyki silnika dwucylindrowego z dwoma rodzajami wtryskiwaczami. Prędkość obrotowa  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  .**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.9. Porównanie parametrów pracy dwucylindrowego silnika**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.10. Porównanie podstawowych parametrów pracy silnika 359**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

- Rysunek 7.11. Porównanie emisji substancji toksycznych silnika 359 **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.12. Porównanie podstawowych parametrów pracy silnika 359 **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.13. Porównanie emisji substancji toksycznych silnika 359 pracującego na dwóch rodzajach wtryskiwaczy ..... **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.14. Porównanie podstawowych parametrów pracy silnika 359 na dwóch rodzajach wtryskiwaczy ..... **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.15. Porównanie emisji substancji toksycznych silnika 359 **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.16. Porównanie podstawowych parametrów pracy silnika 359 **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.17. Porównanie podstawowych parametrów pracy silnika 359 **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.18. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359.  
Prędkość obrotowa  $1500 \text{ min}^{-1}$ , ciśnienie wtrysku 22 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.19. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Prędkość obrotowa 1500 obr/min, ciśnienie wtrysku 22 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.20. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359.  
Prędkość obrotowa  $1500 \text{ min}^{-1}$ , ciśnienie wtrysku 24 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.21. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Prędkość obrotowa  $1500 \text{ min}^{-1}$ , ciśnienie wtrysku 24 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.22. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359.  
Prędkość obrotowa  $1500 \text{ min}^{-1}$ , ciśnienie wtrysku 26 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.23. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Prędkość obrotowa  $1500 \text{ min}^{-1}$ , ciśnienie wtrysku 26 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.24. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Prędkość obrotowa  $1500 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ . **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.25. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia.  
Prędkość obrotowa  $1500 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$  **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.26. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Prędkość obrotowa  $1500 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ . **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.27. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia.  
Prędkość obrotowa  $1500 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$  **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.28. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Prędkość obrotowa  $1500 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$  **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.29. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia.  
Prędkość obrotowa  $1500 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$  **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**



Rysunek 7.30. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359.

Prędkość obrotowa  $1800 \text{ min}^{-1}$ , ciśnienie wtrysku 22 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

Rysunek 7.31. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do

otoczenia. Prędkość obrotowa  $1800 \text{ min}^{-1}$ , ciśnienie wtrysku 22 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

Rysunek 7.32. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359.

Prędkość obrotowa  $1800 \text{ min}^{-1}$ , ciśnienie wtrysku 24 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

Rysunek 7.33. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do

otoczenia. Prędkość obrotowa  $1800 \text{ min}^{-1}$ , ciśnienie wtrysku 24 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

Rysunek 7.34. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359.

Prędkość obrotowa  $1800 \text{ min}^{-1}$ , ciśnienie wtrysku 26 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

Rysunek 7.35. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do

otoczenia. Prędkość obrotowa  $1800 \text{ min}^{-1}$ , ciśnienie wtrysku 26 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

Rysunek 7.36. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Prędkość

obrotowa  $1800 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ . **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

Rysunek 7.37. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia.

Prędkość obrotowa  $1800 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$  **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

Rysunek 7.38. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Prędkość

obrotowa  $1800 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ . **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

Rysunek 7.39. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia.

Prędkość obrotowa  $1800 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$  **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

Rysunek 7.40. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Prędkość

obrotowa  $1800 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$  **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

Rysunek 7.41. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia.

Prędkość obrotowa  $1800 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$  **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

Rysunek 7.42. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359.

Prędkość obrotowa  $2100 \text{ min}^{-1}$ , ciśnienie wtrysku 22 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

Rysunek 7.43. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do

otoczenia. Prędkość obrotowa  $2100 \text{ min}^{-1}$ , ciśnienie wtrysku 22 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

Rysunek 7.44. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359.

Prędkość obrotowa  $2100 \text{ min}^{-1}$ , ciśnienie wtrysku 24 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

Rysunek 7.45. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do

otoczenia. Prędkość obrotowa  $2100 \text{ min}^{-1}$ , ciśnienie wtrysku 24 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

Rysunek 7.46. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry robocze silnika 359.

Prędkość obrotowa  $2100 \text{ min}^{-1}$ , ciśnienie wtrysku 26 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

- Rysunek 7.47. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Prędkość obrotowa  $2100 \text{ min}^{-1}$ , ciśnienie wtrysku 26 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.48. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Prędkość obrotowa  $2100 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ . **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.49. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Prędkość obrotowa  $2100 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$  **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.50. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Prędkość obrotowa  $2100 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ . **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.51. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Prędkość obrotowa  $2100 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$  **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.52. Wpływ ciśnienia wtrysku na parametry robocze silnika 359. Prędkość obrotowa  $2100 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$  **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek 7.53. Wpływ ciśnienia wtrysku na emisję substancji toksycznych do otoczenia. Prędkość obrotowa  $2100 \text{ min}^{-1}$ , kąt wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$  **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek Z1.1. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz klasyczny, ustawienia fabryczne ..... **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek Z1.2. Emisja substancji toksycznych; wtryskiwacz klasyczny, ustawienia fabryczne ..... **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek Z1.3. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, ustawienia fabryczne ..... **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek Z1.4. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, ustawienia fabryczne ..... **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek Z1.5. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ , ciśnienie wtrysku 24 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek Z1.6. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ , ciśnienie wtrysku 24 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek Z1.7. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ , ciśnienie wtrysku 26 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek Z1.8. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $18,5^\circ$ , ciśnienie wtrysku 26 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek Z1.9. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , ciśnienie wtrysku 22 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Rysunek Z1.10. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , ciśnienie wtrysku 22 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

- Rysunek Z1.11. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , ciśnienie wtrysku 24 MPa**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki**
- Rysunek Z1.12. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , ciśnienie wtrysku 24 MPa**Błąd! Nie zdefiniowano z**
- Rysunek Z1.13. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , ciśnienie wtrysku 26 MPa**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki**
- Rysunek Z1.14. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $16^\circ$ , ciśnienie wtrysku 26 MPa**Błąd! Nie zdefiniowano z**
- Rysunek Z1.15. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , ciśnienie wtrysku 22 MPa**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki**
- Rysunek Z1.16. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , ciśnienie wtrysku 22 MPa**Błąd! Nie zdefiniowano z**
- Rysunek Z1.17. Charakterystyka zewnętrzna silnika 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , ciśnienie wtrysku 24 MPa**Błąd! Nie zdefiniowano zakładki**
- Rysunek Z1.18. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , ciśnienie wtrysku 24 MPa**Błąd! Nie zdefiniowano z**
- Rysunek Z1.19. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , ciśnienie wtrysku 24 MPa**Błąd! Nie zdefiniowano z**
- Rysunek Z1.20. Emisja substancji toksycznych przez silnik 359; wtryskiwacz ze wstępną obróbką paliwa, kąt wyprzedzenia wtrysku  $14^\circ$ , ciśnienie wtrysku 24 MPa**Błąd! Nie zdefiniowano z**

## SPIS TABEL

- Tabela 3.1. Porównanie niektórych właściwości nośników metalowych i ceramicznych **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela 3.2. Skład i zawartość poszczególnych warstw katalizatorów **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela 4.1. Wyniki parametrów charakteryzujące proces przepływu i podgrzewu paliwa o temperaturze 40 °C i temperaturze komory spalania 570 °C **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela 4.2. Wyniki parametrów charakteryzujące proces przepływu i podgrzewu paliwa o temperaturze 40 °C i temperaturze komory spalania 570 °C **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela 7.1. Podstawowe dane techniczne silnika 2C8,5/11. **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela 7.2. Podstawowe dane techniczne silnika 1C14/14. **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela 7.3. Podstawowe dane techniczne silnika 359..... **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela 7.4. Urządzenia pomiarowe stanowiska badawczego z hamulcem hydraulicznym i silnikiem 359..... **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela 7.5. Wartości zmierzone i obliczone podczas analizy **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela 7.6. Wartości zmierzone i obliczone podczas analizy **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela 7.7. Wartości zmierzone i obliczone podczas analizy **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela 7.8. Wartości zmierzone i obliczone podczas analizy **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela 7.9. Wartości zmierzone i obliczone podczas analizy **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela 7.10. Wartości zmierzone i obliczone podczas analizy **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela Z1.1. Kąt wyprzedzenia wtrysku 18,5°, ciśnienie wtrysku 22 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela Z1.2. Kąt wyprzedzenia wtrysku 18,5°, ciśnienie wtrysku 22 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela Z1.3. Kąt wyprzedzenia wtrysku 18,5°, ciśnienie wtrysku 24 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela Z1.4. Kąt wyprzedzenia wtrysku 18,5°, ciśnienie wtrysku 26 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela Z1.5. Kąt wyprzedzenia wtrysku 16°, ciśnienie wtrysku 22 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela Z1.6. Kąt wyprzedzenia wtrysku 16°, ciśnienie wtrysku 24 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela Z1.7. Kąt wyprzedzenia wtrysku 16°, ciśnienie wtrysku 26 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela Z1.8. Kąt wyprzedzenia wtrysku 14°, ciśnienie wtrysku 22 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela Z1.9. Kąt wyprzedzenia wtrysku 14°, ciśnienie wtrysku 24 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**
- Tabela Z1.10. Kąt wyprzedzenia wtrysku 14°, ciśnienie wtrysku 24 MPa **Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.**

## STRESZCZENIE

Wymagania stawiane współczesnym silnikom spalinowym dotyczą przede wszystkim obniżenia poziomu emisji substancji toksycznych oraz zmniejszenia zużycia paliwa. Wiąże się to z poprawną organizacją procesu roboczego w cylindrze oraz redukcją i utlenianiem związków toksycznych w układach wydechowych silnika. Analiza procesu spalania udowodniła, że w silnikach z zapłonem samoczynnym jednym z najbardziej istotnych etapów jest okres opóźnienia samozapłonu oraz zjawiska fizyczne i chemiczne towarzyszące temu okresowi. Upoważniło to do stwierdzenia, że korzystne skrócenie tego okresu jest związane ze zmniejszeniem energii aktywacji, które możliwe jest przy wykorzystaniu zjawiska katalizy i sformułowaniu tezy pracy: poprawa ekologicznych i ekonomicznych parametrów pracy silników z zapłonem samoczynnym możliwa jest przy zastosowaniu wstępnej katalitycznej i termicznej obróbki paliwa. W tym celu została przeprowadzona analiza zastosowania katalizatorów w silnikach spalinowych – w układach wydechowych i w komorze spalania, zaproponowano wykorzystanie katalizatorów bezpośrednio w korpusie wtryskiwaczy przy połączeniu katalitycznej obróbki paliwa z termiczną. Wybór materiału o działaniu katalitycznym i sposobu jego nanoszenia na elementy rozpylacza poprzedzono określeniem warunków cieplnych występujących we wtryskiwaczach czopikowych i wielootworowych. Opracowano konstrukcje i wykonano modele fizyczne wtryskiwaczy. Przeprowadzono badania eksperymentalne hamowniane na dwóch typach silników – z bezpośrednim wtryskiem paliwa (silnik typu 359) oraz z komorami dzielonymi (dwucylindrowy silnik 2C8,5/11 z wirową komorą spalania i jednocylindrowy silnik typu 1C14/14 z komorą wstępną). Wyniki tych badań wykazują dla silników z komorami dzielonymi poprawę operacyjnych i ekologicznych parametrów pracy do 80% obciążenia, natomiast dla silnika z bezpośrednim wtryskiem paliwa w całym zakresie częstotliwości obrotowej – zwiększenie mocy i momentu obrotowego na 5 – 20 %, zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa z 207 g/kWh do 194 g/kWh, emisję CO o około 20%, NOx 10 % oraz zadymienia spalin również w granicach 10 %.

## **Abstract**

It is required to reduce the toxic substances emission and fuel consumption from engines as is combined with the correct organizing of engine work process and reduction, oxidation toxins in exhaust systems. The analysis of the combustion process improves, that the most important fuel phase is the self ignition delay with physical and chemical phenomenon. It has authorized to state, that the beneficial shorten the delay of self ignition by the means off decrease activation energy, that is possible by using catalyst reaction and form the work aim: the improvement of ecological and economical Diesel engine work parameters by using preliminary fuel treatment. To realize the doctoral dissertation aim carried out the catalyst using analysis: in exhaust systems and combustion chamber and offered using catalyst indirect in injectors by combination catalytic and thermal fuel treatment. The choice of catalytic material and the method of mark it on the injector elements precedes of determination of thermal condition in the injectors. It was carried out the constructions and made physical injector models. It was carried out the researches on two types of engines: with direct fuel injection (engine type 359), and with indirect fuel injection (two cylinder 2C8,5/11 engine with rotary combustion chamber and one cylinder engine 1C14/14 with initial combustion chamber). The researches results shows for indirect fuel injection engines the improvement of ecological and economical parameters to 80% load, and for the direct fuel injection engine the improvement in whole range of radial speed – the decrease fuel consumption from 207 g/kWh to 194 g/kWh, toxins about 20%.