

Krzysztof JĘDRASZCZYK

Krzysztof PARCZEWSKI

Jan WAJAŁD

Krzysztof ZBIERSKI

Politechnika Łódzka, Filia Bielsko-Biała

NIEKTÓRE PROBLEMY ZWIĄZANE Z TWORZENIEM MIESZANINY PALNEJ W SILNIKU O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM O MAŁEJ POJEMNOŚCI SKOKOWEJ^{x)}

1. WSTĘP

Prawidłowy proces spalania w silnikach o zapłonie samoczynnym zależy od trzech podstawowych czynników:

- prawidłowo dobranych parametrów wtrysku,
- współczynnika nadmiaru powietrza,
- właściwego wymieszania paliwa z powietrzem.

Problemy związane z procesem spalania w średnich i dużych silnikach o zapłonie samoczynnym są w zasadzie rozwiązane. Inaczej jest w silnikach małych o pojemności cylindra $< 350 \text{ cm}^3$, gdzie istnieje wiele dodatkowych problemów.

2. DOBÓR PARAMETRÓW WTRYSKU

Dobór parametrów wtrysku jest niezwykle skomplikowany, jeżeli uwzględni się małe wymiary komory spalania. Można przyjąć, że w silniku o objętości skokowej cylindra rzędu 300 cm^3 , objętość komory wirowej wynosi około 10 cm^3 . W przypadku kształtu kulistego bądź zbliżonego do kulistego jej średnica wyniesie około 2,5 cm.

Przy zastosowaniu przeciętnie przyjmowanego ciśnienia otwarcia rozpylacza, wynoszącego 13 MPa, zasięg strumienia paliwa po około 0,7 ms (tzn. w czasie odpowiadającym okresowi opóźnienia zapłonu, co przy $n = 4500 \text{ obr./min}$ powoduje obrót wału korbowego o około 18 st. OWK) będzie wynosił około 35 mm.

^{x)} Praca wykonana w ramach CPBP nr 02.18, kierunek 2, zad. 2.1.3.12.

Dalej, opierając się na badaniach Fujimoto [1], można przyjąć, że rozpad strumienia rozpylacza czopikowego następuje w odległości kilku milimetrów od czoła rozpylacza, trzeba się pogodzić z ograniczoną możliwością przyjęcia modelu przestrzennego wytworzenia mieszaniny palnej.

Z przedstawionego rozumowania widać również, że poprawy warunków wytworzenia mieszaniny palnej w komorach o małych wymiarach można oczekiwać przez dalsze zmniejszenie średnicy otworu rozpylacza, a ponadto przez miejscowe, znaczne podniesienie temperatury wnętrza komory spalania. Zmniejszenie średnicy rozpylacza, a ściślej szczeliny dławiącej, obok poprawy mikrostruktury strugi daje również bardziej powtarzalną dawkę i miękki bieg silnika. Istotnym parametrem wpływającym na przebieg spalania jest także skok dławienia. Jego zmniejszenie zmniejsza przecieki paliwa.

Zagadnieniem dużej wagi z punktu widzenia uzyskania prawidłowego przebiegu spalania w silniku o małej objętości skokowej cylindra jest zapewnienie powtarzalnego wtrysku paliwa. Konieczność ta wynika ze stosunkowo małej mocy silników maźolitrażowych, bardziej niż duże silniki wrażliwych na nieprawidłowości przebiegu wtrysku. Niepowtarzalny wtrysk powoduje głównie rozbieżności szczytowych ciśnień spalania, osiąganych w poszczególnych obiegach. To z kolei jest przyczyną niedoborów mocy w stosunku do mocy maksymalnej możliwej do uzyskania przy optymalnym przebiegu procesu spalania.

Miniaturyzacja układów wtryskowych przeznaczonych do silników o małej objętości napotyka na szereg trudności. Wiele z nich jest znanych i opanowanych w dużych układach wtryskowych, wtryskujących minimalne dawki około 20 mm^3 podczas biegu jałowego i znamionowe około 120 mm^3 . W przypadku natomiast małego, szybkoobrotowego układu wtryskowego pojawia się trudność w doborze jego parametrów. Pompa wtryskowa musi dostarczyć silnikowi dawkę paliwa wynoszącą 3 do 5 mm^3 podczas biegu jałowego oraz dawkę paliwa około 20 mm^3 odpowiadającą obciążeniu znamionowemu, a więc taką jak w przypadku dużego układu dla warunków biegu jałowego. Podczas wtrysku małych dawek istotną rolę zaczynają odgrywać objętość przestrzeni wysokiego ciśnienia, ściślıwość paliwa, podatność elementów układu wtryskowego, wielkość przecieków w parach precyzyjnych oraz rozrzut wymiarów elementów aparatury wtryskowej.

W zależności od hydrodynamicznych cech układu wtryskowego oraz jego warunków pracy niepowtarzalność wtrysku może występować w dwóch postaciach:

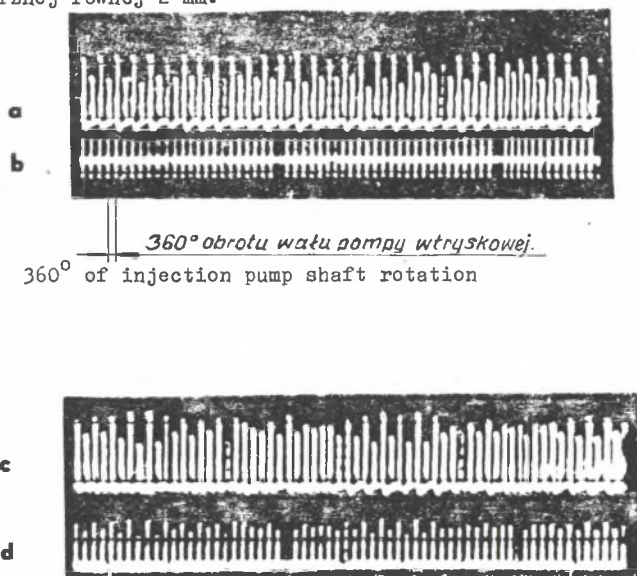
- czasowej niestabilności procesu wtrysku w kolejnych cyklach, definiowanej jako czasowa niepowtarzalność,
- nierównomierności rozdziału ilości paliwa przez poszczególne wtryskiwacze w tym samym silniku, definiowanej jako geometryczna niepowtarzalność.

Niepowtarzalność czasowa jest wynikiem rozmaitych zakłóceń w pracy aparatury wtryskowej spowodowanych pulsacyjnym charakterem ciśnienia w przewodzie wysokiego ciśnienia. Występuje ona najczęściej przy małych prędkościach obrotowych i małych dawkach oraz zbyt dużej objętości przestrzeni wysokiego

ciśnienia. Na jej rozmiary i zakres wpływa także regulacyjne ciśnienie otwarcia wtryskiwacza.

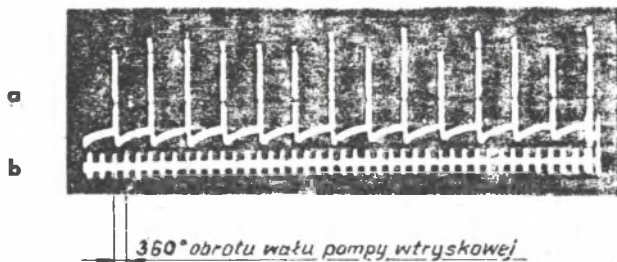
Jak duża może być niepowtarzalność wtrysku, wykazano na przykładzie wyników badań przeprowadzonych specjalnie w tym celu na układzie wtryskowym składającym się z:

- dwusekcyjnej pompy wtryskowej P22T17a-7.5 o średnicy tłoka równej 7,5 mm,
- wtryskiwacza WJS50.6 z pięcioma rozpylaczami czopikowymi D1Z1.042, losowo wybranymi do badań spośród partii pięćdziesięciu nowych rozpylaczy,
- przewodów wysokiego ciśnienia o długości wynoszącej 430 mm i średnicy wewnętrznej równej 2 mm.



Rys. 1. Czasowa niepowtarzalność dawki wtrysku przy prędkości obrotowej wału pompy wtryskowej wynoszącej 400 obr./min
 Średnia dawka wtrysku $Q = 13 \text{ mm}^3$. Regulacyjne ciśnienie otwarcia rozpylacza $p_0 = 13 \text{ MP}$, a - dawka, b - znacznik chwili tłoczenia, c - dawka, d - wznios iglicy rozpylacza

Fig. 1. Time unrepeatability of injection dose at the rotational speed of the injection pump shaft equal to 400 rpm
 Average injection dose $Q = 13 \text{ mm}^3$. Control pressure of spray nozzle opening $p_0 = 13 \text{ MPa}$, a - dose, b - pumping moment marker, c - dose, d - spray nozzle needle lift



Rys. 2. Czasowa niepewtarzalność dawki wtrysku (taktowanie) przy prędkości obrotowej pompy wtryskowej wynoszącej 250 obr./min

Regulacyjne ciśnienie otwarcia rozpylacza $p_o = 17$ MPa. Średnia teoretyczna dawka wtrysku z 1000 cykli tłoczenia $Q_w 1000 = 7,5$ mm³. Średnia rzeczywista dawka wtryskiwana co trzeci cykl tłoczenia (z 350 wtrysków) $Q_w 350 = 21$ mm³, a - dawka, b - znacznik chwili tłoczenia

Fig. 2. Time unrepeatability of injection dose (timing) at the rotational speed of the injection pump equal to 250 rpm

Control pressure of spray nozzle opening $p_o = 17$ MPa. Average theoretical dose of injection calculated after 1000 pumping cycles $Q_w 1000 = 7,5$ mm³. Average real dose injected every three pumping cycles (after 350 injections) $Q_w 350 = 21$ mm³, a - dose, b - pumping moment marker

Na podstawie analizy fotogramów uzyskanych podczas badań stwierdzono dla wszystkich rozpylaczy bardzo dużą niepewtarzalność czasową wtrysku w zależności od regulacyjnego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza przy prędkościach obrotowych pompy wtryskowej wynoszących 250 i 400 obr./min.

Na rys. 1a widoczny jest dla jednego z badanych rozpylaczy taki niepewtarzalny wtrysk, który ma miejsce w każdym cyklu tłoczenia pompy, o czym informuje znacznik chwili tłoczenia (rys. 1b). Zachowując taką samą prędkość obrotową i zwiększając regulacyjne ciśnienie otwarcia wtryskiwacza do wartości 17 MPa, uzyskuje się zmniejszenie niepewtarzalności, jak również zmniejszenie dawki do 11 mm³ (rys. 1c, d).

Bardzo duża niepewtarzalność dawkowania pojawia się natomiast przy prędkości obrotowej pompy wtryskowej wynoszącej 250 obr./min (rys. 2). Dzięki znacznikowi chwili tłoczenia widać, że wtrysk nie następuje tu w każdym cyklu tłoczenia pompy wtryskowej, lecz w przybliżeniu w co trzecim cyklu (dwa cykle opuszczone).

Minimalną objętość paliwa Q_{min} , konieczną do tego, aby nie nastąpiła przerwa we wtryskiwaniu, można obliczyć z zależności:

$$Q_{min} = \frac{Q_u}{E_p} \cdot \Delta p$$

gdzie:

Q_u - objętość paliwa zawartego w całym układzie tłoczącym, wynosząca 1821 mm³,

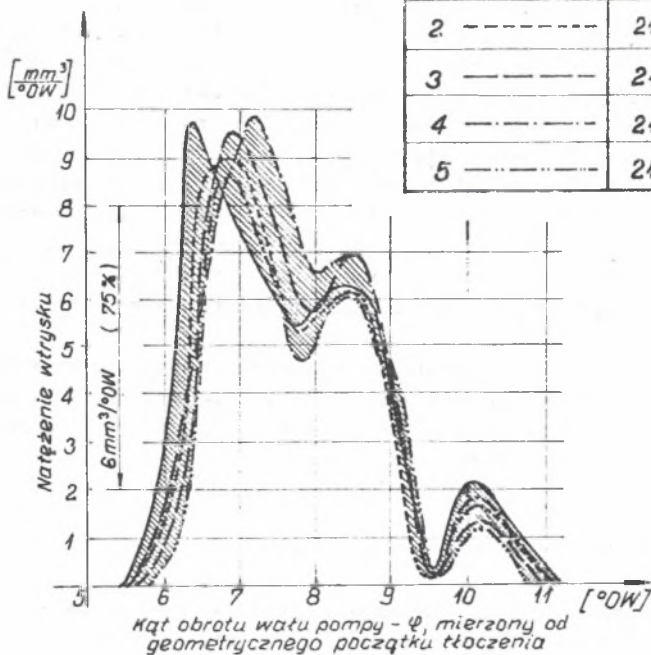
E_p - moduł ściśliwości paliwa: przyjęto 1660 MPa przy 50°C,

Δp - różnica między ciśnieniem otwarcia i zamknięcia wtryskiwacza, która oszacowano dla tego przypadku na 10 MPa.

Podstawiając dane do powyższego wzoru otrzymujemy:

$$Q_{min} = \frac{1821}{1560} * 10 = 11 \text{ mm}^3$$

Nr rozpylacza - oznaczenie	Dawka wtrysku [mm ³]
1 —————	21,5
2 - - - - -	21,0
3 —————	21,5
4 - - - - -	21,0
5 —————	21,5



Rys. 3. Pasma rozrzutu charakterystyk wtrysku pięciu nowych rozpylaczy D1Z1.042

$p_0 = 13$ MPa - regulacyjne ciśnienie otwarcia rozpylaczy, $n_p = 600$ obr./min - prędkość obrotowa wału pompy wtryskowej

Fig. 3. Injection characteristic spread bands for five new spray nozzles D1Z1.042

$p_0 = 12$ MPa - control pressure of spray nozzle opening, $n_p = 600$ rpm - injection pump shaft rotational speed

Z powyższego wynika, że jeśli ilość paliwa tłoczonego przez pompę na każdy skok użyteczny będzie mniejsza niż 11 mm^3 , to wtrysk może nie wystąpić w każdym cyklu tłoczenia. Tak też dzieje się w przypadku przedstawionym na rys. 2, dla którego średnia dawka wyniosłaby $7,5 \text{ mm}^3$, a więc byłaby mniejsza od obliczonej o 11 mm^3 . Przy czym dawka ta wynika z ilości wtrysniętego paliwa w czasie kolejnych 1000 cykli. Ale podczas 1000 cykli pompy

w rzeczywistości jest tylko 350 wtrysków i średnia wartość dawki wtryskiwanej co trzeci cykl jest zakumulowaną dawką z około trzech cykli tłoczenia i wynosi w przybliżeniu 21 mm^3 .

Druga z wymienionych postaci niepowtarzalności wtrysku, a mianowicie geometryczna niepowtarzalność, jest następstwem różnic w geometrii poszczególnych elementów aparatury wtryskowej.

Na rys. 3 przedstawiono pasmo rozrzutu charakterystyk wtrysku dla wspomnianych pięciu rozpylaczy D1Z1.042. Charakterystyki te zostały wykonane przy niezmiennym położeniu listwy zębatej, ciśnieniu otwarcia równym 13 MPa i prędkości obrotowej pompy wtryskowej wynoszącej 600 obr./min. Przy tej prędkości każdy z badanych rozpylaczy charakteryzował się czasową powtarzalnością dawkowania. Jak widać natomiast na rysunku, rozpylacze charakteryzują się znaczną niepowtarzalnością chwilowych natężeń przy zachowaniu w zasadzie powtarzalności dawek. Rozrzut ten sięga nawet 75% w stosunku do maksymalnej wartości tego natężenia przy kącie obrotu krzywki równym w przybliżeniu 6,5 st.

Przytoczone przykłady znacznej niepowtarzalności wtrysku dotyczą pomp, których średnice tłoków wynoszą 7,5 mm.

Tak duża niepowtarzalność nie może występować w zminiaturyzowanym układzie wtryskowym o średnicy tłoka 6 i 5 mm, a nawet 4 mm. Powoduje to zatem konieczność zacieśnienia tolerancji wykonawczych, a więc i wzrost kosztów wytwarzania aparatury wtryskowej.

3. Problem mieszania się paliwa z powietrzem

Zasadniczym problemem w trakcie tworzenia mieszaniny palnej w silniku o zapłonie samoczynnym jest prawidłowe wymieszanie paliwa z powietrzem. Od tego między innymi zależy uzyskanie dobrej sprawności i dużej mocy silnika.

Niedostateczne wymieszanie powoduje przewlekłe spalanie, objawiające się dymieniem silnika. Dymienie na równi z obciążeniem cieplnym ogranicza osiąganą maksymalną moc silnika. Mieszaniny palne w silniku o zapłonie samoczynnym powinny odznaczać się równomierną makrostrukturą i drobną mikrostrukturą. Przez określenie równomiernej makrostruktury należy rozumieć takie rozprzestrzenienie paliwa w całej przestrzeni komory spalania, przy którym każda jednostka objętości zawiera jednakową masę paliwa. Drobną makrostrukturą charakteryzuje się jednakowymi, możliwie małymi średnicami kropeł rozpylonego paliwa.

Równomierna makrostruktura pozwala dobrze wykorzystać tlen w powietrzu, a drobna mikrostruktura sprzyja szybkiemu spalaniu paliwa.

Do wytworzenia mieszaniny palnej o wspomnianych właściwościach zmierzć trzeba dwoma drogami. Pierwsza z nich polega na właściwym doborze i zaprojektowaniu układu wtryskowego. Druga z tych dróg polega na odpowied-

nim ukształtowaniu komory spalania, zapewniającym dobre wymieszanie powietrza z paliwem i wytworzenia równomiernej makrostruktury. Jak wyżej wspomniano, zasięg paliwa wtryskiwanego do komory spalania jest taki, że paliwo osadza się na ścianie komory. Bardzo ważną rzeczą jest więc zawirowanie w takiej komorze spalania, aby ruch powietrza rozbił strugę i rozprowadził paliwo po całej objętości komory.

Na przebieg mieszania się paliwa z powietrzem ma wpływ wiele czynników, określających z jednej strony proces wtrysku paliwa (geometria strugi, jej usytuowanie), z drugiej strony ruch powietrza w komorze spalania.

Istnieje dużo współzależności i wzajemnych powiązań wielu złożonych zjawisk występujących w komorze spalania pracującego silnika. Trudno jest z badań silnika wyodrębnić interesujące autorów zjawisko. Dlatego wiele prac wykonuje się nie w rzeczywistej komorze spalania, a w komorach modelowych. Związane jest to z kosztem badań, które przy badaniu komór modelowych są znikome w stosunku do badań komór w rzeczywistym silniku. Ponadto w komorach modelowych istnieje możliwość zastosowania specjalnej aparatury pomiarowej.

Najbardziej ekonomicznym działaniem są metody obliczeniowe, w których można zamodelować proces mieszania się paliwa z powietrzem. Wyniki obliczeń zweryfikować można na drodze doświadczalnej.

W dotychczasowych publikacjach problem ruchu powietrza w wirowej komorze spalania traktowany był pobieżnie. Wielu autorów [2], [3] traktuje ruch powietrza w komorze jako wir sztywny o określonej prędkości kątowej. Inni [4], [5], [6] traktują ruch powietrza w komorze jako złożenie wiru sztywnego z potencjalnym. Badania doświadczalne [7] w modelowej komorze spalania stwierdziły, że w komorze uzyskuje się promieniowe profile prędkości, zbliżone do rozkładu odpowiadającego wirowi sztywnemu.

Problem mieszania się powietrza z paliwem w wirowej komorze spalania w sposób analityczny ujęto w [2], zakładając jako znany ruch powietrza w komorze spalania.

Jako jedno z kryteriów prawidłowego powstawania mieszaniny palnej w komorze spalania [3] przyjęto stosunek prędkości kątowej silnika do prędkości kątowej wirującego powietrza w komorze spalania. Ponieważ wskaźnik ten jest bardzo przybliżony i nie można go odnieść do silników o małej objętości skokowej, postanowiono obliczyć ruch powietrza w wirowej komorze spalania, określając prędkości w poszczególnych punktach komory i przyjmując wirujące powietrze jako ciało "prawie sztywne".

Do obliczeń wykorzystano metodę elementów skończonych. W pierwszym przybliżeniu podzielono komorę na elementy prętowe o stałym module sprężystości E i współczynniku Poissona ν . Narzucono przemieszczenia punktom w kanale, które odwzorowują prędkości czynnika w kanale łączącym komorę wirową z przestrzenią nad tłokiem. Odkształcenie komory odwzorowuje prędkości w poszczególnych punktach komory.

4. PODSUMOWANIE

Z powyższych rozważań wynika, że w silnikach o zapłonie samoczynnym o małej pojemności skokowej pojawia się wiele problemów, które w większych silnikach są już rozwiązane.

Aktualnie w kraju nie istnieje aparatura wtryskowa nadająca się do zasilania takich silników. Zaznaczone zostały problemy z konstrukcją i technologią wykonania aparatury wtryskowej.

Tworzenie mieszaniny palnej zależy w równej mierze od prawidłowego wymieszania powietrza z paliwem w małej objętości komory wirowej. Autorzy podjęli próbę analitycznego obliczenia ruchu powietrza w komorze spalania oraz procesu mieszania się paliwa z powietrzem.

LITERATURA

- [1] Fujimoto H. i inni: Investigation on combustion in medium speed marine Diesel engines using model chambers. CIMAC 1981.
- [2] Adler D., Lyn W.: The Evaporation and Mixing of a Liquid Fuel Spray in a Diesel Air Swirl. London, Diesel Engine Combustion, paper 16, 1970.
- [3] Briling H. i inni: Bystrochodhyje dizeli. Moskwa 1951.
- [4] Fischinger A., Fischinger F.: Gemischbildung und Verbrennung in Dieselmotor. Wien 1957.
- [5] Sitkey G.: Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Diesel-motoren. Berlin 1964.
- [6] Zabłocki M.: Wtrysk i spalanie w silnikach wysokoprężnych. Warszawa 1976.
- [7] Gryglewski W.: Metody badania powstawania mieszanek palnej w modelowej komorze spalania. Prace Instytutu Lotnictwa nr 48.