

Aleksander UJYSZ

## KIERUNKI ROZWOJU APARATURY WTRYSKOWEJ SILNIKÓW ZS (część I)

**Streszczenie.** W artykule przedstawiono przyjęty przez autora podział kierunków rozwoju systemów zasilania silników ZS oraz omówiono najważniejsze kierunki badań (poparte przykładami), mających na celu poprawę parametrów wtrysku aparatury wtryskowej (AW).

W części tej przedstawiono rozwiązania, mające na celu poprawę parametrów pracy układów wtryskowych na drodze optymalizacji konstrukcji poszczególnych zespołów. W celu pełniejszego naświetlenia zagadnień rozwoju aparatury wtryskowej opisano aktualnie w świecie przyjęte i najczęściej używane kryteria oceny walorów eksploatacyjnych AW.

Obecnie systemy zasilania silników ZS są przedmiotem zainteresowania wielu przodujących w ich produkcji firm o światowej renomie. Udoskonalanie konstrukcji poszczególnych węzłów systemów zasilania jest wymuszone ciągle zaostrzającymi się normami, dotyczącymi zmniejszenia zawartości substancji toksycznych w spalinach silnika. Przedstawione w tej części rozwiązania i kierunki badań w wielu przypadkach mogą być wykorzystane w przemyśle krajowym. Ujawniają one występujące braki i niedomagania w produkowanej u nas AW.

Decydujący wpływ na jakość wskaźników eksploatacyjnych silników o zapłonie samoczynnym (ZS) ma, poza poziomem technologicznym wykonania silnika, system zasilania, a ściślej, układ wtryskowy i układ regulacyjny tego systemu. Poszczególne zespoły obu układów w decydujący sposób wpływają na jakość procesu roboczego, a tym samym na tak ważne wskaźniki, jak jednostkowe zużycie paliwa i toksyczność gazów wylotowych silnika.

Prace nad rozwojem aparatury wtryskowej (AW) silników ZS można podzielić na następujące kierunki:

a) optymalizacja konstrukcji

- oo najmniej dwu zespołów AW,
- zespołu tłoczącego,
- wtryskiwaczy,
- regulatorów obrotów lub innego nie wymionicznego wyżej zespołu

b) elektroniczne systemy sterowania wtryskiem ze sterowaniem:

- we wtryskiwaczu,
- na tłoczeniu,
- w regulatorze i w przestawiaczu wtrysku,

c) inne układy wtryskowe.

Wyżej przedstawiony podział kierunków rozwoju AW jest niewątpliwie dyskusyjny, tym niemniej wyczerpuje większość wdrażanych lub rozpracowywanych współcześnie rozwiązań.

### 1. Kryteria oceny i warunki pracy aparatury wtryskowej silników ZS

Silnik ZS dla każdego punktu pola pracy, w określonych warunkach, ma optymalne wartości następujących parametrów wtrysku:

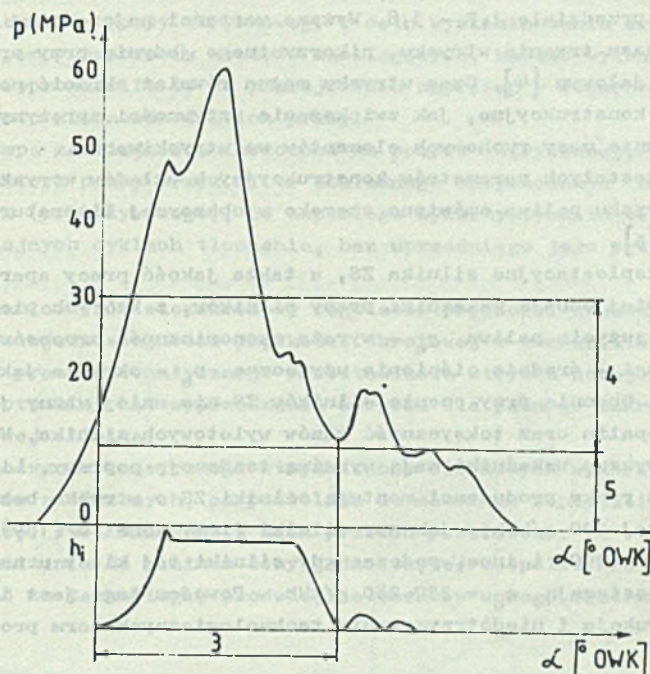
- kąta wyprzedzenia wtrysku,
- wielkości dawki i dokładności dawkowania paliwa do poszczególnych cylindrów silnika,
- czasu trwania wtrysku,
- średniego i maksymalnego ciśnienia wtrysku,

Poza tymi parametrami optymalne powinny być: stopień rozpylenia paliwa w komorze spalania, kształt i zasięg wtryskiwanej strugi.

Obecnie największą wagę przykładą się do dokładności regulacji wielkości dawki paliwa wtryskiwanej do poszczególnych cylindrów oraz kąta wyprzedzenia wtrysku [8]. Opracowano dotychczas wiele bardziej lub mniej dokładnych układów regulacji tych parametrów wtrysku, co w większości przypadków dało zauważalną poprawę parametrów pracy silnika.

Nie mniej ważnym dla efektywnej pracy silnika ZS jest czas oraz przebieg ciśnienia wtrysku. Z dotychczasowych badań wynika, że skrócenie czasu wtrysku najczęściej poprawia jakość procesu roboczego kosztem jego skrócenia, czyli wzrostu "twardości" pracy silnika. Obniżanie "twardości" procesu roboczego poprzez stosowanie wtrysku dwufazowego [5] pociąga za sobą, w rozwiązaniach z klasycznym układem wtryskowym, pogorszenie procesu wtrysku paliwa, a tym samym i procesu spalania.

Jednym z ważniejszych parametrów określających przebieg wtrysku paliwa jest średnie ciśnienie wtrysku. Wysokie ciśnienie otwarcia wtryskiwacza nie gwarantuje otrzymania wysokiego średniego ciśnienia wtrysku, co pokazano na rys. 1. W rozwiązaniach układów wtryskowych o znacznej objętości szkodliwej i z wtryskiwaczami o działaniu różnicowym iloraz średniego ciśnienia wtrysku i ciśnienia maksymalnego, tzw. wskaźnika efektywności układu wtryskowego, może wynosić 0,3 - 0,25 [1]. Znaczne obniżenie tego wskaźnika powoduje stosunkowo wolny wzrost ciśnienia na początku i jego wolny spadek w końcu wtrysku. W wielu pracach badawczych, poświęconych poprawie warunków otwarcia i zamknięcia igły rozpylacza, kładzie się duży nacisk na skrócenie czasu otwarcia i zamknięcia igły, gdyż w tym czasie, przy niewielkim przekroju przepływu, następuje znaczne pogorszenie warunków wtrysku paliwa.



Rys. 1. Wykres przebiegu ciśnienia wtrysku i wzniosu igły rozpylacza dla silnika ZS z turbodoładowaniem i otwartą komorą spalania:

3 - okres wtrysku, 4 - nadwyżka średniego ciśnienia wtrysku nad średnim ciśnieniem sprężania i spalania w czasie jego trwania (5)

Fig. 1. Diagram of the injection pressure and lift of the spray nozzle needle for diesel engine with turbosupercharging and open combustion chamber:

3 - injection period, 4 - surplus of the injection mean pressure over mean pressure of compression and combustion during its persistence (5)

Z wielkością wzniosu igły rozpylacza związany jest iloraz charakterystyki przepływu przekroju pod igłą i w otworach wylotowych z rozpylacza. Aby zapewnić dobre rozpylenie paliwa w komorze spalania, iloraz ten w czasie trwania wtrysku nie powinien być mniejszy od jedności.

Parametrem oceniającym cechy konstrukcyjne rozpylaczy jest iloraz średnicy powierzchni prowadzącej iglicy do średnicy maksymalnej stożka powierzchni zamykającej rozpylacza. Parametr ten ma we wtryskiwaczach klasycznych bezpośredni wpływ na stosunek ciśnienia otwarcia do ciśnienia zamknięcia wtryskiwacza. Aby zmniejszyć niekorzystny spadek ciśnienia zamknięcia względem ciśnienia otwarcia wtryskiwacza, należałoby do minimum zmniejszyć średnicę powierzchni zamykającej rozpylacza. Jednak z drugiej strony należy brać pod uwagę dopuszczalne naciski igły na gniazdo, co ma duży wpływ na niezawodną pracę rozpylacza. We współczesnych roz-

pylaczach konwencjonalnych iloraz powyższych średnie charakterystycznych występuje w przedziale 1,7 - 3,8. Wyższe wartości najczęściej sprzyjają skróceniu czasu trwania wtrysku, niekorzystnego jedynie przy pracy silnika na biegu jałowym [4]. Czas wtrysku można również skrócić poprzez takie zabiegi konstrukcyjne, jak zwiększenie sztywności sprężyny wtryskiwacza i obniżenie masy ruchomych elementów we wtryskiwaczu.

Wpływ pozostałych parametrów konstrukcyjnych układów wtryskowych na przebieg wtrysku paliwa omówiono szeroko w obszernej literaturze specjalistycznej [5].

Walory eksploatacyjne silnika ZS, a także jakość pracy aparatury wtryskowej najlepiej oddają wskaźniki pracy silników, z których pierwszy - jednostkowe zużycie paliwa  $\xi_0$  - wyraża ekonomizację procesów roboczych silnika, drugi - średnie ciśnienie użyteczne  $p_e$  - określa jakość procesu spalania. Obecnie przy ocenie silników ZS nie mniej ważny jest stopień zadymienia spalin oraz toksyczność gazów wylotowych silnika. W ostatnim 20-leciu powyższe wskaźniki mają wyraźną tendencję poprawy. Liczący się na światowym rynku producenci montują silniki ZS o wtrysku bezpośrednim o  $\xi_0$  poniżej 200 g/kWh, jak np. silniki firmy Komatsu (189), Isuzu (198), Steyer (200) i inne, podczas gdy silniki tej klasy u nas w kraju produkowane osiągają  $\xi_0 = 230-280$  g/kWh. Powodem tego jest ich przestarzała konstrukcja i niedotrzymywanie technologicznych norm produkcji.

## 2. Optymalizacja konstrukcji układów wtryskowych

Przykładem nowego kompleksowego podejścia do problemu projektowania i produkcji aparatury wtryskowej typu klasycznego jest firma Caterpillar Engines Division, która dla produkowanych przez siebie silników ZS serii 3200, 3300 i 3400 uruchomiła produkcję rzędowej pompy wtryskowej nowej generacji i wtryskiwaczy ołówkowych. Opracowanie konstrukcji nowej AW (New Scroll Fuel System) prowadzono wg kompleksowego programu projektowania i wdrażania do produkcji nowych elementów i zespołów, przy równoczesnym opracowywaniu nowych technologii produkcji. Pozwoliło to zwiększyć dokładność obróbki elementów AW, dzięki czemu zmniejszono poziom emitowanego przez nią hałasu.

Wszystkie obrabiane w kadłubie powierzchnie usytuowano względem siebie równoległe lub pod kątem prostym, co znacznie uprościło produkcję i obsługę pomp.

Dużo uwagi poświęcono zmniejszeniu wpływu tolerancji wykonania elementów na pracę AW.

W nowej aparaturze wtryskowej zwiększono ciśnienie wtrysku do 100 MPa, co w połączeniu ze skróconym czasem wtrysku pozwala na zmniejszenie toksyczności spalin do poziomu norm perspektywicznych (wg EPA).

W wyniku wzrostu ciśnienia wtrysku zwiększono wymiary najbardziej obciążonych elementów pompy wtryskowej. W celu wyeliminowania erozji ścianek kadłuba pompy naprzeciw otworów zasilających, kadłub wykonano z żeliwa szarego. Doprowadziło to do zmniejszenia naprężeń w elementach pompy, a to do wzrostu niezawodności ich pracy.

Zębata pompa zasilająca, umieszczona na pompie wtryskowej, podaje paliwo do kolektora pompy przez filtr dokładnego oczyszczania analogicznie do systemu FM (przepływowego), co zapobiega wykorzystywaniu tego samego paliwa w kolejnych cyklach tłoczenia, bez uprzedniego jego przefiltrowania.

Hydromechaniczny, wielozakresowy regulator prędkości zapewnia utrzymanie stopnia niejednostajności prędkości obrotowej w przedziale 3 - 10%.

Parametry pracy automatycznego przestawiacza wtrysku nowej konstrukcji zapewniają optymalny kąt wyprzedzenia wtrysku dla pełnego zakresu prędkości obrotowej silnika.

Przy opracowaniu konstrukcji wtryskiwaczy ołówkowych wykorzystano metodę elementów skończonych, co pozwoliło do maksimum zoptymalizować ich wymiary i masę. Wyeliminowano w nich przewód przelewowy.

W celu obniżenia do minimum ceny jednostkowej zespołów nie zmniejszając wagę zwrócono na technologię produkcji elementów nowego systemu zasilania [12].

### 3. Optymalizacja układu wtryskowego na tłoczeniu

Ponieważ w nielektronicznych układach sterowania wtryskiem nie da się oddzielić funkcji tłoczenia od sterowania wtryskiem, istnieją, poprzez oddziaływanie na zespół tłoczący, dwie drogi poprawy parametrów wtrysku:

- regulacja parametrów wtrysku przez zmianę cech konstrukcyjnych elementów decydujących bezpośrednio o tłoczeniu (krzywka, główka tłoka, skok tłoka),
- zwiększenie kontroli zjawisk hydrodynamicznych w układzie wysokiego ciśnienia.

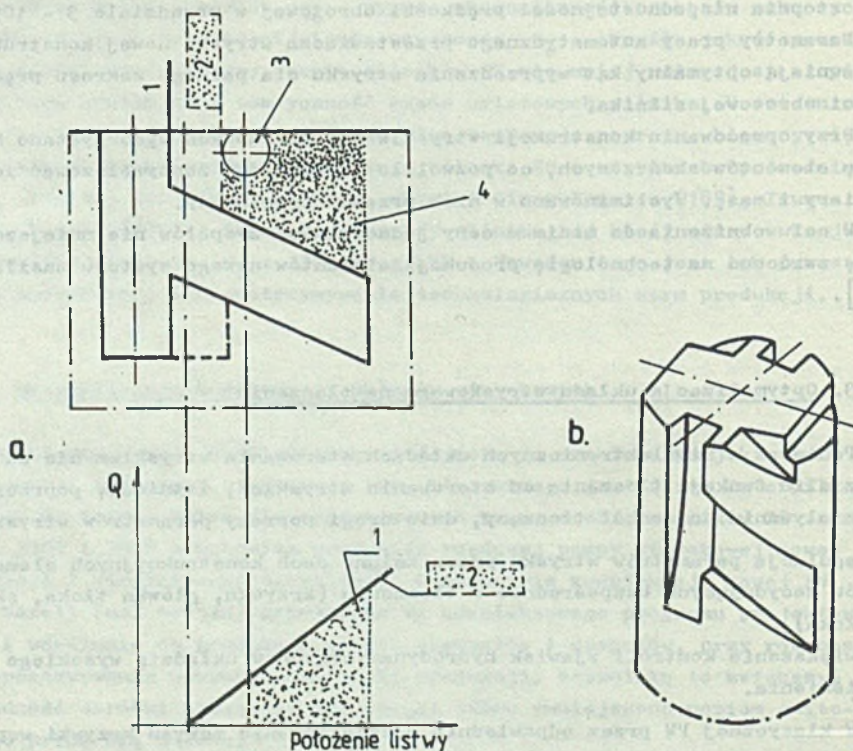
W klasycznej PW przez odpowiednie uształtowanie zarysu krzywki współpracującej z popychaczem można przeprowadzić wtrysk dwufazowy paliwa, dzięki czemu poprawia się niektóre wskaźniki pracy silnika ZS [5].

Przy sterowaniu przebiegiem tłoczenia istnieje wiele rozwiązań konstrukcyjnych główki tłoka elementu tłoczącego, dających różne przebiegi tłoczenia paliwa:

- stały początek, zmienny koniec tłoczenia,
- zmienny początek, stały koniec tłoczenia,
- zmienny początek i zmienny koniec tłoczenia.

Dwa wybrane rozwiązania kształtu główki tłoka przedstawiono na rys. 2 [1]. Rozwiązanie na rys. 2a, stosowane w silniku wielocylindrowym, umożliwia wyłączenie dawkowania paliwa do wybranych cylindrów przy pracy silnika na małym obciążeniu. Rozwiązanie takie spowodowało obniżenie zawartości węglowodorów w gazach wylotowych i wzrost ekonomiczności silnika. Celowe wydają się więc prace nad usunięciem dosyć istotnej wady tego rozwiązania, a mianowicie skokowy spadek momentu obrotowego silnika w wyniku odłączenia z pracy części cylindrów bez równoczesnego zwiększenia dawki w cylindrach pracujących.

Rozwiązanie przedstawione na rys. 2b pozwala przy wzrastającej dawce wtryskiwanego paliwa na zmniejszenie kąta wyprzedzenia wtrysku, z wyjątkiem dawki rozruchowej.



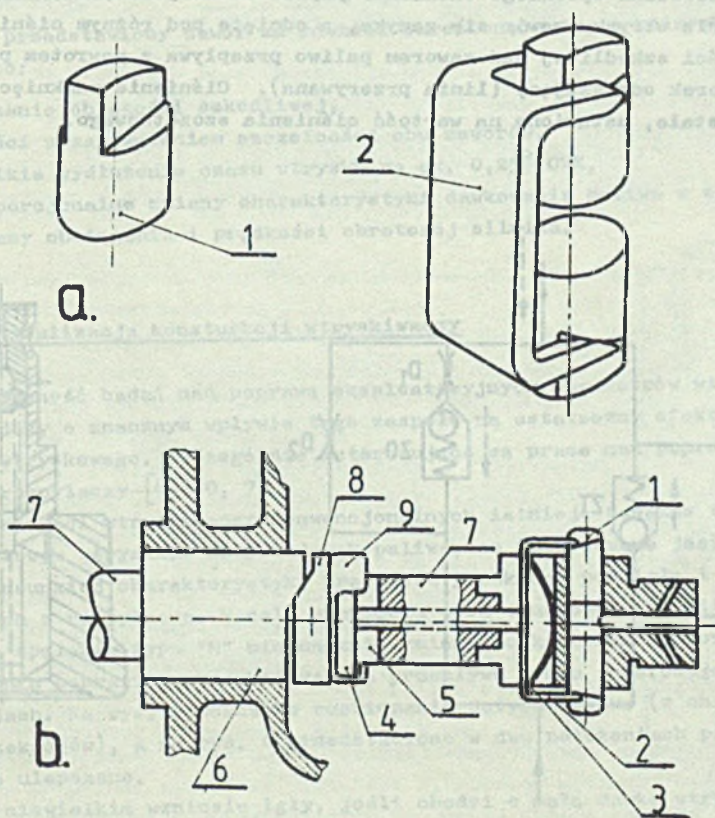
Rys. 2. Rozwinięte krawędzie sterujące dwu rodzajów tłoków sekcji tłoczących silnika ZS z wyłączanymi cylindrami (a) i główka tłoka opóźniająca wtrysk paliwa ze wzrostem tłoczonej dawki (b):

1 - krawędź sterująca i odpowiadająca jej charakterystyka sterowania dawką, 2 - krawędź sterująca wcześniej wyłączających wtrysk sekcji tłoczących

Fig. 2. Expanded control edges of two kinds of pistons of the diesel engine pressing assemblies with switchable cylinders (a) and piston head delaying fuel injection as the pressed fuel charge increases (b):

1 - kontrol edge and corresponding characteristic of the fuel charge control, 2 - control edge of the pressing assemblies switching off the injection earlier

w ostatnich latach w rozdzielaczowych PW typu DPA opracowano kilka interesujących rozwiązań sterowania wielkością dawki paliwa, niezależnych jej wielkość od prędkości obrotowej silnika. Jedno z ciekawszych rozwiązań przedstawione na rys. 3, gdzie wielkość dawki zależy wyłącznie od położenia popychacza. Dzięki takiemu rozwiązaniu przebieg prędkościowej charakterystyki dawkowania nie ma, wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika, tendencji wzrostu [2].



Rys. 3. Rozwiązanie sterowania wielkością dawki w rozdzielaczowej pompie wtryskowej typu DPA, zapewniające niezależnienie dawki od prędkości obrotowej silnika:

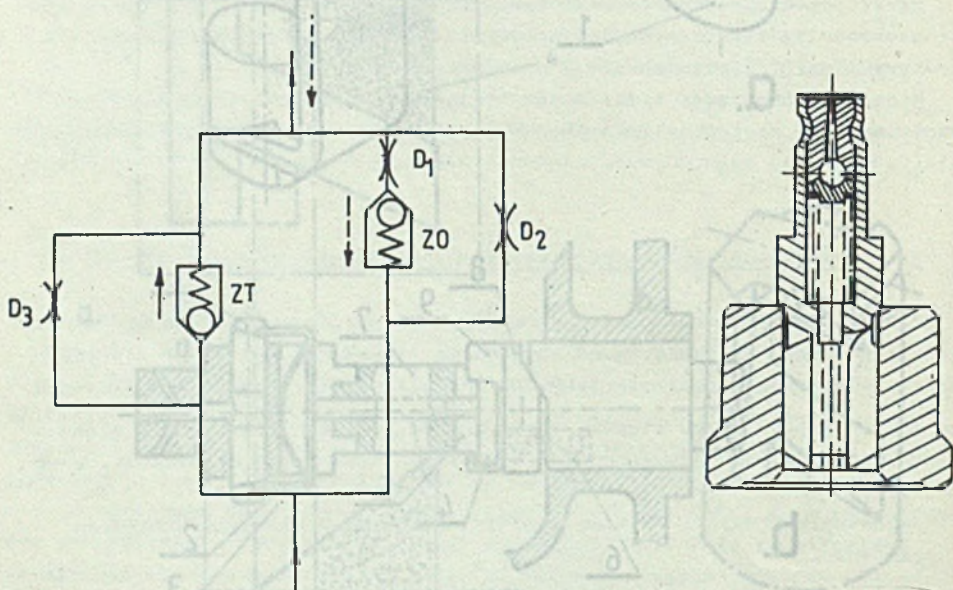
1 - tłok z skośnym wycięciem 2, 2 - ogranicznik skoku, 3 - sprężyna, 4 - drążek przesuwany, 5 - rozdzielacz, 6 - korpus pompy, 7 - wał napędowy, 8 - popychacz do regulacji wielkości dawki, 9 - osłona

Fig. 3. Solution of the fuel charge amount control in the DPA type distributor injection pump rendering the charge independent on the engine speed:

1 - piston with a slanted cut-out 2, 2 - stroke limiter, 3 - spring, 4 - slidable rod, 5 - distributor, 6 - pump housing, 7 - drive shaft, 8 - cam follower for the charge amount adjustment, 9 - cover

Trwała tendencja zwiększania ciśnienia wtrysku w silnikach ZS prowadzi do niekontrolowanych zjawisk hydrodynamicznych, występujących w objętości szkodliwej układu wtryskowego, co ujemnie wpływa na wskaźniki pracy silnika.

W celu ustabilizowania ciśnienia szczątkowego w objętości szkodliwej zaproponowano następującą konstrukcję zaworu tłoczącego (rys. 4). Dotychczasowe rozwiązanie, z tłoczkiem odciążającym pod gniazdem zaworu tłoczącego, przy ciśnieniu wtrysku 90 - 100 MPa jest nieefektywne. W nowym rozwiązaniu paliwo tłoczone przez tłok przepływa pod otwartym zaworem tłoczącym i przewodami wysokiego ciśnienia płynie do wtryskiwacza. W momencie zakończenia wtrysku zawór się zamyka, a odcięte pod różnym ciśnieniem w objętości szkodliwej nad zaworem paliwo przepływa z powrotem przez kulkowy zaworek odciążający (linia przerywana). Ciśnienie zamknięcia zaworka jest stałe, ustawione na wartość ciśnienia szczątkowego.



Rys. 4. Zawór tłoczący, opracowany przez firmę R. Bosch, ze stałym ciśnieniem szczątkowym w przewodach wysokiego ciśnienia:  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $D_3$  - miejsca możliwych nieszczelności w zaworze

Fig. 4. Delivery valve designed by R. Bosch company with a constant residual pressure in the high - pressure conduits:  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $D_3$  - places of possible leakages in the valve



Przedstawiony zawór ma następujące zalety:

- stabilność wtryskiwanej dawki paliwa,
- brak zjawisk kawitacji w układzie wysokiego ciśnienia,
- brak dotrysków paliwa w wyniku przebiegu fali wysokiego ciśnienia,
- wzrost niezawodności pracy i żywotności rozpylacza w wyniku równomiernej pracy igły w gnieździe,
- lepsza charakterystyka przymknięcia zaworu tłoczącego, co przyspiesza zakończenie wtrysku paliwa z rozpylacza.

Wyżej przedstawiony zawór ma również określone wady, z których najważniejsze to:

- zwiększenie objętości szkodliwej,
- trudności z zapewnieniem szczelności obu zaworów,
- niewielkie wydłużenie czasu wtrysku na ok.  $0,25^\circ$  OWK,
- nieproporcjonalne zmiany charakterystyki dawkowania paliwa w zależności od zmiany obciążenia i prędkości obrotowej silnika.

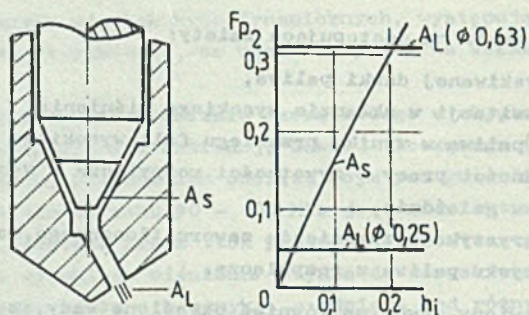
#### 4. Optymalizacja konstrukcji wtryskiwaczy

Intensywność badań nad poprawą eksploatacyjnych parametrów wtryskiwaczy świadczy o znacznym wpływie tego zespołu na ostateczny efekt pracy układu wtryskowego. Szczególnie interesujące są prace nad poprawą konstrukcji rozpylaczy [4, 10, 7].

W większości wtryskiwaczy konwencjonalnych istnieją poważne trudności z prawidłowym wtryskiem małych dawek paliwa, co spowodowane jest niewłaściwym stosunkiem charakterystyki przepływu przekroju pod igłą i w otworach wylotowych z rozpylacza. W celu usunięcia tych trudności, w silniku ZS z komorą spalania typu "M" nieznacznie zmieniono konstrukcję rozpylacza, co znacznie poprawiło charakterystykę przepływu w obu interesujących nas przekrojach. Na rys. 5 pokazano rozwiązanie dotychczasowe (z charakterystyką przekrojów), a na rys. 6 przedstawiono w dwu położeniach pracy rozwiązanie ulepszone.

Przy niewielkim wzniosie igły, jeśli chodzi o małą dawkę wtryskiwanego paliwa, paliwo wypływa z rozpylacza tylko przez zmniejszony otwór główny, ponieważ otwór dodatkowy jest przysłonięty przez powierzchnię stożkową (zamykającą) igły. Natomiast w miarę wzrastania wtryskiwanej dawki igła podnosi się coraz wyżej, odsłaniając otwór dodatkowy. Wypływające z niego pod zmiennym kątem paliwo lepiej wypełnia przestrzeń komory spalania.

Poprawa charakterystyk przepływu paliwa w rozpylaczu nowym dała znaczne efekty w obniżeniu toksyczności spalin silnika, szczególnie przy niskich obciążeniach: zawartość CO i HC spadła o 60%,  $\text{NO}_x$  o 10%, koncentrację aldehydów obniżono do 15-25 ppm, a zadymienie spalin spadło do progu widoczności (na biegu jałowym zawartość HC spadła o 33%).



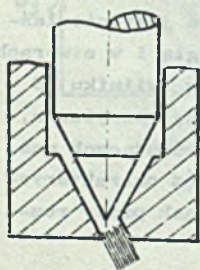
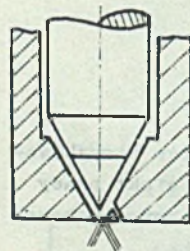
Rys. 5. Przekroje przepływu otworu wylotowego  $A_L$  i szczeliny pod igłą  $A_S$

w dotychczas stosowanym rozpylaczu silnika ZS z komorą spalania typu "M".

Fig. 5. Flow sections of the outlet  $A_L$  and port  $A_S$  under the needle in the

diesel engine spray nozzle with the combustion chamber of the "M" type

used so far.

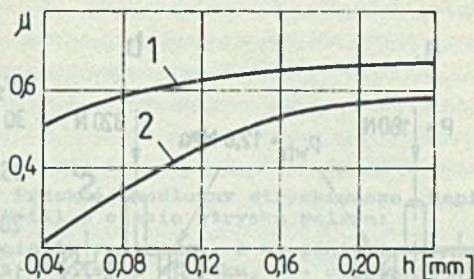
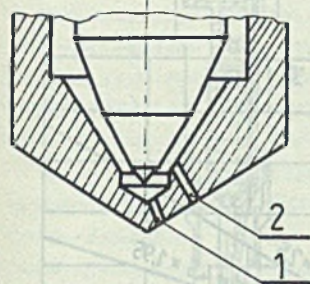


Rys. 6. Ulepszony rozpylacz silnika ZS z komorą spalania typu "M" w położeniu pracy przy małej (rys. górny) i pełnej dawce wtryskiwanego paliwa

Fig. 6. Improved spray nozzle of the diesel engine with the "M" type combustion chamber in working position at small (upper figure) and full charge of the injected fuel.

Badania nad analogicznym rozwiązaniem rozpylacza, przy zachowaniu minimalnej objętości studzienki pod igłą, prowadzone są w Moskiewskiej Politechnice Samochodowo-Drogowej [7]. W rozpylaczu przygotowywanym do warstwowego tworzenia mieszanki w kulistej komorze spalania wykonane są dwa otwory wtryskowe, których charakterystyka przepływu zmienia się w miarę wzniosu igły (patrz rys. 7).

Porównywalne charakterystyki przepływu można również uzyskać w rozpylaczu czopkowym z dwukierunk.



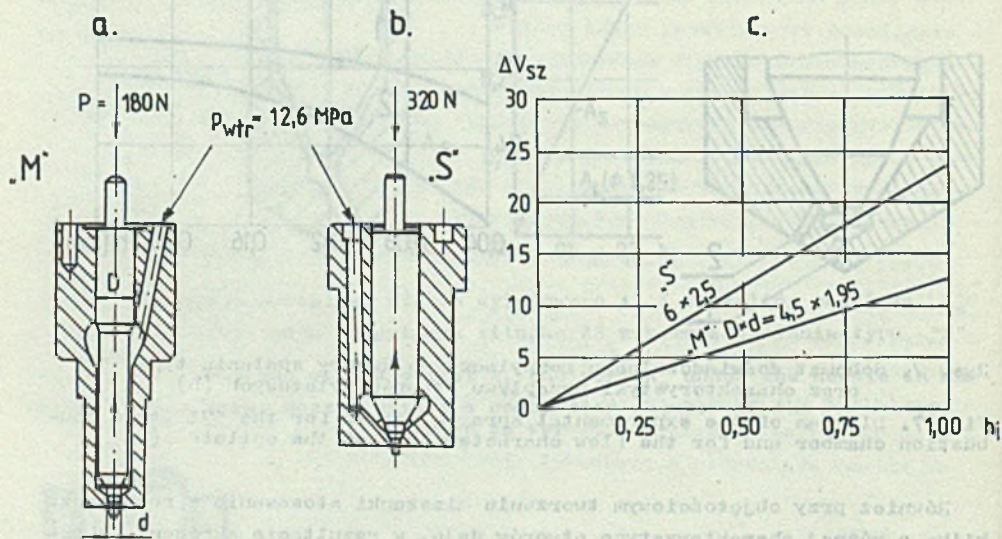
Rys. 7. Schemat doświadczalnego rozpylacza do komory spalania typu "H" oraz charakterystyki przepływu otworów wylotowych (h)

Fig. 7. Diagram of the experimental spray - nozzle for the "H" type combustion chamber and for the flow characteristic of the outlets (h)

Również przy objętościowym tworzeniu mieszanki stosowanie w rozpylaczu kilku o różnej charakterystyce otworów daje, w rezultacie skrócenia okresu opóźnienia smoczopłonu, korzystne zmiany w przebiegu spalania. Do tej grupy rozpylaczy można zaliczyć powszechnie stosowany rozpylacz Pintaux oraz wtryskiwacz systemu PILOT-INJECTION, w którym realizowany jest wtrysk podwójny z tzw. wstępną dawką paliwa [5].

W silnikach ZS stosuje się wtryskiwacze z rozpylaczem typu zamkniętego. Jednak w przypadku rozpylaczy otworowych po skończeniu wtrysku pozostaje pewna objętość paliwa, nie zamknięta nad igłą rozpylacza. Objętość ta, zwana studzienką, ma stałe połączenie z komorą spalania, przez co paliwo w niej zawarte ma liniowy wpływ na ilość węglowodorów zawartych w spalinach [5, 9]. Dlatego też w wielu rozpylaczach do minimum zmniejszono objętość studzienki, jednak całkowite jej usunięcie, jak np. we wtryskiwaczach bezstudzienkowych VCO, powoduje pogorszenie właściwości hydraulicznych rozpylacza.

A amerykańska firma United Technologies Diesel System opracowała małego gabarytowego rozpylacz czopikowy wielkości M, którego wymiary, dzięki przeniesieniu powierzchni prowadzącej igły do górnej części korpusu rozpylacza, znacznie zmniejszono. Wymiary tego rozpylacza są nieznacznie mniejsze od wymiarów rozpylacza otworowego wydłużonego typu DSL (D11MK), produkowanego w kraju (patrz rys. 8). Małe wymiary końcówki rozpylacza umożliwiają jego prawidłową pracę w szybkoobrotowych silnikach ZS, bez konieczności ekranowania cieplnego powierzchni czołowej rozpylacza. Zmniejszyła się również objętość szkodliwa wtryskiwacza, co znacznie poprawiło charakterystykę wtrysku paliwa w całym zakresie silnika. W wyniku tego w silniku ZS z komorą wirową nastąpiło znaczne obniżenie jednostkowego zużycia paliwa do 245 g/kWh [4].



Rys. 8. Wpływ konstrukcji rozpylacza ozopikowego wielkości M (a) i S (b) na wielkość przyrostu objętości szkodliwej układu wtryskowego w miarę wzrostu skoku igły rozpylacza (c)

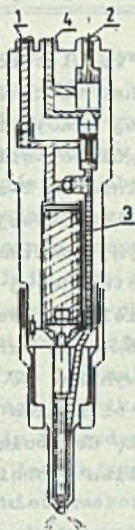
Fig. 8. Influence of the pintle nozzle construction of the size M (a) and S (b) on magnitude of the detrimental volume increment in the injection system together with the spray nozzle needle stroke increase (c)

Angielska firma Ricardo Consulting Engineers opracowała konstrukcję nowego wtryskiwacza, pracującego z tradycyjnym rozpylaczem wielootworowym. Na rys. 9 przedstawiono przekrój podłużny tego wtryskiwacza w fazie wtrysku paliwa. Jego zasadę działania można w największym skrócie przedstawić następująco:

- wysokie ciśnienie tłoczenia z PW służy do sterowania początkiem wtrysku oraz zapewnienia odpowiedniego czasu jego trwania,
- wysokie średnie ciśnienie wtrysku uzyskano dzięki szybkiemu zakończeniu wtrysku, możliwemu przy tak rozwiązany sterowaniu wtryskiem,
- odmierzenie wielkości dawki można realizować przez zmianę ciśnienia paliwa w przewodzie dozującym lub mechanicznie.

Konstrukcja tego wtryskiwacza ze względu na wiele poważnych usterek, wymaga dalszego jej doskonalenia [1].

Udanym, szeroko stosowanym rozwiązaniem, jest wtryskiwacz Microjektory firmy Lucas-CAV. Działa on na zasadzie różnicowej, z tym że kierunek otwierania się igły, zakończonej grzybkim zamykającym, jest przeciwny niż we wtryskiwaczach konwencjonalnych. Charakteryzuje się małymi wymiarami (wkręcany w gniazdo na gwint M 14x1,25), niewielką masą (52g) oraz brakiem przewodu przelewowego [5].



Rys. 9. Przekrój podłużny wtryskiwacza Rapid Spill w czasie wtrysku paliwa:

1 - ciśnienie zasilania, 2 - ciśnienie tłoczenia, 3 - ciśnienie wtrysku, 4 - ciśnienie odcinające wtrysk

Fig. 9. Longitudinal section of the Rapid Spill injector during fuel injection:

1 - feed pressure, 2 - delivery pressure, 3 - injection pressure, 4 - pressure cutting off the injection

##### 5. Optymalizacja układu regulacyjnego

Układ regulacyjny silnika ZS zawiera w sobie zespół sterujący, ustawiony zazwyczaj przez operatora, nadajnik prędkości obrotowej, np. w postaci głowicy regulatora, reagujący na każdą zmianę prędkości obrotowej wału silnika i układ przekąźnikowo-wykonawczy, czyli zespół dźwignien z cięgnami i listwą regulacyjną pompy.

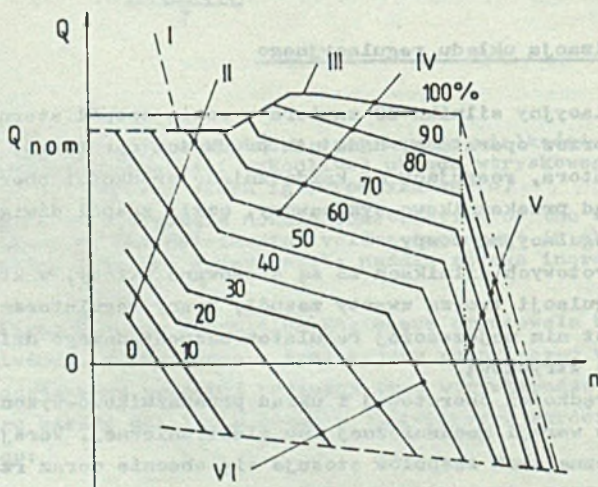
W szybkoobrotowych silnikach ZS są stosowane układy, w których wszystkie człony regulacji tworzą zwarty zespół, zwany regulatorem prędkości obrotowej: jest nim najczęściej regulator bezpośredniego działania zblokowy z pompą wtryskową.

Nadajnik prędkości obrotowej i układ przekąźnikowo-wykonawczy mogą być wykonane w wersji mechanicznej lub elektronicznej. Wersję pneumatyczną i hydrauliczną tych zespołów stosuje się obecnie coraz rzadziej.

Pomimo silnego naporu na układy regulacji silników ZS elektronicznych, regulatory mechaniczne będą w kraju jeszcze długo stosowane. Przyczyną tego jest z jednej strony poziom naszej elektroniki, a z drugiej - niezaprzeczalne walory regulatorów mechanicznych. Dlatego też interesujące są wyniki badań nad eksploatacyjnymi właściwościami dwu- i wielozakresowego. W świecie stosowanych regulatorów mechanicznych: dwu- i wielozakresowego.

Metodami statystycznymi oceniano warunki regulacji silnika samochodu ciężarowego Kamaz przy jego eksploatacji w ruchu miejskim i poza miastem. W przypadku zastosowania w samochodzie obu typów regulatorów oceniano położenie listwy sterującej PW, prędkość obrotową silnika i moment obrotowy, działający na półosi napędowej.

Z badań wynika, że pojazd wyposażony w silnik z regulatorem 2-zakresowym ma mniejsze wahania momentu napędowego, natomiast większe wahania prędkości obrotowej silnika, przy bardziej stabilnej pracy listwy sterującej. Badania właściwości dynamicznych układu regulator-silnik-pojazd wykazują, że przy zmianach obciążenia układ z regulatorem 2-zakresowym ustala położenie równowagi kosztem zmiany prędkości obrotowej silnika, a nie, jak w przypadku z regulatorem wielozakresowym, kosztem dawkowania paliwa. Prowadzi to często do "wyrzucania" listwy sterującej na dawkę maksymalną. Efektem takiego działania regulatora wielozakresowego jest zwiększone w ruchu miejskim zużycie paliwa o ok. 6% oraz wzrost obciążeń w układzie przeniesienia napędu samochodu. Z tego wynika, że regulator wielozakresowy, w porównaniu z kierowcą sterującym silnikiem wyposażonym w regulator 2-zakresowy, nieefektywnie dobiera dawkę do obciążenia silnika. W ruchu poza miastem rozbieżności w zużyciu paliwa i obciążeniu układu przeniesienia napędu nie zarejestrowano [2].



Rys. 10. Optymalne charakterystyki prędkościowo-regulatorowe dawkowania pomp wtryskowych silnika ZS z trzyzakresowym regulatorem prędkości obrotowej:

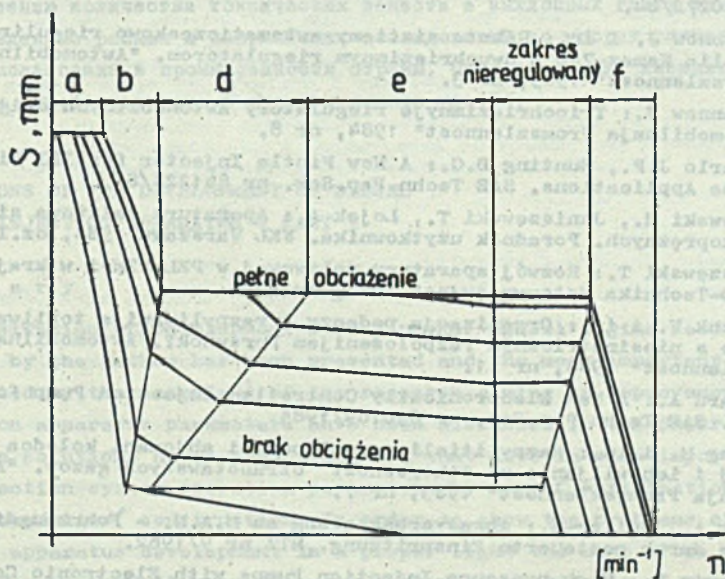
I - strefa dawek rozruchowych, II - charakterystyki manewrowe (samochodu), III - charakterystyka prędkościowa, IV - charakterystyki obciążeń częściowych (regulatorowe), V - charakterystyki regulatorowe maksymalnego zakresu prędkości, VI - charakterystyki biegu jałowego silnika

Fig. 10. Optimum speed - regulator characteristics of closing in the diesel engine injection pumps with three - range regulator of rotational speed:

I - starting charge zone, II - car handling characteristics, III - speed characteristic, IV - partial load characteristics (regulator ones), V - regulator characteristics of the speed maximum range, VI - characteristics of engine idle running

Podobne wyniki otrzymano przy pracy samochodów ciężarowych z silnikami Jamz-236 i Kamaz-5320, wyposażonych w oba typy regulatorów. Niestabilność dawki w silnikach z regulatorem wielozakresowym jest odczuwana przez osobę kierującą pojazdem w postaci "szarpania" pojazdu, szczególnie przy niskich prędkościach obrotowych silnika i częściowych obciążeniach. Natomiast regulatory 2-zakresowe mają inną poważną wadę: trudności z utrzymaniem odpowiedniej prędkości obrotowej silnika przy obciążeniach częściowych, szczególnie przy ruszaniu z miejsca i manewrowaniu pojazdem.

Wyżej opisane wady obu typów regulatorów wskazują na konieczność stosowania w silnikach pojazdów samochodowych regulatorów o pośrednim działaniu, łączących ich zalety. Na rys. 10 przedstawiono charakterystykę momentu obrotowego silnika ZS, w którym zastosowano regulator 3-zakresowy [3]. Kierowanie pojazdem wyposażonym w silnik sterowany regulatorem 3-zakresowym jest łatwiejsze z uwagi na prostszą regulację produkcji obrotowej silnika, niedopuszczanie do poślizgu lub zarzucenia pojazdu w złożonych warunkach drogowych oraz mniejsze zużycie paliwa.



Rys. 11. Pole charakterystyk regulatora 2-zakresowego ze sprężyną korekcyjną, stosowanego do pomp rozdzielaczowych VE:

a - wielkość ściśnięcia sprężyny rozruchowej, b - wielkość ściśnięcia sprężyny pośredniej i sprężyny rozruchowej, d - wielkość ściśnięcia sprężyny głównej regulatora, s - przesunięcie dozatora, e - wielkość ściśnięcia sprężyny korekcyjnej

Fig. 11. Characteristic field of the 2 - range regulator with correction spring used for the distributor pumps VE:

a - compressing magnitude of the starting spring, b - compressing magnitude of the idle running spring and starting spring, d - compressing magnitude of the intermediate spring the idle running speed, f - compressing magnitude of the regulator's main spring, s - batch meter dislocation, e - compressing magnitude of the correction spring

Przybliżoną charakterystykę regulatorową będzie miał silnik z PW współpracującą z regulatorem wielozakresowym o dużym (50-90%) stopniu niejednoznaczności regulacji. Elektroniczny system regulacji, zapewniający takie przebiegi charakterystyk regulatorowych dawkowania PW przedstawiono w cz. II tej publikacji [8].

Wyżej przedstawione zasady doboru charakterystyk regulatorowych rozdzielaczowej PW typu VE, współpracującej, w zależności od zastosowania, z regulatorem wielozakresowym lub dwuzakresowym, miały decydujący wpływ na ich przebieg. Na rys. 11 przedstawiono jedną z charakterystyk dla pompy VE współpracującej z regulatorem 2-zakresowym. Widoczne jest duże podobieństwo przebiegu obu charakterystyk [13].

#### LITERATURA

- [1] Ball W.: Two Novel Diesel Injection Systems. SAE Techn.Pap.Ser. nr 840272/84.
- [2] Błażennow J. i in.: Rabota sistemy awtomatyezskowo riegulirovaniya dizielia Kamaz-740 z dwuchrieżimnym riegulatorom. "Awtomobilnaja Promyszlnost" 1985, nr 3.
- [3] Błażennow J.: Trioohrieżimnye riegulatory awtomobilnyoh dwigatielej. "Awtomobilnaja Promyszlnost" 1984, nr 8.
- [4] Di Carlo J.P., Bunting B.G.: A New Pintle Injector for IDI Diesel Engine Applications. SAE Techn.Pap.Ser. nr 841228/84.
- [5] Falkowski H., Janiszewski T., Łojek A.: Aparatura paliwowa silników wysokoprężnych. Poradnik użytkownika. WKŁ Warszawa 1984, cz.I.
- [6] Janiszewski T.: Rozwój aparatury paliwowej w PZL-WZM i w kraju. "AUTO-Technika Motoryzacyjna" 1986, nr 9.
- [7] Malczuk W. i in.: Organizacja podaży i rozpyliwania paliwa w dieselu s niesymetrycznym rozpołożeniem forsunk". "Awtomobilnaja Promyszlnost" 1984, nr 11.
- [8] Maynard A.: A New Electronically Controlled Injection Pump for Diesels. SAE Techn.Pap.Ser. nr 850169/1985.
- [9] Mazing M. i in.: Razpyliteli s razlicznymi abjomami kołodca pod igłoj i ich wlijanie na toksycznozt otrabotawszych gazow. "Awtomobilnaja Promyszlnost" 1983, nr 7.
- [10] Neitz A., Mullett R.: Abgasverbesserung an M.A.N. - Fahrzeugdieselmotoren durch gesteuerte Einspritzung. MTZ nr 9/1982.
- [11] Schwartz R.: High-pressure Injection Pumps with Electronic Control for Heavy-duty Diesel Engines. SAE Techn.Pap.Ser. nr 850170/1985.
- [12] Wilson R.: Caterpillar Fuel Systems Result of Team Effort. Diesel Prog. North. American nr 12/1982.
- [13] Falkowski H. i in.: Regulacja prędkości obrotowej w silnikach ZS. "AUTO-Technika Motoryzacyjna" 1984, nr 5.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Czesław Kordziński

Wpłynęło do Redakcji 28.05.1987 r.



НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ВПРЫСКИВАЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ  
ДИЗЕЛЕЙ ZS (ЧАСТЬ I)

## Р е з ю м е

В статье представлено принятое авторами деление направлений развития систем питания двигателей ZS в также оговорены важнейшие направления исследований (с примерами) имеющих целью улучшение параметров впрыскивания впрысковой аппаратуры (ВА). В этой части работы представлены решения, имеющие целью улучшение параметров работы впрысковых систем путем оптимизации конструкции отдельных узлов. С этой целью дано описание актуальных принятых в мире критериев оценки качества эксплуатируемых ВА.

В настоящее время системы питания двигателей ZS являются предметом заинтересованности многих передовых фирм мира. Совершенствование конструкций отдельных узлов питающей системы ведется из-за все растущих требований к уменьшению количества токсических веществ в выхлопных газах двигателя. Представленные решения и направления исследований во многих случаях могут быть использованы в промышленности страны. Они вскрывают имеющиеся недостатки и неисправности в производящихся уже ВА.

DIRECTIONS OF THE DEVELOPMENT OF DIESEL  
ENGINE INJECTION APPARATUS - PART I

## S u m m a r y

The division of development directions of diesel engine feed systems assumed by the author has been presented and the most important directions (supported by the examples) of the research aiming at improvement of the injection apparatus parameters have been discussed in the paper. In this part the solutions have been presented that have in view improvement of the injection system operation parameters by way of optimization of particular assemblies' construction. In order to show the problems of the injection apparatus development in a proper light the most often used and accepted nowadays all over the world estimation criteria of operating advantages of the injection apparatus have been described. At present the diesel engine feed systems are the subject of interest of many companies of the world fame taking a leading place in their production.

Improving the construction of particular points of the feed systems is forced by the standards getting more and more sharpened and concerning reduction of toxic substance content in the engine exhaust gases. The solutions and research directions presented in this part can be used in domestic industry in many cases. They reveal faults and defects in the injection apparatus produced in our country.