*dr inż. Zygmunt Marciniak*
*prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz*
*dr inż. Ireneusz Pielecha*
*dr inż. Jacek Pielecha*
*Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR"*

# Nowoczesne rozwiązania spalinowych silników trakcyjnych – możliwości modernizacji silników spalinowych lokomotyw

*Artykuł poświęcono nowoczesnym rozwiązaniom układów silników spalinowych, które mogą mieć zastosowanie w trakcyjnych pojazdach szynowych. Spośród kilkunastu typów spalinowych pojazdów trakcyjnych eksploatowanych w kraju wybrano lokomotywy spalinowe, dla których przedstawiono możliwości modernizacji silników spalinowych pod kątem zmniejszenia szkodliwego oddziaływania na środowisko naturalne. Dokonano analizy wymiarowej silników oraz ich mocy do konkretnych zastosowań. Wśród wielu propozycji wybrano optymalne warianty, które cechowały się zarówno wysokim stopniem zaawansowania technicznego, jak również możliwościami spełnienia norm emisji składników toksycznych.*

## 1. WSTĘP

W związku z zaostrzającymi się przepisami dotyczącymi emisji spalin z silników spalinowych (w tym silników spalinowych pojazdów trakcyjnych) producenci silników są zmuszani do ciągłych modernizacji konstrukcji, osprzętu (tab. 1.1) oraz stosowanych materiałów eksploatacyjnych (benzyny i oleje napędowe).

Bardzo duży procent lokomotyw (Europa – ok. 44%; USA – ok. 99%) stanowią lokomotywy spalinowe, w których stosowane są wyłącznie silniki ZS HDD-DI przyczyniające się, w mniejszym stopniu niż transport samochodowy, do emisji substancji toksycznych (tab. 1.2).

**Tabela 1.1. Trendy rozwojowe pojazdów HDD [3]**

| Aktualnie | Rok 2000 | Rok 2005 |
|---|---|---|
| Zmiany konstrukcji silnika:<br>- wysokociśnieniowy wtrysk paliwa<br>- wtrysk bezpośredni<br>- doładowanie<br>- chłodzenie powietrza doładowującego<br>Jakość paliwa<br>Reaktory utleniające<br>Systemy filtrów | Zmiana kompozycji paliw<br>EGR / chłodzony EGR<br>Nisko efektywne reaktory $DeNO_x$<br>Reaktory utleniające<br>Filtry cząstek stałych | Zmiana kompozycji paliw<br>Niska zawartość siarki w paliwie (0,001%)<br>EGR / chłodzony EGR<br>Możliwie wysoka efektywność reaktorów $DeNO_x$<br>Reaktory utleniające<br>Filtry cząstek stałych |

**Tabela 1.2. Szacunkowa emisja spalin lokomotyw spalinowych i transportu samochodowego**

| Składniki spalin | Lokomotywy [%] | Transport samochodowy [%] |
|---|---|---|
| CO | 1,3 | 98,7 |
| $CO_2$ | 2,6 | 97,4 |
| HC | 2,5 | 97,5 |
| $NO_x$ | 10,5 | 89,5 |
| $SO_2$ | 18,2 | 81,8 |

## 2. Zestawienie obecnie eksploatowanych silników spalinowych

W Polskich Kolejach Państwowych jest eksploatowanych obecnie 12 serii lokomotyw spalinowych o mocach silnika od 110 do 2200 kW (tab. 2.1). Corocznie liczba lokomotyw spalinowych, zarówno w krajach Unii Europejskiej, jak i w Polsce maleje wskutek zastępowania tej trakcji przez lokomotywy elektryczne. Silniki spalinowe stosowane do napędu lokomotyw spalinowych eksploatowanych w Polsce są w większości przypadków 4-suwowymi tłokowymi silnikami o zapłonie samoczynnym i widlastym układzie cylindrów.

**Tabela 2.1. Rodzaje lokomotyw spalinowych eksploatowanych w Polsce**

| Lp. | Seria produkcja | Moc [kW] | Rodzaj silnika | Ilość sztuk | Rok zastosowania | Rodzaj przekładni | Przeznaczenie |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | SM03, Polska | 110 | ZS, 4-suw. (2DSR 150) | 40 | 1959 | Mechaniczna | Manewry |
| 2 | SM30, Polska | 257 | ZS, 4-suw. (3DVSRa - 350) | 167 | 1957 | Elektryczna | Manewry |
| 3 | SM31, Polska | 883 | ZS, 4-suw. (a8C22W) | 156 | 1976 | Elektryczna | Manewry |
| 4 | SM42, Polska | 588 | ZS, 4-suw. (a8C22) | 1087 | 1965 | Elektryczna | Manewry |
| 5 | SM48, ZSRR | 883 | ZS, 4-suw. | 127 | 1976 | Elektryczna | Manewry |
| 6 | SP30 | 257 | ZS, 4-suw. | 85 | | Elektryczna | Ruch pasażerski |
| 7 | SP32, Rumunia | 956 | ZS, 4-suw. (M820SR) po modernizacji MTU 12V396TC14 | 143<br>7 | 1987 | Elektryczna | Ruch pasażerski i manewry |
| 8 | SP42, Polska | 588 | ZS, 4-suw. (a8C22) | 254 | 1970 | Elektryczna | Ruch pasażerski i manewry |
| 9 | SP45, Polska | 1250 | ZS, 4-suw. (2112SSF) | 53 | 1970 | Elektryczna | Ruch pasażerski |
| 10 | ST43, Węgry | 1544 | ZS, 4-suw. (12LDA28) | 346 | 1965 | Elektryczna | Ruch towarowy |
| 11 | ST44, ZSRR | 1471 | ZS, 2-suw. (14D40) | 750 | 1966 | Elektryczna | Ruch towarowy |
| 12 | SU45, Polska | 1250 | ZS, 4-suw. (2112SSF) | 190 | 1970 | Elektryczna | Ruch pasażerski i towarowy |
| 13 | SU46, Polska | 1655 | ZS, 4-suw. (2112SSF) | 48 | 1976 | Elektryczna | Ruch pasażerski i towarowy |

## 3. Wytyczne do doboru nowoczesnego silnika i jego osprzętu

### 3.1. Wymagania dla nowoczesnej jednostki napędowej pojazdów trakcyjnych

**Silnik spalinowy**

Obecnie najważniejszymi wymaganiami stawianymi silnikom trakcji kolejowych są:

- mały ciężar własny i związane z nim małe obciążenie dynamiczne osi, korzystne rozłożenie tego obciążenia, łatwy montaż silnika i jego części,
- niewielkie wymiary silnika, pozwalające na łatwą jego zabudowę na ramie lokomotywy. W przypadku rekonstrukcji pojazdu odzyskana przestrzeń może być wykorzystana do powiększenia powierzchni użytkowej pojazdu lub zwiększenia mocy silnika. Mniejsze wymiary silnika stwarzają dogodne warunki kontroli i obsługi urządzeń pojazdu podczas przeglądów,
- modułowa konstrukcja wyposażenia uzupełniającego silnika, która czyni konstrukcję agregatów napędowych zwartą oraz upraszcza przeglądy techniczne,
- konstrukcja tłoków pozwalająca podwyższyć obciążalność silnika, utrzymać stały luz tłoka w cylindrze oraz obniżyć zużycie oleju,
- trójścienne rury wylotowe spalin powodujące mniejsze wypromieniowanie ciepła wytwarzanego przez silnik z nieznacznym przewietrzaniem przestrzeni silnika, zmniejszające niebezpieczeństwo pożaru i ułatwiające dostęp do silnika,
- odłączanie zasilania cylindrów silnika w celu zminimalizowania niepełnego spalania paliwa (tworzenia białego dymu), zmniejsza się jednocześnie skłonność do osadzania koksu na głowicy cylindra oraz pozwala uniknąć zimnej korozji głowicy cylindra,
- kontrolowane napełnienie cylindrów umożliwiające poprawę pracy silnika przy częściowym obciążeniu, poszerza pole charakterystyki silnika i polepsza automatyczną reakcję silnika na zmianę obciążenia,
- nowy system wtrysku paliwa; zasadniczym jego elementem jest nowa pompa wtryskowa o podwyższonym ciśnieniu wtrysku paliwa i odpowiednio do tego dopasowana dysza wtryskowa polepszająca rozpylanie paliwa; jednocześnie do tego systemu spalania należy odpowiednio przystosować uszczelnienie silnika.

**System wtrysku wysokociśnieniowego**

Silniki wysokoprężne są szeroko stosowane jako główne źródło napędu pojazdów HDV, ze względu na ekonomikę zużycia paliwa, trwałość i niezawodność. Coraz większą rolę na rynku odgrywają pojazdy wyposażone we wtrysk bezpośredni z systemem common-rail (CR).

Ze względu na swoje zalety system ten wypiera inne konstrukcje z rynku silnikowego. Cenną zaletą systemu common-rail jest możliwość kształtowania całego przebiegu charakterystyki wtrysku, podczas gdy elektromagnetycznie sterowane wtryskiwacze ograniczają tę swobodę stałym profilem krzywki pompy tłoczącej. Porównanie systemów wtryskowych przedstawiono w tabeli 3.1.

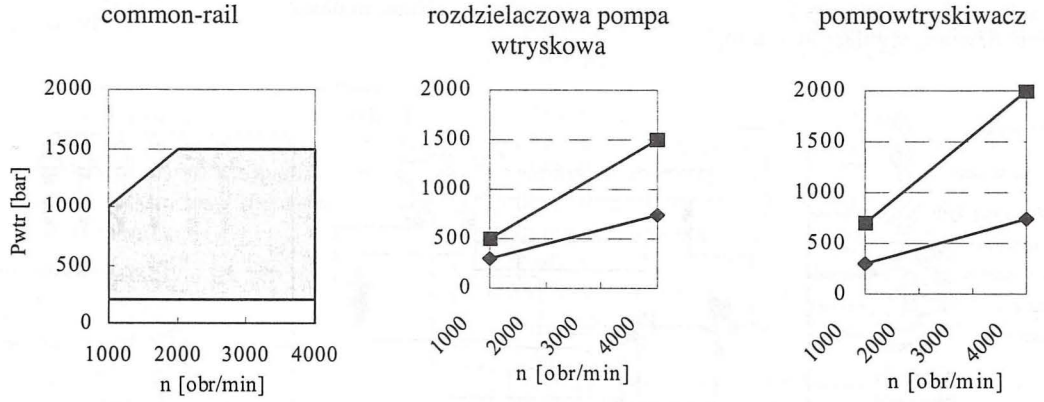
**Tabela 3.1. Charakterystyka układów wtryskowych silników wysokoprężnych [13]**

| Specyfika \ Typ | Pompy wtryskowe | | Pompo-wtryskiwacze | Common-rail | |
|---|---|---|---|---|---|
| | rzędowa | rozdzielaczowa | | obecne | przyszłościowe |
| Zastosowanie | średnie silniki – heavy-duty | lekkie – średnie | lekkie – heavy-duty | lekkie – heavy-duty | lekkie – heavy-duty |
| Max ciśnienie wtrysku [bar] | 1450 | 1400 | 1800-2000 | 1200-1400 | 1500 |
| Potencjalne ciśn. wtrysku [bar] | 1600 | 1500 | 2200 | 1800 | 1800 |

Istotnym, lecz niekoniecznie rozstrzygającym czynnikiem wartościującym układ wtryskowy jest ciśnienie wtrysku. W klasycznej pompie rozdzielaczowej, przy znamionowej prędkości obrotowej wartość ciśnienia wtrysku wynosi około 1500 bar (np. pompa VP44 firmy BOSCH), natomiast ciśnienie uzyskiwane w pompowtryskiwaczu – 2000 bar. Konstrukcja klasycznej pompy wtryskowej uniemożliwia zmianę kształtu charakterystyki ciśnienia pompy w funkcji prędkości obrotowej silnika, tzn. powyższe ciśnienie można uzyskać tylko i wyłącznie przy obrotach znamionowych silnika. Zupełnie inną jakość pod tym względem, wprowadza system common-rail. Maksimum osiąganego ciśnienia wynosi 1500 bar, jednak w procesie homogenizacji ładunku w komorze spalania istnieje możliwość sterowania ciśnieniem w zależności od wtryskiwanej dawki paliwa (rys. 3.1).

System wtrysku akumulacyjnego (rys. 3.2) ulega kolejnym modyfikacjom. Oprócz elementów pomiarowych i centralnej jednostki sterującej, układ składa się z trzech głównych elementów: pompy wysokociśnieniowej, zbiornika ciśnieniowego i wtryskiwacza. Wysokie ciśnienie w zasobniku wytwarzane jest pomiędzy kolejnymi wtryskami. Dzięki takiemu układowi zmniejszają się wahania ciśnienia wtryskiwanego paliwa, gdyż powstawanie zjawisk falowych wiąże się jedynie z otwarciem wtryskiwacza, nie występuje w zasadzie wpływ ruchu tłoka pompy wtryskowej, a przy tym przebieg zmian ciśnienia w przewodzie wtryskowym jest dużo łagodniejszy.

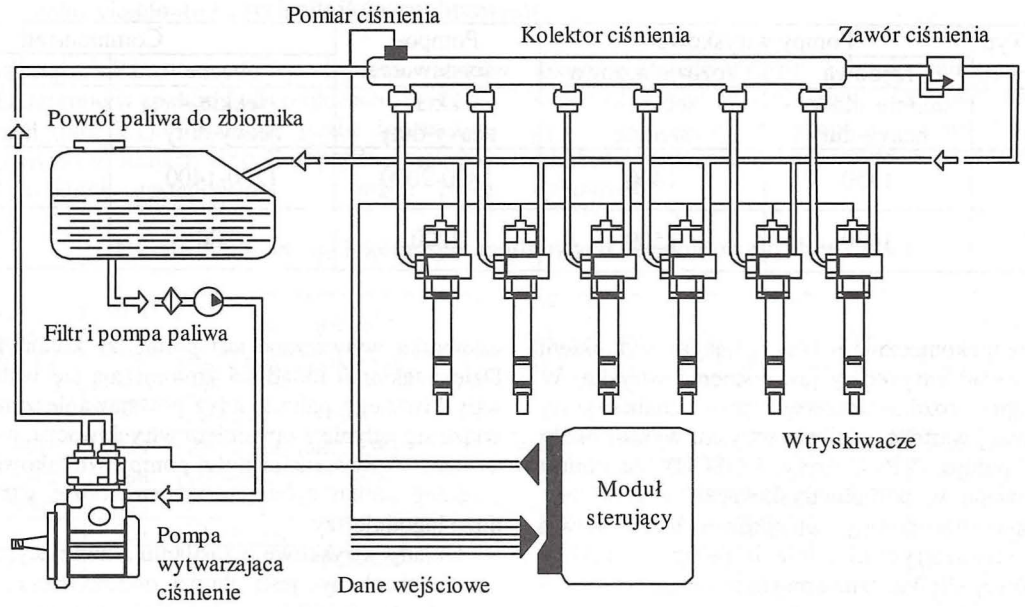
Układy wtryskowe o zasilaniu akumulacyjnym, stwarzają pewne problemy, jeśli chodzi o utrzymanie szczelności w warunkach wysokich ciśnień. Tańszym rozwiązaniem może okazać się w przyszłości układ dwuciśnieniowy, w którym obwód wysokiego ciśnienia obejmuje jedynie wtryskiwacz, a kolektor ciśnieniowy może być utrzymywany pod niższym ciśnieniem. Oba obwody układu są połączone hydrostatycznym multiplikatorem ciśnienia w postaci tłoka stopniowanego. Na jego powierzchnię o większej średnicy działa niskie ciśnienie, a powierzchnia o mniejszej średnicy tłoczy paliwo do rozpylacza pod wysokim ciśnieniem. Wadą tego układu są gorsze właściwości dynamiczne wynikające z bezwładności tłoka multiplikatora. Pogarsza to dokładność sterowania parametrami wtrysku.




| | common-rail | rozdzielaczowa pompa wtryskowa | pompowtryskiwacz |
|---|---|---|---|
| Dawka pilotująca | ++ | o | + |
| Zmiana $\alpha_{ww}$ | ++ | – | o |
| Zwartość budowy | + | + | – |
| Napęd pompy | ++ | o | – |
| Koszt układu | + | o | – |

+ wpływ pozytywny; – negatywny, „o" bez wpływu

Rys. 3.1. Ciśnienia osiągane w systemie common-rail na tle systemów konwencjonalnych [5]

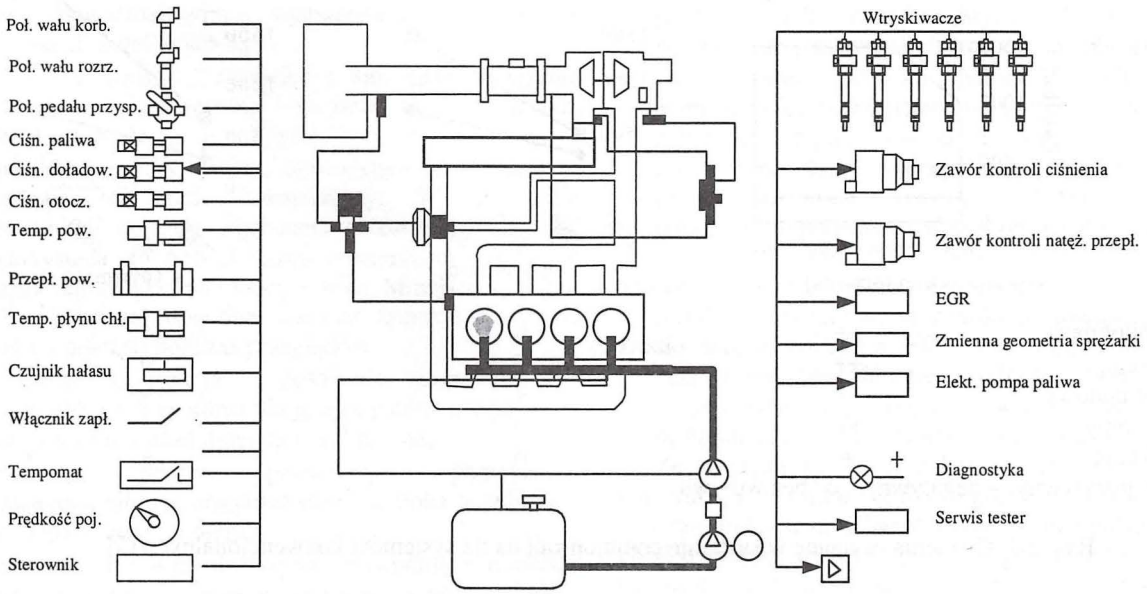



Rys. 3.2. Schemat systemu common-rail [11]

Elektroniczne układy sterujące określają także odpowiednią, w chwilowo zaistniałych warunkach pracy, dawkę paliwa. Przy jej doborze uwzględniane są takie parametry silnika, jak:

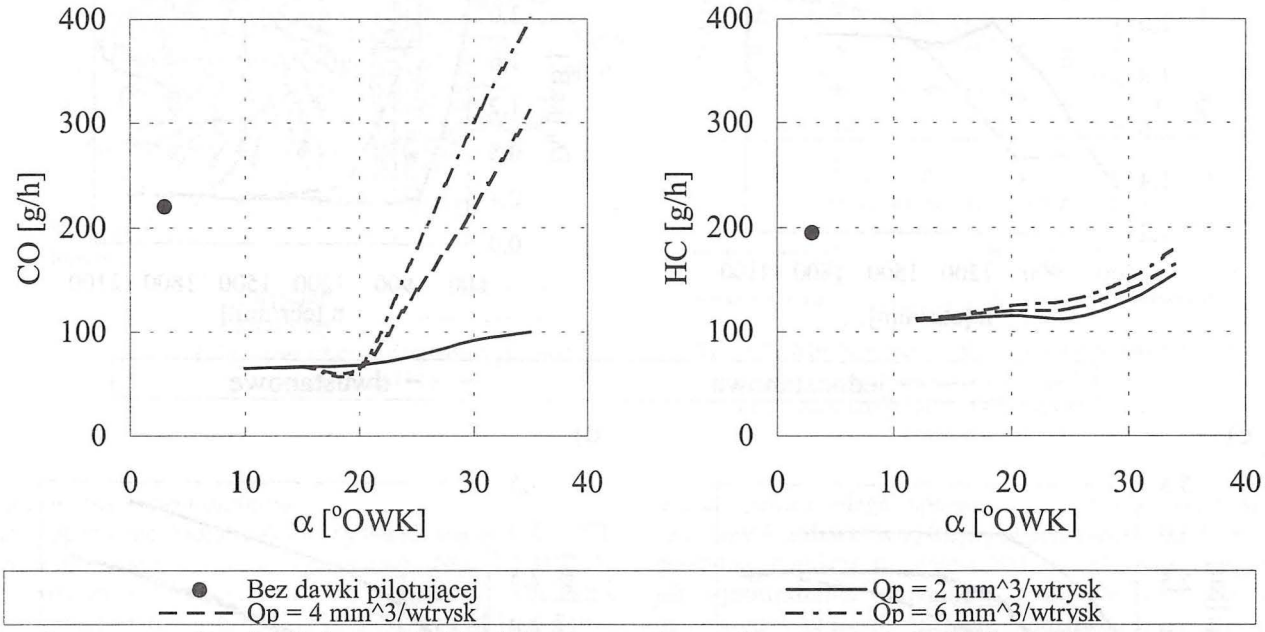
a) prędkość obrotowa,
b) temperatura cieczy chłodzącej,
c) ciśnienie powietrza doładowującego,
d) temperatura powietrza doładowującego,
e) położenie pedału przyspieszenia (dawka podstawowa paliwa),
f) temperatura oleju napędowego,
g) położenie dźwigni regulacyjnej pompy.

Firma Siemens wprowadziła do produkcji kolejną generację systemu common-rail. W skład systemu II generacji (rys. 3.3) wchodzą wtryskiwacze z piezoelementem zapewniające wysokie ciśnienie wtrysku, w wyniku zastosowania wysokociśnieniowej pompy z regulowanym strumieniem objętości. Układ wtryskowy jest wyposażony w elektroniczny moduł sterujący. W wyniku zastosowania piezowtryskiwaczy możliwe stało się uzyskiwane minimalnych dawek paliwa. Przy ciśnieniu 1500 bar minimalna dawka paliwa wynosi 1,2 $mm^3$, przy niskim ciśnieniu dawka wynosi 0,7 $mm^3$.




Rys. 3.3. Schemat systemu common-rail II generacji [4]

Relatywnie łatwo za pomocą common-rail, w porównaniu z innymi systemami wtryskowymi, następuje kształtowanie dawki pilotującej wtryskiwanego paliwa. Optymalizacja dawki pilotującej następuje przez kontrolę ilości wtryskiwanego paliwa i regulację czasu opóźnienia wtrysku, w wyniku bezpośredniego sterowania wzniosem iglicy wtryskiwacza. Wpływ zastosowania dawki pilotującej na emisję składników toksycznych przedstawiono na rysunku 3.4.



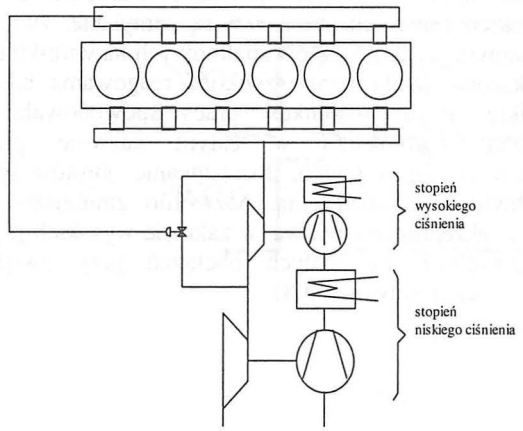

Rys. 3.4. Zmiana emisji składników toksycznych w wyniku zastosowania dawki pilotującej ($n = 60\%\ n_{max}$; obciążenie 40%; ciśn. wtrysku – 60MPa, emisja $NO_x$ = 250 ppm) [13]

Zmiana systemu zasilania, przyczynia się w dużym stopniu do poprawy wskaźników pracy silników ZS, dotyczy to zarówno ich ekonomiki pracy, jak również zmniejszenia stopnia zanieczyszczenia środowiska naturalnego. Jednak zmiany systemu zasilania nie wyczerpują możliwości badawczych w celu spełnienia przyszłych norm emisji składników toksycznych spalin.

**Systemy doładowania silników**

*Doładowanie dwustanowe*

Przedstawiony nowy system dwustanowego doładowania silnika zastosowany został w 12-litrowym 6-cylindrowym silniku wysokoprężnym (rys. 3.5). System składa się z dwóch różnej wielkości turbosprężarek usytuowanych w rzędzie, z regulowanym zaworem by-pass oraz międzystopniowym chłodzeniem powietrza doładowującego.

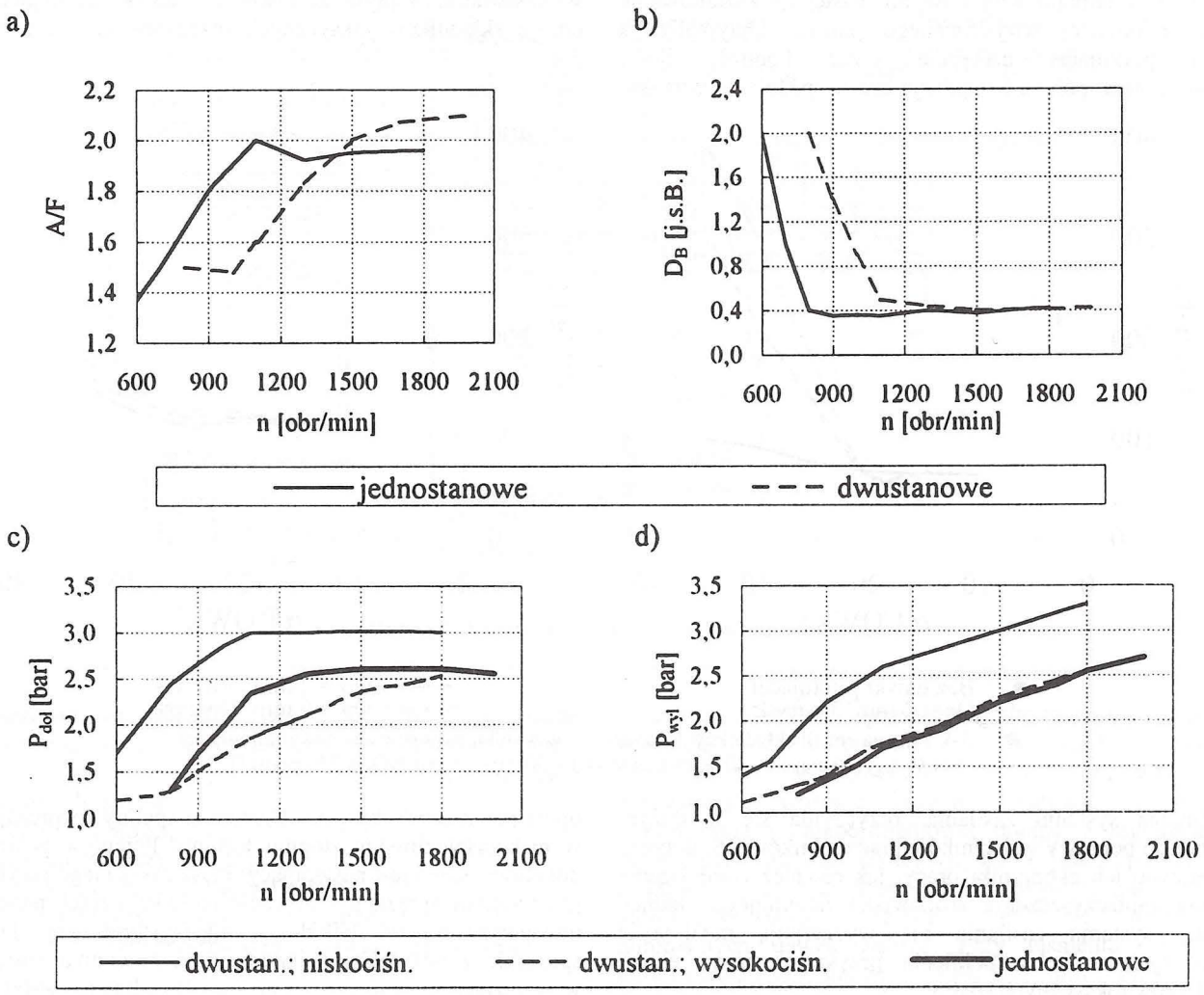



Rys. 3.5. Schemat regulowanego systemu doładowania [9]

Spaliny z kolektora wylotowego zostają rozprężone w turbinie wysokiego ciśnienia, a częściowo następuje ich upust przez zawór by-pass. Następnie spaliny rozprężają się w niskociśnieniowym stopniu turbiny. Przepływ powietrza doładowującego jest następujący: masa zasysanego powietrza jest wstępnie sprężana w niskociśnieniowej części, następnie transportowana do chłodnicy międzystopniowej. Dalsze sprężanie z późniejszym chłodzeniem powietrza następuje w sprężarce wysokiego ciśnienia. Rezultatem wstępnego sprężania jest stosunkowo niski stopień wysokociśnieniowy, prowadzący w efekcie do uzyskania wysokich poziomów ciśnień.

Podczas niewielkich obciążeń (małe natężenie przepływu spalin) zawór by-pass pozostaje całkowicie zamknięty i spaliny rozprężają się w wysokociśnieniowym stopniu turbiny. Rezultat – krótki okres czasu wystarcza do osiągnięcia wysokich ciśnień po stronie sprężarki. Ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego, zawór by-pass zostaje otwierany i stopniowo następuje zwiększenie ilości rozprężanych spalin w niskociśnieniowym stopniu turbiny.

Zastosowanie dwustanowego doładowania powoduje wzrost ciśnienia gazów wylotowych (rys. 3.6a). Od prędkości 1100 obr/min wzrost ciśnienia jest limitowany przez zawór by-pass. Zwiększeniu ulega również ciśnienie doładowania (rys. 3.6b). Przy prędkości 800 obr/min następuje wzrost ciśnienia doładowania od 1,35 bara do ciśnienia 2,4 bara. Po osiągnięciu prędkości obrotowej 1100 obr/min ciśnienie doładowania jest ograniczane do 3,0 bara przez zawór by-pass. W wyniku zastosowania dwustanowego doładowania następuje wzrost współczynnika nadmiaru powietrza w zakresie niskich prędkości obrotowych (rys. 3.6c). Przy prędkości 900 obr/min współczynnik ten osiąga wartość $\lambda$ $\lambda$= 1,8. Powyżej prędkości 1000 obr/min wartość ta wynosi $\lambda > 1{,}9$. Wartość zadymienia spalin jest ściśle powiązana ze współczynnikiem nadmiaru powietrza $\lambda$ (rys. 3.6d).

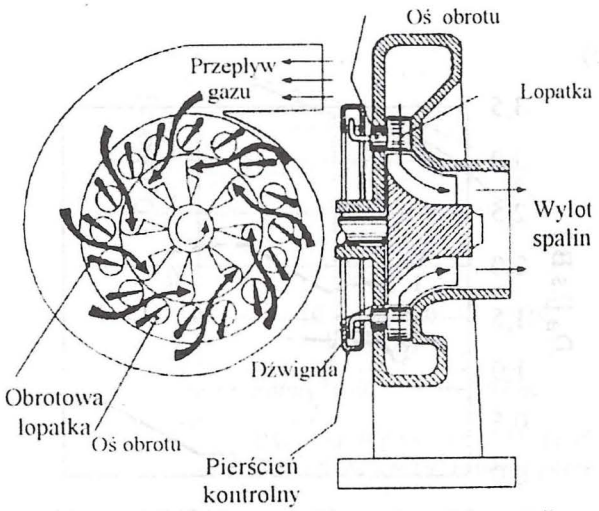



Rys. 3.6. Zmiana parametrów pracy silnika w wyniku zastosowania doładowania dwustanowego [9]

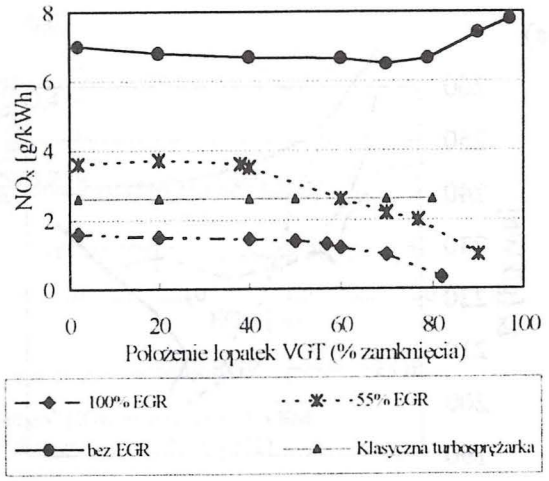
W przedziale wyższych prędkości obrotowych (powyżej 1400 obr/min) ze względu na brak poprawy współczynnika $\lambda$, zadymienie nie zmienia się w stosunku do konwencjonalnego systemu doładowania. Natomiast w zakresie prędkości obrotowych, gdzie współczynnik nadmiaru powietrza zawiera się w przedziale $\lambda = 1{,}90 - 2{,}05$ zadymienie spalin wynosi $D_B = 0{,}4$ j.s.B. W wyniku pozytywnego wpływu dwustanowego doładowania na wartości $\lambda$ przy prędkości 1100 obr/min zadymienie wynosi 0,3 j.s.B. w stosunku do 0,6 j.s.B. w systemie konwencjonalnym. Przy prędkości 800 obr/min różnica jest jeszcze większa i wynosi 0,4 do 2,0.

*System doładowania o zmiennych łopatkach kierownicy*

Firma Ford opracowała turbosprężarkę VGT o zmiennej geometrii łopatek kierownicy, która pozwala na utrzymanie efektywnej wydajności doładowania silnika ZS DI, w całym zakresie jego prędkości obrotowych. Efekt ten osiągnięto dzięki zastosowaniu sterowanych łopatek kierownicy, przez zmianę kąta ich ustawienia powodują zmianę szerokości szczeliny między nimi, co z kolei wpływa na przepływ gazów spalinowych (rys. 3.7). Łopatki kierownicy ustawiane są pod różnym kątem, zależnie od obciążenia i prędkości obrotowej silnika. W zakresie pełnej mocy łopatki zostają otwarte, zapewniając całkowite wykorzystanie energii gazów. W niskich zakresach stopniowo są zamykane, zwiększając tym samym prędkość gazów spalinowych na wirniku turbiny. Zwiększona dzięki temu szybkość reagowania silnika na wszelkie zmiany warunków pracy spowodowała wzrost momentu obrotowego w całym zakresie prędkości obrotowych. Oprócz tego, dostosowanie obrotów sprężarki do chwilowego obciążenia, pozwoliło zmniejszyć emisję $NO_x$, a także zużycie paliwa, w zakresie wysokich prędkości obrotowych i dla małych obciążeń przy zwiększonej wydajności turbiny (rys. 3.8).



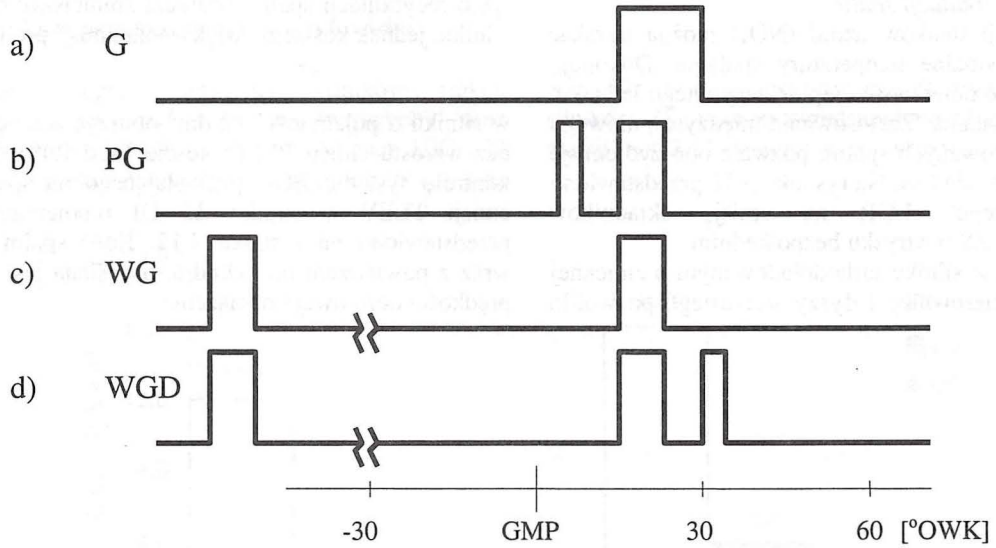

Rys. 3.7. Turbosprężarka o zmiennej geometrii kierownicy [12]



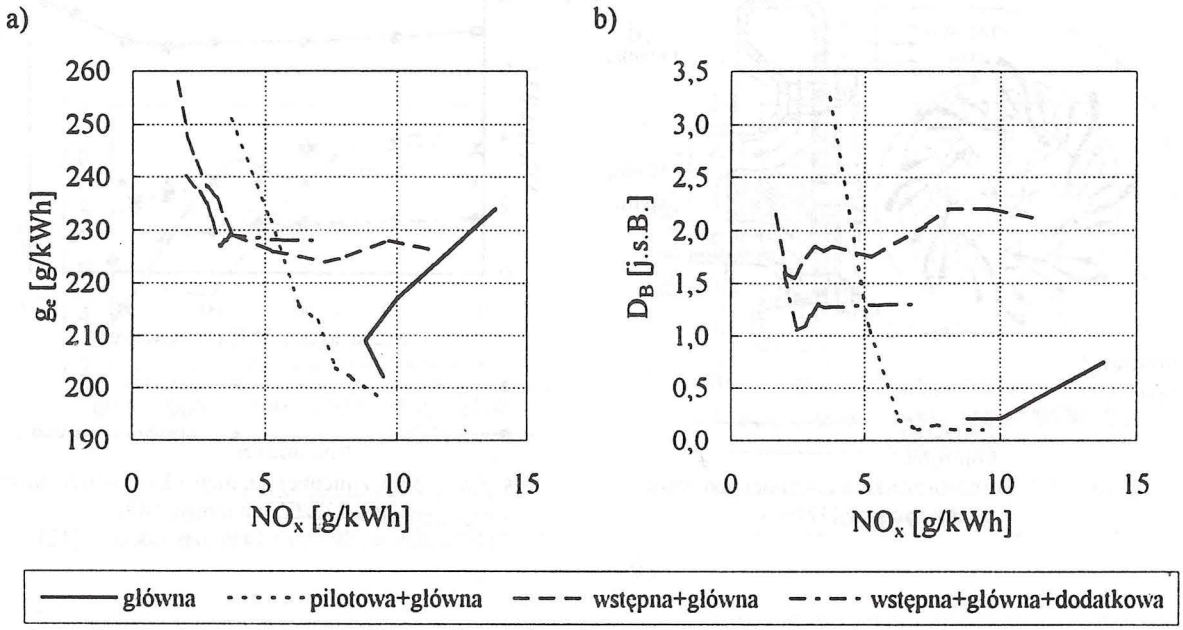

Rys. 3.8. Wpływ zmiennej geometrii kierownicy turbosprężarki VGT na emisję $NO_x$ (40% max prędk. obr.; 14% max obciąż.) [12]

*Homogeniczny system spalania*

Homogeniczne kształtowanie systemu spalania (HCCI) pozwala na znaczne ograniczenie emisji $NO_x$ i PM [13]. Jakkolwiek zakres pracy silnika z takim spalaniem, gdy silnik pracuje stabilnie ze znaczną redukcją $NO_x$ i PM jest bardzo ograniczony. System HCCI pozwala go rozszerzyć. Zasada pracy jest następująca: pewna część paliwa jest wtryskiwana do cylindra we wczesnej fazie, powodując tworzenie homogenicznej mieszanki wstępnej; następnie zostaje wtryśnięta główna dawka paliwa w pobliżu GMP – w taki sam sposób jak w konwencjonalnym systemie wtryskowym. Spalanie pierwszej dawki paliwa w homogenicznej mieszance powoduje minimalną emisję $NO_x$ i PM. Główna dawka paliwa ulega spalaniu, już w obecności spalin, uzyskanych z dawki wtryśniętej w pierwszej fazie. Proces ten powoduje redukcję tworzenia $NO_x$ na identycznej zasadzie jak wprowadzenie recyrkulacji spalin. W celu uzyskania najlepszego procesu spalania możliwe jest sterowanie przebiegiem wtrysku (rys. 3.9). Przebiegi wtrysku przedstawiają kolejno główną dawkę wtrysku (G), dawkę pilotową i główną (PG), wczesną i główną dawkę (WG) oraz wczesną, główną i dodatkową dawkę paliwa (WGD). Zależności zużycia paliwa – emisji $NO_x$ oraz zadymienia – emisji $NO_x$ przedstawiono na rysunku 3.10.




Rys. 3.9. Charakterystyka typów wtrysku [13]



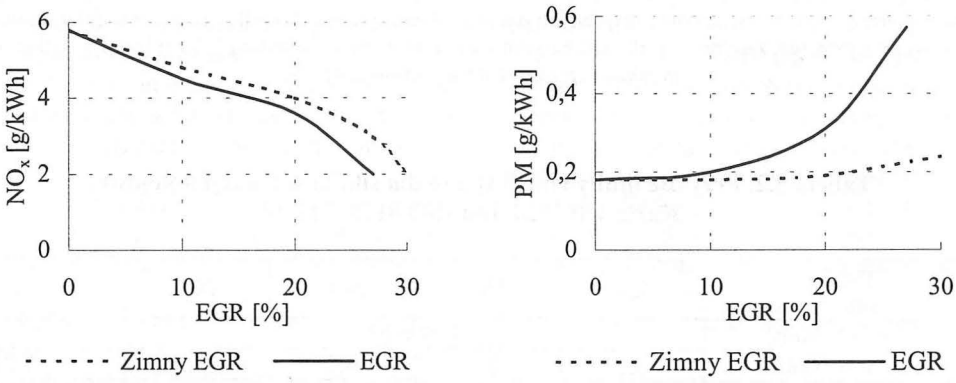

Rys. 3.10. Rodzaje wtrysku paliwa i jego wpływ na: a) zużycie paliwa – emisję $NO_x$; b) zadymienie spalin – emisję $NO_x$. [13]

W wyniku zmiany charakteru wtrysku następuje zmiana obszaru emisji $NO_x$ w stosunku do systemu konwencjonalnego. Nie ulega poprawie wartość zużycia paliwa w wyniku zbyt wczesnego zapłonu w stosunku do GMP. Wzrost zadymienia jest prawdopodobnie wynikiem występowania lokalnie bardzo bogatej mieszanki. Ze względu na to, że pierwszy wtrysk występuje we wczesnej fazie sprężania, bogata mieszanka osadza się na ściankach cylindra. Rozwiązaniem tej sytuacji jest dodanie metyl-t-butyl eteru (MTBE) do oleju napędowego, co w połączeniu z EGR powoduje znaczne obniżenie zużycia paliwa i zadymienia spalin [13].

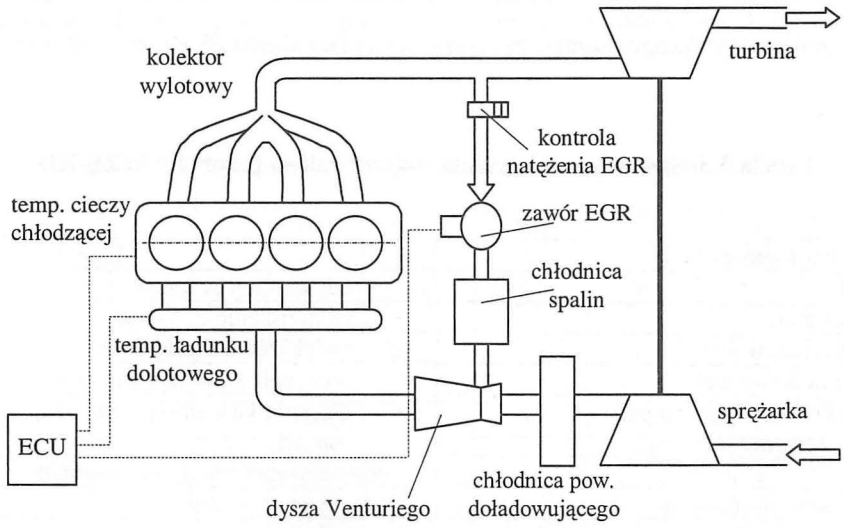
*Rozwój systemu recyrkulacji spalin*

Obniżenie emisji tlenków azotu ($NO_x$) można uzyskać zmniejszając maksymalne temperatury spalania. Dokonuje się tego zwiększając pojemność cieplną zasysanego ładunku, np. doprowadzając wraz ze świeżym ładunkiem, pewną ilość substancji o większej pojemności cieplnej niż mieszanka paliwowo-powietrzna. Układy recyrkulacji spalin – EGR wykorzystują większą pojemność cieplną spalin do obniżenia temperatur maksymalnych, a przez to emisji $NO_x$. Rozcieńczenie ładunku wywołane doprowadzeniem spalin wraz ze świeżym ładunkiem, powoduje wydłużenie czasu spalania i wzrost emisji HC, CO i PM, na skutek zwiększenia się strefy wygaszania płomienia na ściankach. Przesuwa się również granica zapalności mieszanki, ograniczając stopień recyrkulacji. Zwiększając temperaturę na dolocie do silnika, EGR obniża sprawność Carnota, powoduje to niewielki wzrost jednostkowego zużycia paliwa. Wprowadzenie więc tylko recyrkulacji spalin, pozwala zmniejszyć emisję $NO_x$ w silniku, jednak kosztem zwiększenia emisji produktów niezupełnego spalania. Zastosowanie międzystopniowego chłodzenia recyrkulowanych spalin, pozwala obniżyć emisję $NO_x$, jak również emisję PM. Na rysunku 3.11 przedstawiono wpływ „chłodzonego" EGR na emisję składników toksycznych silnika ZS o wtrysku bezpośrednim.

Zastosowanie EGR w silniku turbodoładowanym o zmiennej geometrii łopatek kierownicy i dyszy Venturiego pozwoliło w silniku o pojemności 12 $dm^3$ obniżyć emisję $NO_x$ o 50%, bez wzrostu emisji PM (w teście ECE R49). Elektroniczną kontrolę systemu EGR pozwalającego na spełnienie norm emisji TLEV w silniku ZS DI o pojemności 5,9 $dm^3$ przedstawiono na rysunku 3.12. Ilość spalin podawanych wraz z powietrzem do cylindra, określana jest na podstawie prędkości obrotowej i obciążenia.



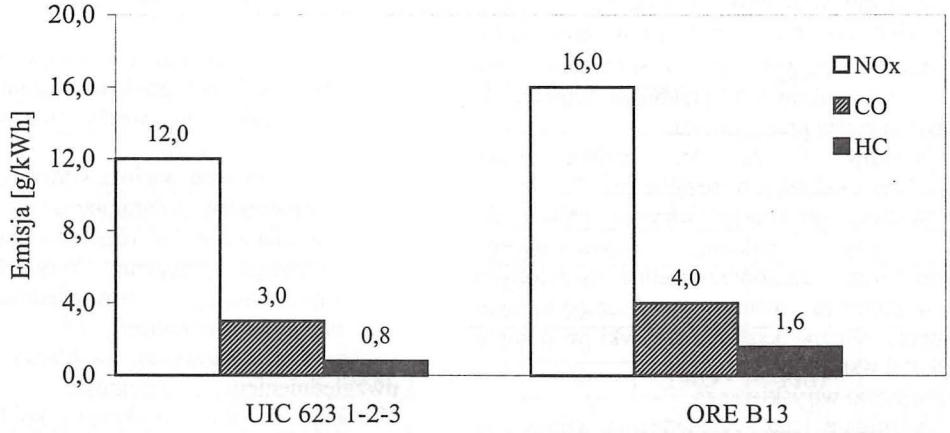

Rys. 3.11. Wpływ zastosowania „chłodzonego" EGR na emisję $NO_x$ i PM (ZS DI; n = 1800 obr/min; częściowe obciążenie; $p_e$ = 2,8 bar) [2]




Rys. 3.12. Schemat elektronicznej kontroli układu recyrkulacji spalin tzw. „chłodzonego" EGR [12]

### 3.2. Dobór silnika w aspekcie ochrony środowiska

Europejskie przepisy dotyczące silników trakcji szynowej: lokomotyw (w tym manewrowych) oraz autobusów szynowych zostały zawarte w Kartach UIC 623 oraz UIC 624. Dopuszczalne wartości emisji zostały ustalone w 1997r. i mają zastosowanie do nowo produkowanych silników ZS. Poniżej przedstawiono obowiązujące wartości emisji (rys. 3.13), natomiast przyszłe regulacje w tabeli 3.2.



Rys. 3.13. Limity emisji poszczególnych związków toksycznych dla pojazdów szynowych według różnych regulaminów (dla Karty UIC 623 obowiązuje test ISO 8178-F oraz test zadymienia, dla którego dopuszczalne wartości wynoszą 2,5/1,6 [j.s.B.] –pełne obciążenie/średnia prędkość obrotowa wału korbowego) [10]

**Tabela 3.2. Przyszłe limity emisji spalin dla silników trakcji kolejowej – Karta UIC 624, test ISO 8178-F [1, 6]**

| Moc silnika | Prędkość obrotowa | CO | HC | $NO_x$ | PM | Data wprowadzenia |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $N_e$ [kW] | n [obr/min] | [g/kWh] | | | | |
| $N_e > 560$ | $n > 1000$ | 3,0 | 0,8 | 9,5 | 0,25 | 1.01.2003 |
| $N_e > 560$ | $n \leq 1000$ | 3,0 | 0,8 | 9,9 | 0,25 | 1.01.2003 |
| $N_e \leq 560$ | – | 2,5 | 0,6 | 6,0 | 0,25 | 1.01.2003 |
| $N_e > 560$ | – | 2,0 | 0,5 | 6,0 | 0,2 | 1.01.2008 |
| $N_e \leq 560$ | – | 2,0 | 0,5 | 4,5 | 0,15 | 1.01.2008 |

Rozwiązania techniczne, zmierzające do ograniczenia zużycia paliwa przez silniki ZS HD przedstawiono w tabeli 3.3 *[8]*.

**Tabela 3.3. Sposoby zmniejszenia zużycia paliwa przez silniki ZS-HD** *[8]*

| Technologie spalania | Inne |
|---|---|
| – wtrysk bezpośredni, | – obniżenie oporów tarcia: |
| – wyższy stopień sprężania, | • zmniejszenie $c_{śr}$ tłoka, |
| – zwiększenie ciśnienia ładowania, | • zwiększenie skoku tłoka, |
| – niższa temp. kolektora dolotowego, | • obniżenie strat napędu rozrządu, |
| – spalanie w centrum komory spalania przy zredukowanym zawirowaniu ładunku, | • gospodarka energią napędzającą osprzęt, |
| – chłodzenie EGR, | – odzyskiwanie energii hamowania, |
| – zwiększenie max. ciśnienia spalania, | – odzysk energii spalin: |
| – stosowanie 4 zaworów na cylinder, | • turbina mocy, |
| – regulacja faz rozrządu. | • zasobnik ciepła. |

Wymagania normy EURO III i EURO IV dla silników HDD można spełnić za pomocą następujących zabiegów [7]:

a) możliwie szerokie zastosowanie wtrysku bezpośredniego (DI),
b) zmniejszenie średnicy kropel rozpylanego paliwa (poprawienie rozpylenia) przez wzrost ciśnienia wtrysku paliwa i zwiększenie liczby otworków rozpylacza,
c) elektroniczną regulację parametrów wtrysku (q, $\alpha_{ww}$, $\alpha_{wtr}$, $p_{wtr}$) w funkcji wielu zmiennych, przy czym dąży się do zmniejszenia $\alpha_{ww}$, zwiększenia $p_{wtr}$ i skrócenia czasu wtrysku $\alpha_{wtr}$ oraz kształtowania przebiegu wtrysku w zależności od parametrów pracy silnika,
d) obniżenie wycieków i dotrysku paliwa przez zastosowanie bezstudzienkowych rozpylaczy,
e) dobranie optymalnego przebiegu wtrysku paliwa do zmienionej komory spalania, zapewniającego równomierne rozłożenie czasoprzestrzenne rozpylonych kropel paliwa w komorze spalania i zwiększenie zasięgu strug paliwa przez zmianę kształtu krzywki w pompie wtryskowej i skoku wstępnego popychacza,
f) centralne umieszczenie wtryskiwacza,
g) odpowiednie opóźnienie kąta wyprzedzenia wtrysku w wyniku następujących zabiegów:
   - dwustopniowego wtrysku, tj. wtrysku powolnego, początkowej, niewielkiej części dawki, i bardzo szybkiego, pod wysokim ciśnieniem wtrysku (do 160 MPa) głównej części dawki (uzyskuje się to poprzez zastosowanie dwu sprężyn we wtryskiwaczu),
   - wtrysku wysokociśnieniowego (160 do 200 MPa),
   - zwiększenie szczelności i zmniejszenie przecieków oleju przez zmniejszenie liczby pierścieni do trzech oraz nowe rozwiązanie kształtu pierścieni tłokowych,
   - zmniejszenie tarcia i zwiększenie szczelności za pomocą nowego rozwiązania konstrukcyjnego i materiałowego węzła tłok-pierścienie -cylinder (TPC),
   - wprowadzenie wielozaworowych układów rozrządu o regulowanych parametrach,
   - optymalizację faz rozrządu przez zmiany zarysu i kątowego położenia krzywek wałka rozrządu zapewniającego odpowiednie przepłukanie i napełnienie cylindra,
n) konstrukcję przestrzeni spalania i zawirowań (z uwzględnieniem wzajemnych powiązań pomiędzy kształtem kanału dolotowego, konfiguracją przestrzeni spalania i układem hydraulicznym wtrysku),

o) optymalizację układu doładowania silnika przez staranne dobranie rozkładu ciśnień za sprężarką i przed turbiną (dobranie turbosprężarki i jej zabudowy),
p) dobranie regulacji dawkowania paliwa pompy paliwowej oraz kąta wyprzedzenia początku wtryskiwania paliwa w celu uzyskania założonych parametrów pracy silnika przy obniżonej emisji.

Na podstawie analizowanego materiału można przewidywać celowość znacznego wzrostu ciśnienia wtrysku (160-200 MPa) oraz wzrostu ciśnienia doładowania z optymalnym chłodzeniem powietrza doładowującego. Zabiegi te, w połączeniu z komputerowym sterowaniem pracą silnika według optymalnej mapy emisji związków toksycznych, przyczynią się do obniżenia poziomu emisji składników toksycznych w silnikach HDD oraz zmniejszenia zużycia paliwa.

## 4. Przykłady koncepcji modernizacji trakcyjnych pojazdów spalinowych w aspekcie ochrony środowiska

### 4.1. Przykłady modernizacji trakcyjnych silników spalinowych

Kryteria jakimi posłużono się przy doborze silników spalinowych do krajowych pojazdów trakcyjnych były:
a) moc maksymalna co najmniej równa mocy obecnie zainstalowanego silnika w lokomotywie;
b) możliwość montażu silnika ze względu na jego gabaryty;
c) jakość silnika (głównym argumentem jest tutaj marka – firma produkująca) oraz rozwiązania techniczne, które warunkują możliwości spełnienia norm emisji składników toksycznych spalin.

Poniżej przedstawiono koncepcje modernizacji wybranych lokomotyw.

*Modernizacja lokomotywy SM31*

Silnik spalinowy lokomotywy SM31 może zostać zastąpiony 6 innymi modelami, o mocach nieznacznie większych od konstrukcji pierwotnej. Uwagę zwracają znacznie mniejsze pojemności skokowe silników a jednocześnie mniejsze zużycie paliwa i skuteczniejsza ochrona środowiska (tab. 4.1).

**Tabela 4.1. Wybór zamienników silników dla lokomotywy SM31**

| | Model | Moc [kW] | Silnik | Vss [dm$^3$] | D [mm] | S [mm] | W [mm] | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| H. Cegielski | SM31; a8C22W | 882 | 8V | 82 | 2867 | 1627 | 2000 | |
| | | | | | | | | |
| | Model | Moc [kW] | Silnik | Vss [dm$^3$] | D [mm] | S [mm] | W [mm] | Norma |
| Cummins | QST30 | 1000 | V12 | 30 | 1905 | 1161 | 1524 | |
| MTU | 8V396TB14 | 920 | 8V | 31,7 | 2220 | 1580 | 1400 | ERRI |
| MTU | 8V4000R40 | 1000 | 8V | 32,5 | 2015 | 1350 | 1800 | ERRI |
| MTU | 12V396TC14 | 1180 | 12V | 47,5 | 2430 | 1540 | 1400 | ERRI |
| Diesel Engine Maker | KTTA38L | 993 | | | 2210 | 1478 | 1654 | |
| Diesel Engine Maker | KTA50L | 1176 | | | 2600 | 1320 | 1648 | |

*Modernizacja lokomotywy SP32/SP42*

Propozycja modernizacji dotyczy lokomotywy SP32 i SP42 z silnikiem M820SR. Część lokomotyw już została zmodernizowana (7 szt.). Zastosowano w nich silniki MTU 12V396TC14. Jak wynika z zestawienia (tab. 4.2) również tutaj możliwe jest zastosowanie tego silnika. Moce są równe lub większe od 1000 kW przy ponad trzykrotnej redukcji pojemności skokowej. Silniki MTU spełniają normę emisji spalin ERRI.

**Tabela 4.2. Wybór zamienników silników dla lokomotywy SP32**

| | Model | Moc [kW] | Silnik | Vss [dm$^3$] | D [mm] | S [mm] | W [mm] | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 23 August RRL | SP32/SP42; M820SR | 956 | 12V | 159,2 | 2491 | 1445 | 2040 | |
| | | | | | | | | |
| | Model | Moc [kW] | Silnik | Vss [dm$^3$] | D [mm] | S [mm] | W [mm] | Norma |
| Cummins | K38 | 1200 | 12V | 38 | 2189 | 1387 | 1631 | |
| Cummins | QST30 | 1000 | 12V | 30 | 1905 | 1161 | 1524 | |
| MTU | 8V4000R40 | 1000 | 8V | 32,5 | 2015 | 1350 | 1800 | ERRI |
| MTU | 12V396TC14 | 1180 | 12V | 47,5 | 2430 | 1540 | 1400 | ERRI |
| Paxman Engine | VALENTA CL 8V | 1120 | | | 2133 | 1460 | 2273 | |

*Modernizacja lokomotywy SP45*

Silniki spalinowe montowane w krajowych pojazdach trakcyjnych mogą odznaczać się brakiem wystarczającej mocy ciągłej. Przy doborze tej jednostki napędowej poszerzono zakres dopuszczalnych mocy silnika, dlatego wśród zamienników znalazły się również silniki o mocach 1500 kW. Są to również silniki 12 cylindrowe o 2-krotnie mniejszej pojemności skokowej silników. Wszystkie wybrane silniki z rodziny MTU spełniają wymagania normy ERRI dotyczącej emisji spalin (tab. 4.3).

**Tabela 4.3. Wybór zamienników silników dla lokomotywy SP45**

| | Model | Moc [kW] | Silnik | Vss [dm$^3$] | D [mm] | S [mm] | W [mm] | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| H. Cegielski | SP45; 2112SSF | 1250 | 12V | 95,6 | 2845 | 1820 | 2155 | |
| | | | | | | | | |
| | Model | Moc [kW] | Silnik | Vss [dm$^3$] | D [mm] | S [mm] | W [mm] | Norma |
| MTU | 12V396TB14 | 1380 | 12V | 47,5 | 2680 | 1540 | 1550 | ERRI |
| MTU | 12V4000R10 | 1380 | 12V | 48,7 | 2770 | 1520 | 1790 | ERRI |
| MTU | 12V4000R40 | 1500 | 12V | 48,7 | 1500 | 1430 | 1800 | ERRI |
| Diesel Engine Maker | KTTA50L | 1471 | | | 2708 | 1478 | 1721 | |

*Modernizacja lokomotywy ST43*

Najbardziej odpowiednimi zamiennikami silnika 12LDA28 są silniki firmy MTU odznaczające się niskimi pojemnościami silników tej klasy a jednocześnie spełniającymi normy emisji spalin. Poda czterokrotnie zmniejszona zostaje pojemność skokowa silnika, przy jednoczesnej poprawie mocy silnika (tab. 4.4).

**Tabela 4.4. Wybór zamienników silników dla lokomotywy ST43**

| | Model | Moc [kW] | Silnik | Vss [dm$^3$] | D [mm] | S [mm] | W [mm] | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Kraiova RRL | ST43; 12LDA28 | 1544 | 12/2R | 265,8 | 4000 | 1600 | 2300 | |
| | | | | | | | | |
| | Model | Moc [kW] | Silnik | Vss [dm$^3$] | D [mm] | S [mm] | W [mm] | Norma |
| MTU | 16V396TC14 | 1570 | 16V | 63,4 | 2890 | 1560 | 1630 | ERRI |
| MTU | 16V396TB14 | 1840 | 16V | 63,4 | 3080 | 1580 | 1610 | ERRI |
| Pielstick | 12 PA4 V 200 VG | 1765 | 12V | 79,1 | 2630 | 1600 | 1975 | |
| Ruston - Alstom | 6RK270 | 1770 | | | 4020 | 1325 | 2490 | |

*Modernizacja lokomotywy SU46*

Modernizacja silnika spalinowego lokomotywy SU46 możliwa jest przy wykorzystaniu silników kilku firm (tab. 4.5). Moce tych silników przekraczają 1750 kW. Nadal jednak są to silniki bardziej oszczędne niż 2112SSF. Są to jednostki 12 lub 16-cylindrowe (brak danych w przypadku silników firmy Paxman).

**Tabela 4.5. Wybór zamienników silników dla lokomotywy ST44**

| | Model | Moc [kW] | Silnik | Vss [dm$^3$] | D [mm] | S [mm] | W [mm] | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| H. Cegielski | SU46; 2112SSF doł. | 1655 | 12V | 95,6 | 2845 | 1820 | 2155 | |
| | | | | | | | | |
| | Model | Moc [kW] | Silnik | Vss [dm$^3$] | D [mm] | S [mm] | W [mm] | Norma |
| MTU | 16V396TB14 | 1840 | 16V | 63,4 | 3080 | 1580 | 1610 | ERRI |
| Pielstick | 12 PA4 V 200 VG | 1765 | 12V | 79,1 | 2630 | 1600 | 1975 | |
| Paxman Engine | VP185 12V | 1860 | | | 2971 | 1660 | 2175 | |
| Paxman Engine | VALENTA CL | 1790 | | | 2327 | 1432 | 2324 | |

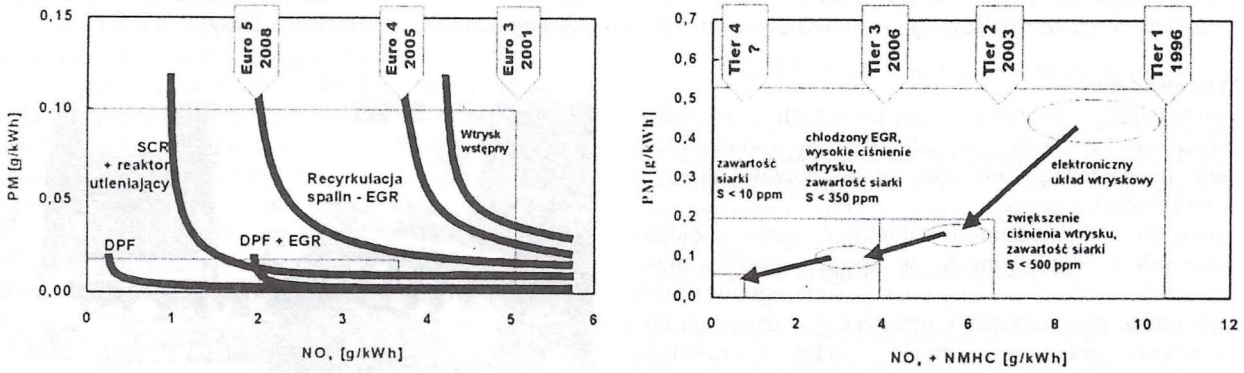
| | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 12V | | | | | | | |

## 5. Podsumowanie

Na podstawie analiz dotychczas produkowanych silników o zapłonie samoczynnym i perspektyw ich rozwoju można stwierdzić, że nie ma problemów ze spełnieniem norm granicznych CO i HC, natomiast trudniejsze jest spełnienie wymogów ograniczających emisję $NO_x$. Bariera emisji cząstek stałych stanowi wymogi krytyczne dla tych silników (rys. 5.1).

Spośród kilkunastu typów spalinowych pojazdów trakcyjnych eksploatowanych w kraju wybrano lokomotywy spalinowe, dla których przedstawiono możliwości modernizacji silników spalinowych pod kątem zmniejszenia szkodliwego oddziaływania na środowisko naturalne.

Reprezentatywne grupy silników wybrano spośród następujących firm: Cummins, MTU, Diesel Engine Maker, Fairbanks Morse Engine, Caterpillar, Pielstick, MAN, Ruston-Alstom oraz Paxman. Razem stanowiły zbiór 70 silników zróżnicowanych pod względem mocy, pojemności skokowej i spełnienia norm emisji spalin.




Rys. 5.1. Kierunki redukcji emisji dla pojazdów heavy-duty a) w Europie b) w USA

Dokonano analizy wymiarowej silników oraz ich mocy do konkretnych zastosowań. Wśród wielu propozycji wybrano najbardziej optymalne warianty, które cechowały się zarówno wysokim stopniem zaawansowania technicznego, jak również odpowiednimi wartościami emisji składników toksycznych (normy emisji spalin). Wybory i próby modernizacji dotyczyły głównie lokomotyw spalinowych jednakże takie same możliwości istnieją dla innych pojazdów trakcyjnych (wybór podyktowany jest rachunkiem ekonomicznym).

## Literatura


[1] *AVL Consulting & Information: Current and Future Exhaust Emission Legislation. AVL List GmbH. Graz 06.2002.*

[2] *AVL Partikelseminar. Graz, 10-12. November 1997.*

[3] *Delarue C.: Diesel car engines – the feasibility of very low exhaust emission. Renault SA. FISITA F98P015, Paris 1998.*

[4] *Egger K., Freudenberg H., Kluegl W., Schoeppe D.: The next generation of fuel injection systems using piezo technology. FISITA World Automotive Congress. Paris 1998.*

[5] *Egger K., Schoeppe D.: Diesel Common Rail II – Injection Technology for the Challenges of the Future. 19. Internationales Wiener Motorensymposium. Wien 1998.*

[6] *Karta UIC 624: Badania emisji gazów wydechowych silników spalinowych trakcyjnych, 1 wydanie, kwiecień 2001.*

[7] *Merkisz J.: Ekologiczne aspekty stosowania silników spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Poznań 1995.*

[9] *Plüger F.: Regulated Two-Stage Turbocharging – KKK's New Charging System for Commercial Diesel Engines. FISITA World Automotive Congress. Paris 1998.*

[10] *Raport ORE B13.*

[11] *Revue Technique Automobile. Injection Diesel: la chasse aux particules est ouverte, No 581, 1996.*

[12] *Sher E.: Handbook of Air Pollution from Internal Combustion Engines, Pollutant Formation and Control, Academic Press, Boston 1998.*

[13] *Shimoda M., Shimokawa K., Uchida N., Tsuji Y., Yokota H., Hosoya M.: Technologies form symultaneous improvements in $NO_x$, PM and fuel consumption for future diesel engines of heavy-duty trucks. FISITA World Automotive Congress. Paris 1998.*