

Silnik spalinowy XXI wieku

ANDRZEJ KOWALEWICZ

Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Politechnika Radomska

Przeprowadzono analizę termodynamiczną obiegu silnika spalinowego, z której wyciągnięto wnioski dotyczące potencjalnych możliwości jego dalszego ulepszenia w aspekcie sprawności i emisji. Głównym z nich jest zasilanie mieszankami ubogimi, w szczególności homogenicznymi, zarówno jeśli chodzi o silnik o ZI jak i o ZS. Omówiono najistotniejsze problemy związane ze spalaniem mieszanek ubogich oraz zaprezentowano nowatorskie rozwiązania konstrukcyjne systemów spalania silników o bardzo małej emisji i wysokiej sprawności. Przedstawiono prognozy dotyczące rozwiązań konstrukcyjnych silników.

1. Wstęp

Głównymi stymulatorami rozwoju silników spalinowych w ostatnich trzydziestu latach XX wieku były:

- ekonomiczność pracy silnika w szerokim zakresie zmienności parametrów jego pracy
- coraz to bardziej obniżane dopuszczalne wartości emisji związków uznanych za szkodliwe i cząstek stałych.

Do niedawna wymagania powyższe w dużej mierze uważane były za sprzeczne, wyższa sprawność cieplna związana jest bowiem ze zwiększoną emisją tlenu azotu, skuteczność katalizatora trzyfunkcyjnego wymaga mieszanki o składzie stechiometrycznym, co nie zapewnia maksymalnej sprawności. Obecnie jednak pogląd ten uległ osłabieniu: w niedalekiej przyszłości wymagania te będą — a już obecnie w dużej mierze są — spełnione jednocześnie.

Również podział na dwa podstawowe rodzaje silników: o ZI i o ZS coraz bardziej ulega zatarciu: silnik o ZI dzięki wtryskowym sposobom tworzenia mieszanki oraz sposobom regulacji obciążenia upodabnia się do silnika o ZS, a silnik o ZS, wskutek coraz częściej stosowanemu trendowi zasilania gazową mieszanką homogeniczną oraz stosowaniu obcego źródła zapłonu, najczęściej iskrowego, upodabnia się do silnika o ZI.

Uwagi te uznałem za niezbędne, aby uzasadnić skupienie się na głównym trendzie rozwojowym dotyczącym silnika wtryskowego o ZI.

Najpierw jednak, wyjdźmy od rozpoznania potencjalnych możliwości tkwiących w podstawach termodynamicznych działania silników spalinowych.

2. Analiza termodynamiczna obiegu pracy silnika

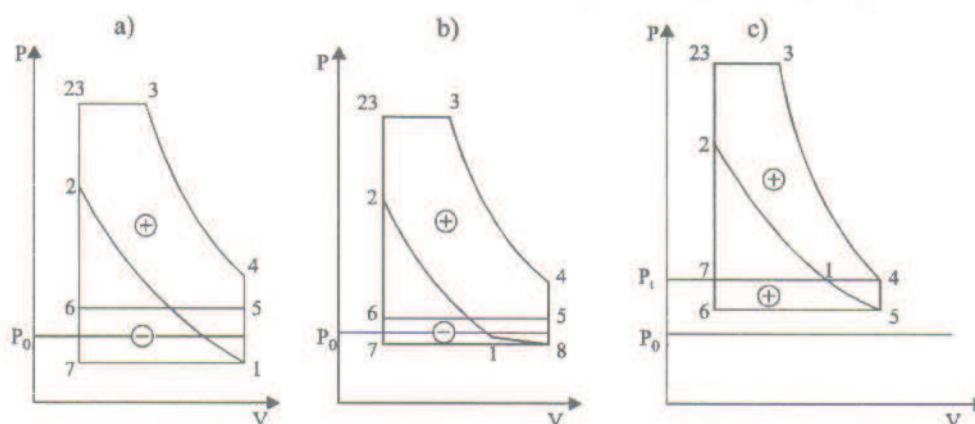
2.1. Obieg termodynamiczny a sprawność

W przypadku braku ograniczenia ciśnienia maksymalnego, jak wiadomo, największą sprawność teoretyczną ma obieg Otto. Sprawność ta zależy tylko od stopnia sprężania ε (pomijając na razie wykładnik politropy k , na który ma wpływ rodzaj czynnika, a więc skład mieszanki) i rośnie z jego wzrostem. Np. jeśli ε wzrośnie z 8 do 10, to sprawność wzrośnie o 7% dla $k=1.4$.

Istnieją dwa źródła strat energii paliwa: jeden związany z odstępstwem obiegu rzeczywistego od teoretycznego oraz drugi związany z różnicą właściwości czynnika rzeczywistego i teoretycznego.

Jeśli chodzi o pierwsze zagadnienie, to znaczne zmniejszenie strat energii można uzyskać, gdy proces spalania będzie trwał możliwie najkrócej, co jest możliwe wyłącznie dla mieszanki homogenicznej i termicznie przygotowanej [1, 2].

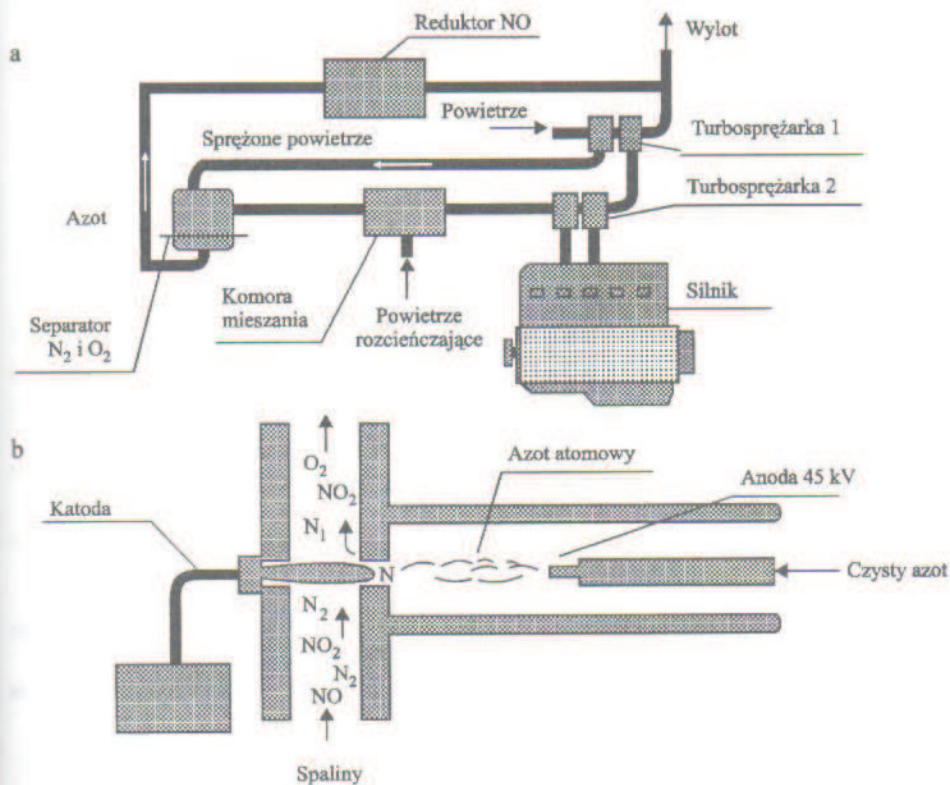
Drugim sposobem zmniejszenia strat energii przez oddziaływanie na obieg jest zmniejszenie różnicy ciśnień pętli wymiany ładunku przy częściowych obciążeniach. Można to uzyskać w wyniku późniejszego zamykania zaworu dolotowego w silniku zarówno wolnossącym jak i doładowanym (obieg Millera), rys. 1 [3, 4].



Rys. 1. Wpływ opóźnienia zamknięcia zaworu dolotowego na obieg silnika czterosuwowego: a) silnik wolnossący konwencjonalny, b) silnik wolnossący z opóźnionym zamykaniem zaworu dolotowego, c) silnik doładowany z opóźnionym zamykaniem zaworu dolotowego (obieg Millera)

Fig. 1. Effect of delayed inlet valve closing for naturally aspirated and turbocharged engine: a) conventional engine, b) naturally aspirated with delayed valve closing, c) turbocharged with delayed valve closing (Miller cycle)

Radykalne obniżenie strat energii na wymianę ładunku można byłoby uzyskać po opanowaniu problemu separacji tlenu od azotu (i reszty gazów) zasysanego powietrza (trzeci sposób). Zachęcające są wyniki badań nad tym problemem [5]. Tlen lub wzbogacone w tlen powietrze zasilające silnik dałoby nieocenione korzyści, jak np. zmniejszanie rozmiarów cylindrów (i silnika), rozszerzenie granic palności mieszanki, a więc większe możliwości pracy na mieszance ubogiej, a separowany azot mógłby być użyty do redukcji NO_x w spalinach, rys. 2.



Rys. 2. Separacja tlenu i azotu w doładowanym silniku o ZS [5]: a) silnik z separatorem O₂ i N₂, b) redukcja NO_x w spalinach

Fig. 2. Separation of oxygen and nitrogen of air turbocharged CI engine: a) engine layout, b) reduction of NO_x in exhaust gases

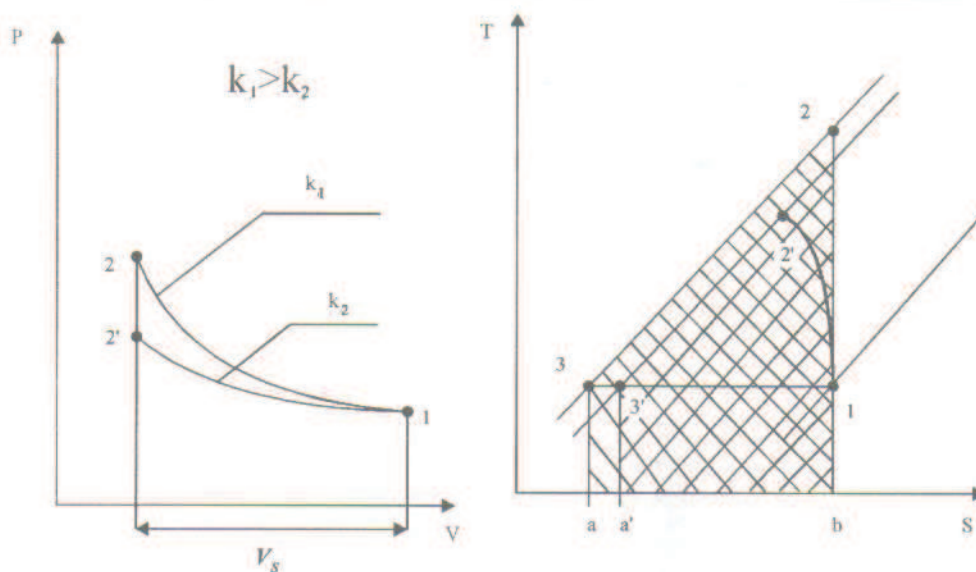
Jeśli chodzi o wpływ własności mieszanki palnej na sprawność cieplną, to rozróżniamy trzy punkty widzenia tego problemu.

Po pierwsze, jeśli silnik zasilany jest mieszanką powietrza i paliwa o dużym cieple parowania i dużej lotności, np. metanol, to wskutek odparowania paliwa wykładnik politropy sprężania jest mały, powodując zmniejszoną pracę sprężania, rys. 3. Ponadto, przy samym ciśnieniu maksymalnym jak dla obiegu odniesienia można doprowadzić więcej energii paliwa i uzyskać większą pracę, rys. 4.

Po drugie, praca rozprężania jest większa dla większych wartości wykładnika politropy k , a więc dla gazów o większym udziale powietrza (większe A/F), wskutek czego sprawność jest większa dla większych k . Przyrost sprawności ze wzrostem k podano w tabeli 1.

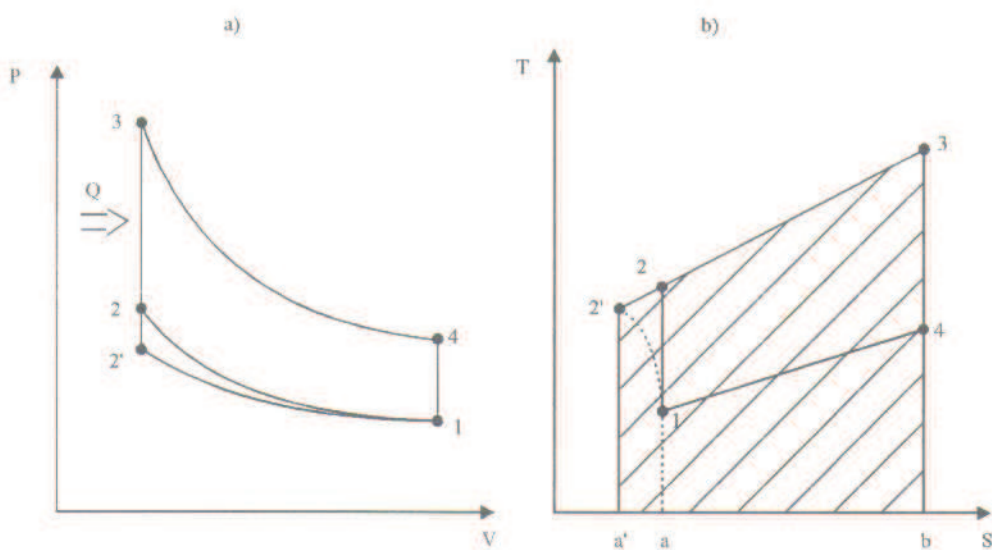
I po trzecie, zwiększenie pracy rozprężania zależy od składu paliwa: większy udział h/c w paliwie powoduje wzrost współczynnika konwersji molekularnej μ przy spalaniu, gdzie:

$$\mu = 1 + 0,21 \frac{3 \cdot \left(h - \frac{o}{8} \right)}{c + 3 \cdot h}$$



Rys. 3. Sprężanie izentropowe z wykładnikiem izentropii k_1 i nieizentropowe z odbiorem ciepła (np. przez parowanie paliwa) z wykładnikiem politropy k_2

Fig. 3. Isentropic compression (isentropic exponent k_1) and non-isentropic compression with heat loss (polytropic exponent k_2) in P-V and T-S diagrams



Rys. 4. Obieg Otto w układzie P-V i T-S dla sprężania izentropowego 1-2 i ze spadkiem entropii 1-2' (np. z odparowaniem paliwa); w pierwszym przypadku: ciepło doprowadzone — a23ba, praca użyteczna — 12341; w drugim przypadku: ciepło doprowadzone — a'2'3ba', praca użyteczna — 12'341

Fig. 4. Otto cycle in P-V and T-S diagrams 1-2 — isentropic compression, 1-2' — non-isentropic compression with heat consumption (e.g. for evaporation of liquid fuel); in the first case: heat addition — a23ba, work — 12341; in the second case: heat addition — a'2'3ba', work — 12'341

T a b e l a 1. Porównanie sprawności obiegu Otto dla różnych k , $\varepsilon=10,0$

Gas	k	η	$\Delta\eta$	$\Delta\eta/\eta$
Real gas	1,33	53,2%	—	—
Air	1,40	60,2%	7,0%	0,131
Oxygen	1,399	60,1%	6,9%	0,129

Np. dla metanolu $\mu=1,21$, a dla benzyny $\mu=1,073$, co oznacza, że przy spalaniu mieszanki metanol – powietrze wydzieli się większa ilość moli gazu niż przy spalaniu mieszanki benzynowo-powietrznej (pomimo zawartości tlenu w cząsteczce metanolu), a to spowoduje wzrost ciśnienia przy spalaniu i rozprężaniu, czyli większą pracę rozprężania.

Podsumowując rozważania termodynamiczne, można wyciągnąć następujące wnioski dotyczące sprawności.

Sprawność obiegu może być podwyższona w wyniku:

- zwiększenia stopnia sprężania ε (jednak istnieje tu pewne optimum związane ze stratami mechanicznymi, które rosną ze wzrostem ε),
- stosowania mieszanki homogenicznej oraz zabiegów powiększających szybkość spalania,
- stosowania obiegu Millera lub opóźnionego zamykania zaworów dolotowego silnika wolnossącego, co ma znaczenie przy obciążeniach częściowych,
- zasilanie mieszankami ubogimi,
- zasilanie paliwami mającymi duży współczynnik konwersji molekularnej μ oraz o dużym cieple parowania, np. metanolem.

2.2. Obieg termodynamiczny a emisja

Niskie wartości emisji są możliwe do uzyskania zarówno przez oddziaływanie na czynnik termodynamiczny, jak i kontrolę jego przemian termokinetycznych.

Jeśli chodzi o pierwsze zagadnienie, to jak wiadomo, radykalne zmniejszenie emisji można otrzymać dla składu mieszanki określonego przez $\lambda \approx 1,4$. (Realizacja spalania mieszanek ubogich jest omówiona w dalszym ciągu).

Także samo paliwo ma wpływ na emisję gazów i cząstek stałych. Ogólnie można postawić hipotezę, że:

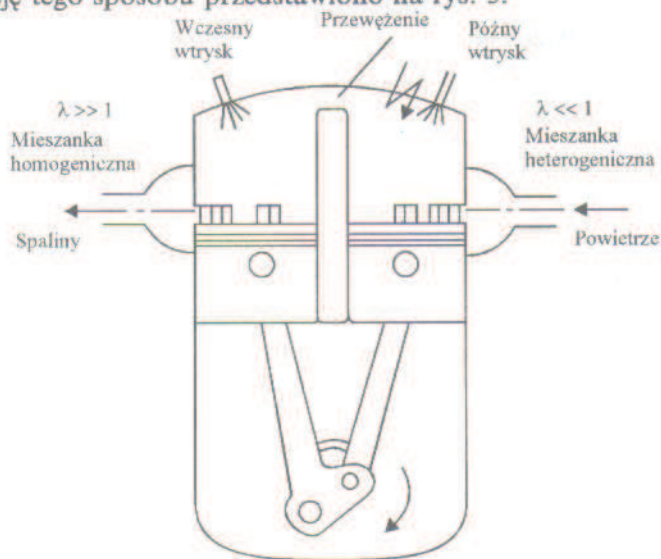
- im niższa temperatura maksymalna obiegu, tym niższa emisja NO_x ,
- im większy udział tlenu w cząsteczce paliwa, tym szybciej się ono spala na CO_2 i H_2O stwarzając mniej szans na powstanie CO i NO_x oraz niespalone węglowodory.

Doprowadzenie spalin z poprzedniego obiegu (recyrkulacja zewnętrzna lub wewnętrzna) wpływa na zmniejszenie emisji NO_x przez obniżenie temperatury spalania oraz chemiczne oddziaływanie NO_x z produktami spalania.

Natomiast jeśli chodzi o samą realizację obiegu, to znanym z praktyki silnikowej i energetyki, teoretycznie uzasadnionym sposobem, jest podział procesów spalania na dwa etapy: 1 etap — bogata mieszanka, niska temperatura, 2 etap — uboga mieszanka, wysoka temperatura. Taki sposób organizacji procesów spalania ma miejsce w systemach spalania z komorami dzielonymi, jednak jest on mało ekonomiczny ze względu na straty energii paliwa na pompowanie i wymianę ciepła ze ściankami.

Dwuetaповy sposób spalania można zrealizować także w silniku dwutłokowym, gdzie procesy spalania w obu cylindrach są przesunięte w fazie.

Realizację tego sposobu przedstawiono na rys. 5.



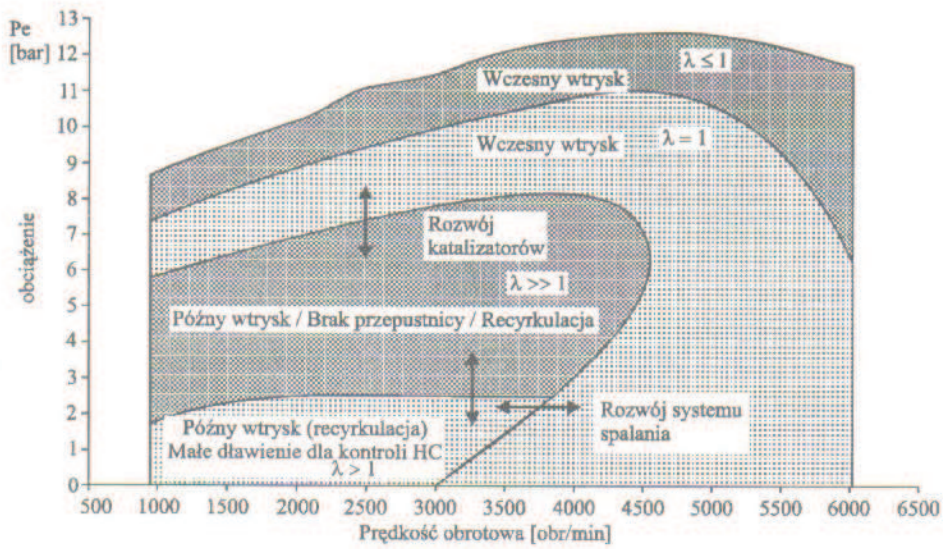
Rys. 5. Silnik dwucylindrowy (typu Puch) z dwustopniowym spalaniem

Fig. 5. Dual-cylinder engine with synchronous piston motion (e.g. Puch) in which two-stage combustion may be realized

3. Jak spalać ubogą mieszankę

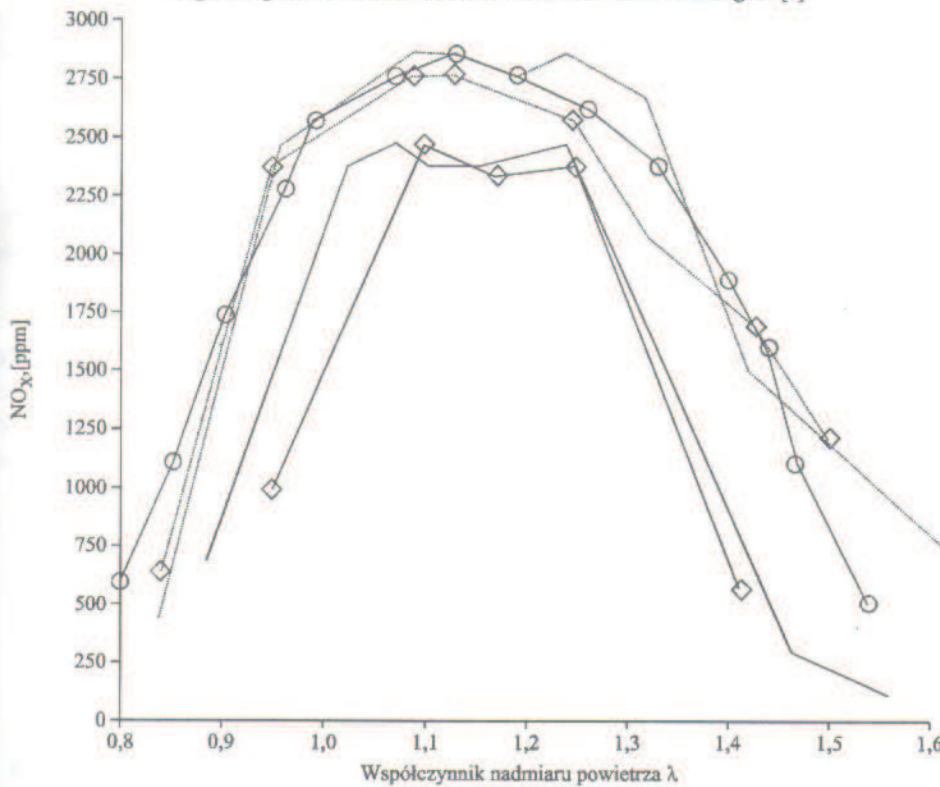
Z powyższych wywodów termodynamicznych wynika, że jednym z najważniejszych problemów jakie stoją przed konstruktorami silników o dużej sprawności i małej emisji jest opanowanie spalania mieszanek ubogich, zwłaszcza homogenicznych. Ten problem tylko częściowo został rozwiązany przez japońskie firmy Toyota i Mitsubishi dla mieszanek heterogenicznych $\lambda \geq 1$, rys. 6, natomiast pozostał nierozwiązany dla mieszanek homogenicznych o $\lambda > 1$. Przy dużych obciążeniach i prędkościach obrotowych wymagana jest mieszanka stechiometryczna lub nieco bogatsza, co warunkuje uzyskanie dużej mocy silnika.

Uwarstwienie ładunku, uzyskiwane w wyniku wtrysku podczas sprężania do przestrzeni wycięcia w tłoku w pobliżu świecy zapłonowej zapewnia spalanie



Rys. 6. Charakterystyka ogólna silnika GDI firmy Mitsubishi [6]

Fig. 6. Operational characteristics of Mitsubishi GDI engine [6]



Rys. 7. Emisja NO_x w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ dla silnika 2-cylindrowego 170.A000 [7]

— ciekła benzyna, \diamond — ciekła benzyna+dod. powietrza, --- pary benzyny, \square — pary benzyny+struga powietrza, \circ — gaz propan-butane

Fig. 7. NO_x emission vs coefficient of air excess λ for two-cylinder engine 170.A000 [7]

— liquid gasoline, \diamond — liquid gasoline+additional air, --- gasoline vapour, \square — gasoline vapour+air fumigation, \circ — gas propane-butane

mieszanek ubogich (jak w silniku o ZS) ale nie homogenicznych, co przedłuża z kolei okres spalania oraz wymaga niepotrzebnej pracy sprężania powietrza nie biorącego udziału w spalaniu, i w konsekwencji nie zapewnia wysokiej sprawności. W tym miejscu wypada zaznaczyć że uboga mieszanka pozwala uzyskać drastyczne obniżenie NO_x , rys. 7, oraz — do pewnego stopnia zubożenia — HC, nie wspominając o CO, a gdy jest homogeniczna (i przygotowana chemicznie do spalania) również i wysoką sprawność.

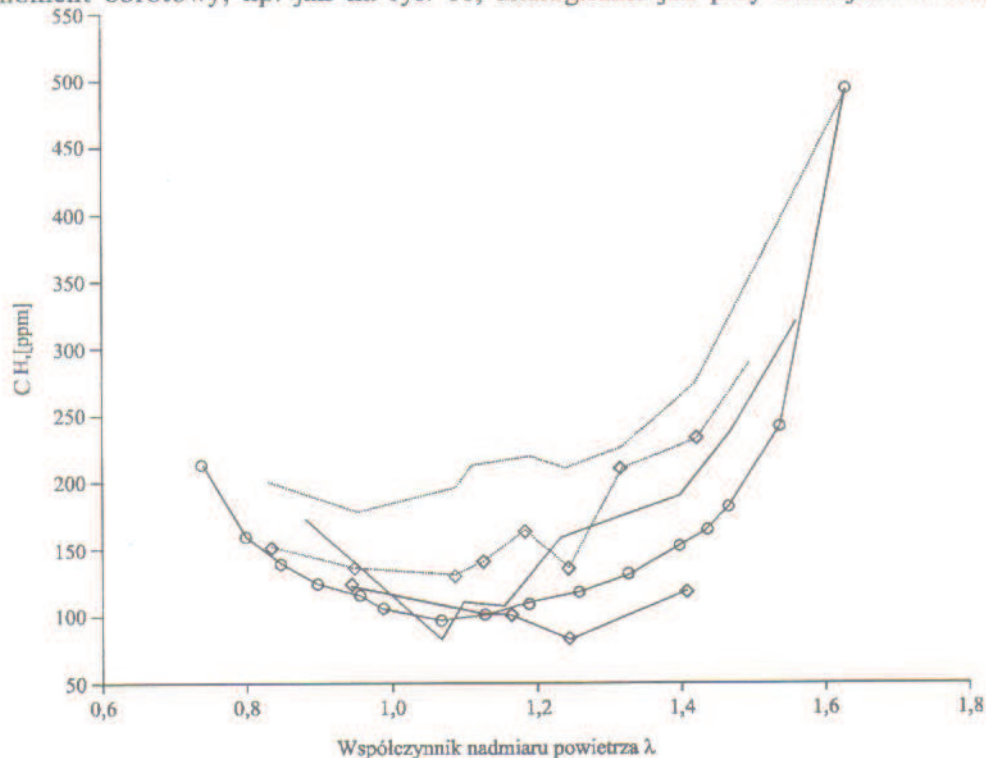
Spalanie ubogich mieszanek heterogenicznych, jest dużo prostsze niż homogenicznych, gdyż dolna granica palności tych mieszanek jest znacznie przesunięta w kierunku składu ubogiego w stosunku do mieszanek homogenicznych.

Na przeszkodzie zubożenia mieszanki stoją dwie istotne bariery:

- niepowtarzalność kolejnych obiegów pracy
- wzrost emisji węglowodorów po przekroczeniu pewnego stopnia zubożenia mieszanki,

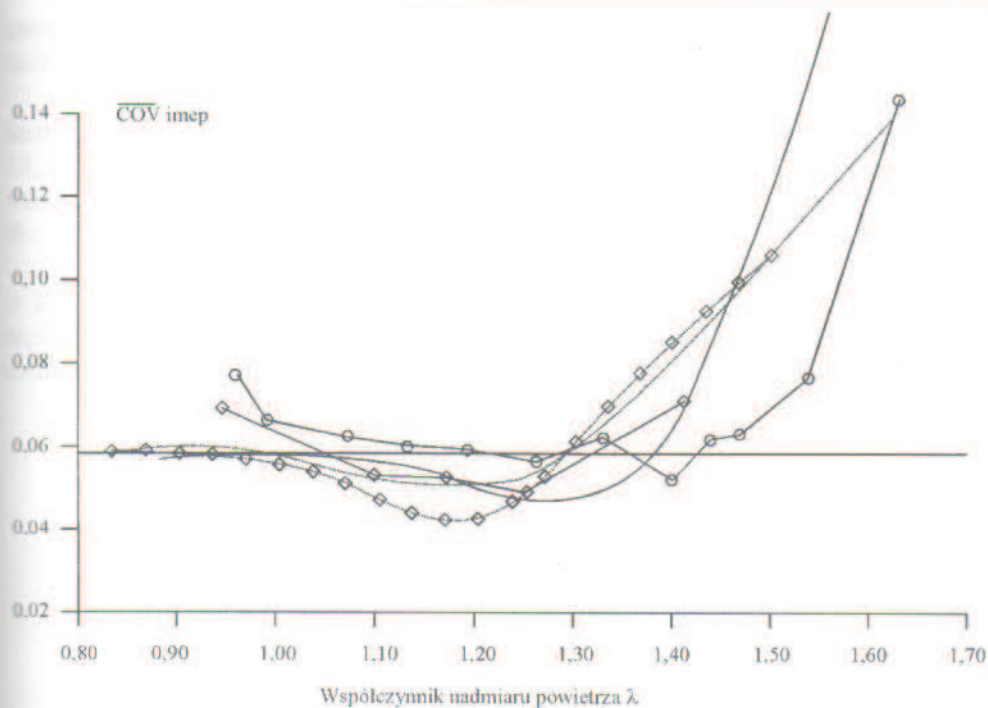
które mogą być zilustrowane wykresami na rysunkach 8 i 9.

Także przy pewnych stopniach sprężania i określonym składzie mieszanki, F/A, może pojawić się spalanie stukowe. Również ze zubożeniem mieszanki maleje moment obrotowy, np. jak na rys. 10, analogicznie jak przy zmniejszaniu dawki



Rys. 8. Emisja węglowodorów w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ dla silnika jak na rys. 7 [7]. Oznaczenia jak na rys. 7

Fig. 8. Hydrocarbon emission vs. coefficient of air excess λ for gasoline and propane-butane [7]. Notations as in Fig. 7



Rys. 9. Współczynnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ dla silnika jak na rys. 7 [7]. Oznaczenia jak na rys. 7

Fig. 9. COV_{imep} emission vs. coefficient of air excess λ for gasoline and propane-butane [7]. Notations as in Fig. 7

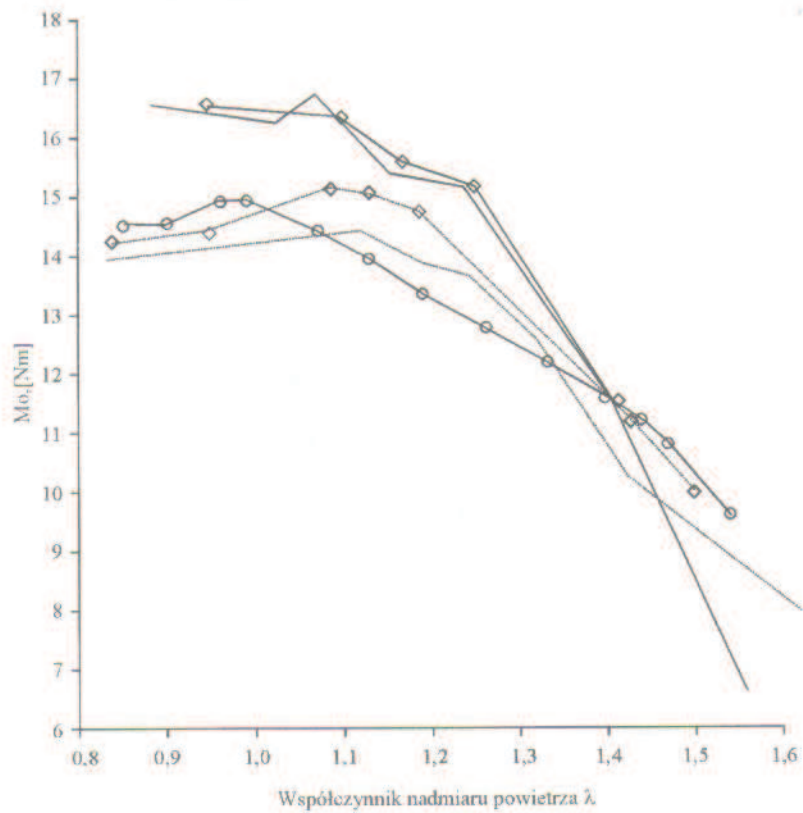
paliwa w silniku wysokoprężnym. Ta niedogodność może być jednak wykorzystana do regulacji obciążenia (jak wspomniano w silniku wysokoprężnym), co pozwala wyeliminować przepustnicę i straty energii związane z dławieniem. Pogląd ten wyraża również A. Warbunton, Ricardo Cons. Engrs [8].

Przesunięcie dolnej granicy palności mieszanek homogenicznych uzyskać można w wyniku:

- turbulizacji ładunku [9, 10, 12],
- przygotowania termiczno-chemicznego mieszanki [1, 2, 11],
- zastosowanie paliw gazowych np. metan lub propan-butan [12] oraz paliw ciekłych w postaci odparowanej [13] zarówno przy zapłonie iskrowym jak i samoczynnym,
- domieszki wodoru (gazu o bardzo szerokich granicach palności) do mieszanek gazowych [14] lub specjalnego wspomaganie zapłonu iskrowego wodorem, system HAJI [15],
- zapłonu plazmowego o dużej energii [16].

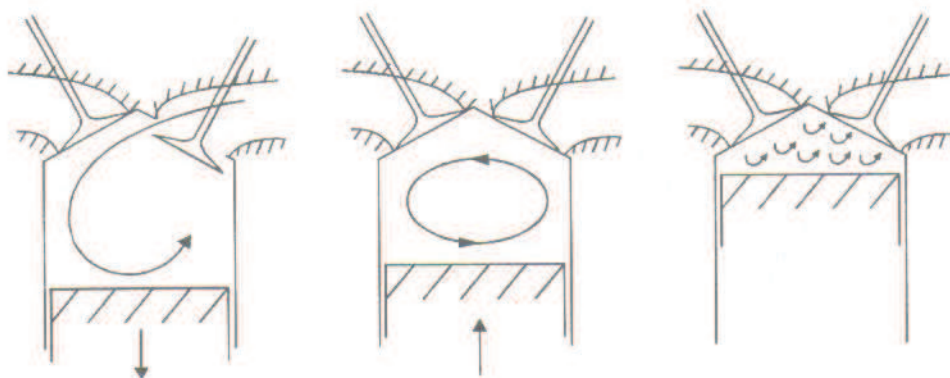
Poniżej omówimy przedstawione sposoby.

Turbulizację ładunku, przyspieszając procesy spalania i obniżając emisję, uzyskać można w wyniku „wtryskiwania” sprężonego powietrza do cylindra lub przez



Rys. 10. Wykres momentu obrotowego silnika jak na rys. 7 z wyłączonym jednym cylindrem w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ [7]. Oznaczenia jak na rys. 7

Fig. 10. Torque vs. coefficient of air excess λ for gasoline and propane-butane [7]. Notations as in Fig. 7



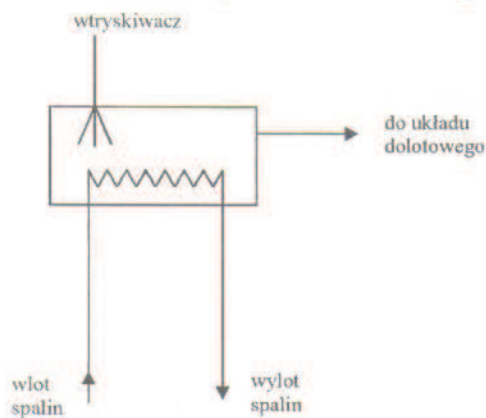
Rys. 11. Powstanie, rozwinięcie i rozpad zawirowania typu „beczka”

Fig. 11. Formation, development and brake-up of vortex type “tumble”

zastosowanie zawirowania beczkowego (ang. tumble), które rozpada się na wiry turbulenty pod koniec suwu sprężania, rys. 11.

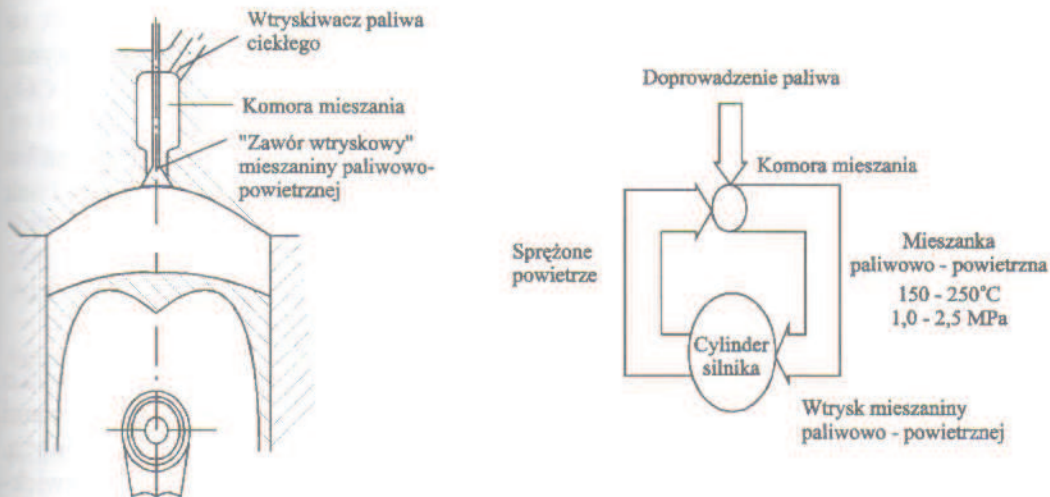
Przygotowanie termiczno-chemiczne mieszanki palnej uzyskać można przez łączne podgrzewanie paliwa i powietrza w ogrzewanym przez spaliny pojemniku rys. 12, lub, jak w przypadku dwusuwów, przez przetrzymywanie przez jeden cykl paliwa wtryskiwanego do komory zasobnikowej wypełnionej podgrzany powietrzem ze skrzyni korbowej, rys. 13.

Zastosowanie paliw gazowych jest powszechnym trendem nie tylko w silnikach o ZI, ale także o ZS. Dopuszczalne ze względu na wymienione wyżej bariery zużycie mieszanki gazu palnego i powietrza może być bardzo duże, rys. 8 i 9, zwłaszcza przy zastosowaniu turbulencji ładunku. Także gazem palnym może być



Rys. 12. Odparowywacz benzyny

Fig. 12. Gasoline vaporiser



Rys. 13. System spalania dwusuwowego silnika spalinowego AVL DMI i zasada jego działania

Fig. 13. Combustion system of two-stroke I.C. engine of AVL DMI and its working principle

odparowane paliwo ciekłe, jak metanol czy benzyna, jednak w tym przypadku należy liczyć się ze zmniejszonym obciążeniem wskutek spadku napętnienia. Domieszki wodoru, do paliwa gazowego (hythan=metan z domieszką wodoru) zwiększa możliwość dopuszczalnego zubożenia mieszanki.

Również zastosowanie specjalnego układu zapłonowego, np. plazmowego lub systemu HAJI daje bardzo dobre efekty. Na specjalną uwagę zasługuje ten ostatni. Istota tego systemu, zaprezentowanego przez Watsona na Fourth APISCEU (1997) polega na zapłonie ubogiej mieszanki homogenicznej przy pomocy żagwi płonącej mieszanki wodorowo-powietrznej zapalanej iskrą w komorze wstępnej o objętości 0,7% objętości cylindra (tzw. zapłon żagwiowy wspomagany wodorem). System ten jest obiecujący, ale wymaga dodatkowego zasilania wodorem.

4. Oddziaływanie na spaliny

Dotychczasowe katalizatory: tryfunkcyjny do silników o ZI pracujący efektywnie tylko przy $\lambda = 1$ i utleniający do silników o ZS, nieskuteczny w odniesieniu do NO_x muszą być w niedalekiej przyszłości zastąpione przez katalizator skutecznie działający w zakresie mieszanek o $\lambda > 1$. Pierwsze katalizatory spełniające ten wymóg i działające na różnych zasadach opracowały dwie firmy: Toyota i Mitsubishi [17].

Katalizator Toyoty jest w zasadzie pojemnikiem na NO_x , gdy silnik działa przy $\lambda \neq 1$. Przy $\lambda > 1$, NO jest utleniane do NO_2 i jest magazynowane za pomocą baru jako $\text{Ba}(\text{NO}_3)_2$ będącego ciałem stałym. Kiedy mieszanka jest bogata zachodzi proces odwrotny, powstaje NO, które jest redukowane przy pomocy niespalonych węglowodorów do N_2 i O_2 w obecności katalizatora platynowego lub irydowego. Lepszym materiałem przechowującym jest Na, ale reagując z siarką paliwa niszczy ceramiczny nośnik katalizatora.

Katalizator Mitsubishi działa w zasadzie jako katalizator tryfunkcyjny. Jest to katalizator zeolitowy, bądź wyposażony w złożę z metali szlachetnych (platyna, rod). Redukuje NO do N_2 i O_2 oraz utlenia CO na CO_2 i węglowodory na CO_2 i H_2O .

Można przewidywać, że w najbliższym czasie opanowana zostanie technika dopalania HC i CO oraz redukcji NO, a także wyłapywanie cząstek spalin i ich wypalanie w urządzeniu filtrującym spaliny.

5. Paliwa ekologiczne

Do zmniejszenia szkodliwego oddziaływania silników spalinowych na środowisko naturalne przyczynić się mogą także bardziej ekologiczne paliwa. Prace nad paliwami idą w dwu kierunkach: ulepszania (reformułowania) paliw konwencjonalnych, ropopochodnych, benzyny i oleju napędowego [18, 19], głównie w aspekcie zwiększenia skłonności do zapłonu (co pozwoli znacznie skrócić czas rozruchu) oraz stosowania paliw tzw. alternatywnych, głównie gazów, alkoholi i paliw roślinnych, na okoliczność zastosowania których przeprowadzono już wszechstronne badania [20].

Na specjalną uwagę zasługuje trend zasilania paliwami gazowymi nie tylko silników o ZI, ale również o ZS: wiele referatów na japońskiej konferencji silnikowej COMODIA '98 dotyczyło zasilania silników o ZS ubogimi mieszankami homogenicznymi, np. [21]. Zapłon takiej mieszanki realizowany jest iskrowo lub za pomocą wtrysku dawki zapłonowej paliwa o dużej liczbie cetanowej.

6. Podsumowanie

Nowoczesny silnik początku XXI wieku będzie silnikiem o ZI następujących głównych właściwościach:

- zasilanie ubogą mieszanką homogeniczną uaktywnioną termochemicznie lub gazami, bądź alternatywnie przez wysokociśnieniowy wtrysk (common-rail) podczas suwu napełnienia,
- turbulizowanie ładunku za pomocą strugi powietrza,
- regulacja jakościowa momentu obrotowego (jak w silniku o ZS), brak przepustnicy (rys. 10),
- doładowanie najprawdopodobniej systemem Millera (późne zamykanie zaworu dolotowego),
- regulowany układ rozrządu silnika wolnossącego,
- kontrolowane zawirowanie typu beczkowego (ang. tumble),
- zapłon za pomocą świecy plazmowej o wysokiej energii,
- układ wydechowy zaopatrzony w katalizator trzyfunkcyjny, wysokosprawny w przypadku obecności tlenu w spalinach.

Sprawność nowoczesnego silnika o ZI dorówna sprawności silnika o ZS, a emisja będzie niższa niż silnika o ZS. Część populacji silników o ZI zasilania będzie mieszanką benzyny z kilkunastoprocentowym dodatkiem metanolu.

Silniki o ZS będą rozwijane i produkowane równolegle. Będą one doładowane (również systemem Millera) zasilane przez wtrysk wysokociśnieniowy (common rail). Zawirowanie ładunku kontrolowane będzie (jak obecnie w nowych konstrukcjach) przez klapę na podzielonym wzdłuż i specjalnie ukształtowanym kanale dolotowym. Silnik spełniający wymagania standardów Euro IV wyposażony będzie w katalizator (zeolitowy) trzyfunkcyjny, analogiczny do tego, jaki będzie w silnikach o ZI na ubogą mieszankę. Część populacji będzie zasilana paliwem pochodzenia roślinnego: w Europie — głównie w krajach rolniczych, a na świecie — głównie południowo-wschodniej Azji.

Zastosowanie gazów zwiększy się, zarówno w silnikach o ZI jak i ZS; stosowana będzie uboga mieszanina gazowo-powietrzna.

Referat programowy (na zaproszenie organizatorów) na konferencji INTERKONMOT'98 w Zakopanem, 1998.

Literatura

- [1] ONISHI et al.: *Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) — A New Combustion Process for CI Engines*. SAE Paper 79051, 1979.
- [2] KOWALEWICZ A., PAWLAK G., RÓZYCKI A.: *Lean Operating Limit of SI Engine Fuelled with Different Homogeneous Mixtures*. COMODIA'98, Kyoto 1998.
- [3] BASSET M.D., BLAKLY S.C., FOSS P.W.: *A Simple Two-State Late Intake Valve Closing*. Proc. Instn. Mech. Engrs, vol. 211, Journal of Automobile Engineering, 1997.
- [4] ZINNER K.: *Aufladung von Verbrennungsmotoren*. Springer Verlag, Berlin 1985.
- [5] KAICHER C., SEKAR R.: *Science for a New Generation*. Engine Technology International. Power to the Future. The Experts Opinions, 1997, s. 16÷20.
- [6] GDI — Gasoline Fuel Injection. Mitsubishi Motors Information, 1998.
- [7] KOWALEWICZ A., PAWLAK G., RÓZYCKI A.: *Lean Operation of SI Engine Fuelled with Homogeneous Mixtures*. FISITA'98, Paris 1998.
- [8] WARBURTON A.: *Wywiad w Automotive Engineer*, No 3, 1998.
- [9] RYCHTER T.: *Spalanie ubogich ładunków w użytkowym silniku o ZI*. Biuletyn Informacyjny ITC Politechniki Warszawskiej, 1985.
- [10] PAWLAK G.: *Combustion of Lean Mixture in SI Engine in Terms of Increased Turbulence Intensity*. Referat na 15th International Symposium on Combustion Processes, Zakopane 1997.
- [11] LANDFAHREN K. et al.: *Thermodynamic Analysis and Optimisation of Two-Stroke Gasoline Engines*. SAE Paper 890415, 1989.
- [12] KOWALEWICZ A., PAWLAK G., RÓZYCKI A.: *Lean Burn SI Engine with Charge Stratification by Directed Jet*, The 4th Asian-Pacific International Symposium on Combustion and Energy Utilization, Proceedings of APISCEU'98, Bangkok, 1997.
- [13] KOWALEWICZ A., LUFT S.: *Methanol Fuelled CI Engine with Heat Recovery*. 26th ISATA Proceedings, Aachen, 1993.
- [14] HANSEL J., RAMAN S.V.: *Hythan — A Status Report*. 26th ISATA Proceedings, Aachen, 1993.
- [15] WATSON H.: *Ultra Lean-Burn — The Future for High Efficiency Low Emission Engines*. Proceedings of The 4th APISCEU'97, Bangkok, 1997.
- [16] OPPENHEIM A.K.: *Pulsed-Jet Combustion — its Past, Present and Future*. Archiwum Combustionis, vol. 11 (1991) Nr 1–2.
- [17] *Auto, Motor und Sport*. No 1, 1998, str. 50÷51.
- [18] AMANN C.: *Future Automotive Fuels from a US Standard*. AVL Conference „Engine and Environment”, Graz, 1991.
- [19] TRITTHARD P.: *Auforderung an Otto- und Dieselmotoren*. AVL Conference „Engine and Environment”, Graz, 1991.
- [20] LOTKO W.: *Influence of the Fuel Kind on Characteristics of the fuel Pressure in an Injection. Pipe and Injector Needle Lift in a Diesel Engine*. Archiwum Motoryzacji, Nr 1–2, 1997.
- [21] AMNEUS P. et al.: *Homogeneous Charge Compression Ignition Engine: Experiments and Detailed Kinetics Calculations*. COMODIA'98, Kyoto, Japan, 1998.

Internal Combustion Engine of 21. Century

Summary

Thermodynamic analysis of I.C. engine working-cycle has shown its potential capabilities of further development in view of economy and emissions. The engine, that will fulfil the demands of high efficiency and low emissions is the engine (both S.I. and C.I.) fuelled with lean homogeneous mixtures. The technique of fuelling with lean homogeneous mixtures, especially these thermally/chemically activated and the effect of air fumigation on efficiency and emission is discussed. The features, with which the novel engine will be characterised are shown and discussed.