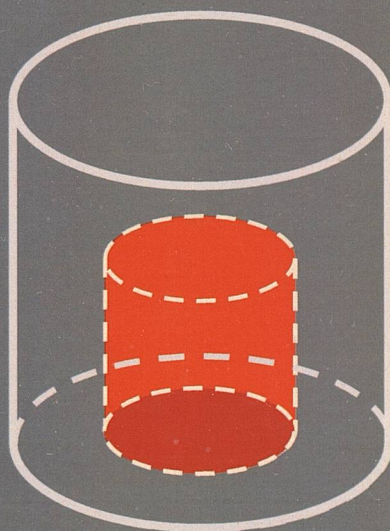
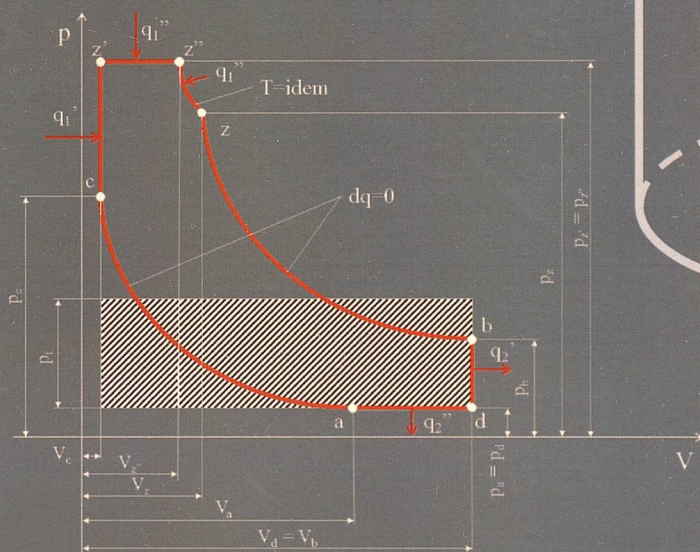


# Wybrane zagadnienia teorii tłokowych silników spalinowych w aspekcie zmian objętości skokowej

Biblioteka Główna i OINT  
Politechniki Wrocławskiej



100100342135



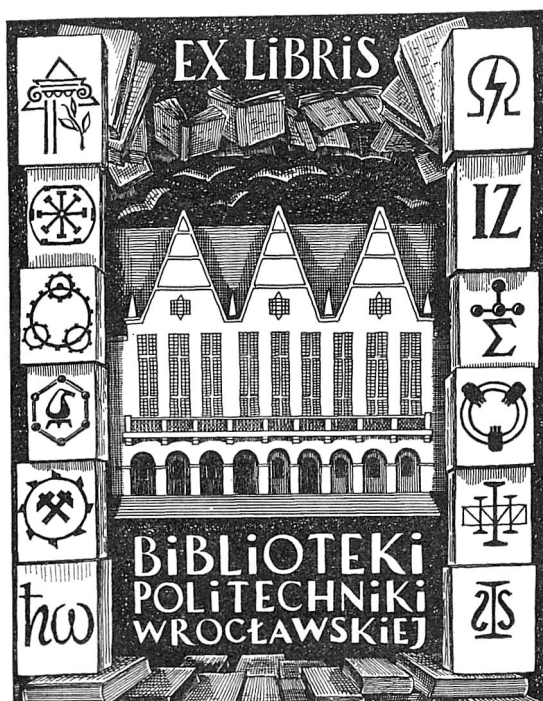
Zbigniew J. Sroka



Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej

Zbigniew J. SROKA

Selected topics of the theory  
of reciprocating internal combustion engines  
due to downsizing







**Zbigniew J. Sroka**

**Wybrane zagadnienia teorii  
tłokowych silników spalinowych  
w aspekcie zmian objętości skokowej**



## Recenzenci

Andrzej AMBROZIK

Zbigniew GNUTEK

## Opracowanie redakcyjne i korekta

Hanna JUREK

Wszelkie prawa zastrzeżone. Żadna część niniejszej książki, zarówno w całości, jak i we fragmentach, nie może być reprodukowana w sposób elektroniczny, fotograficzny i inny bez zgody wydawcy i właściciela praw autorskich.



372555L/1

© Copyright by Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013

OFICyna WYDAWNICZA POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ

Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

<http://www.oficyna.pwr.wroc.pl>

e-mail: [oficwyd@pwr.wroc.pl](mailto:oficwyd@pwr.wroc.pl)

zamawianie.ksiazek@pwr.wroc.pl

ISSN 0324-962X

Drukarnia Oficyny Wydawniczej Politechniki Wrocławskiej. Zam. nr 771/2013.



*budowa i eksploatacja maszyn,  
silnik spalinowy,  
termodynamika, downsizing*

Zbigniew J. SROKA\*

## **WYBRANE ZAGADNIENIA TEORII TŁOKOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH W ASPEKCIE ZMIAN OBJĘTOŚCI SKOKOWEJ**

W niniejszej książce zostały opisane zagadnienia związane z zastosowaniem idei downsizingu w odniesieniu do silników spalinowych. Wprowadzono średnicę cylindra i skok tłoka do oceny zjawisk towarzyszących zmianom objętości skokowej jako wskaźniki tych zmian. Takie potraktowanie zagadnienia zmiany objętości porządkuje relacje między parametrami cyklu pracy silnika i wskaźnikami eksploatacyjnymi i konstrukcyjnymi oraz ułatwia wykazanie odmienności efektów, mimo stosowania takich samych zmian objętościowych. Opisano rodzaje zmniejszania objętości skokowej silnika i wprowadzono pojęcie wskaźnika downsizingu. Istotnym osiągnięciem jest wprowadzenie do teorii silników spalinowych zmodyfikowanego wzoru definiującego sprawność uogólnionego cyklu pracy silnika. Przez ocenę wybranych parametrów termodynamicznych, konstrukcyjnych i eksploatacyjnych silnika spalinowego wraz z wykazaniem synergii między nimi podjęto próbę określenia zakresu stosowania zabiegu zmniejszenia objętości skokowej.

---

\* Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław.

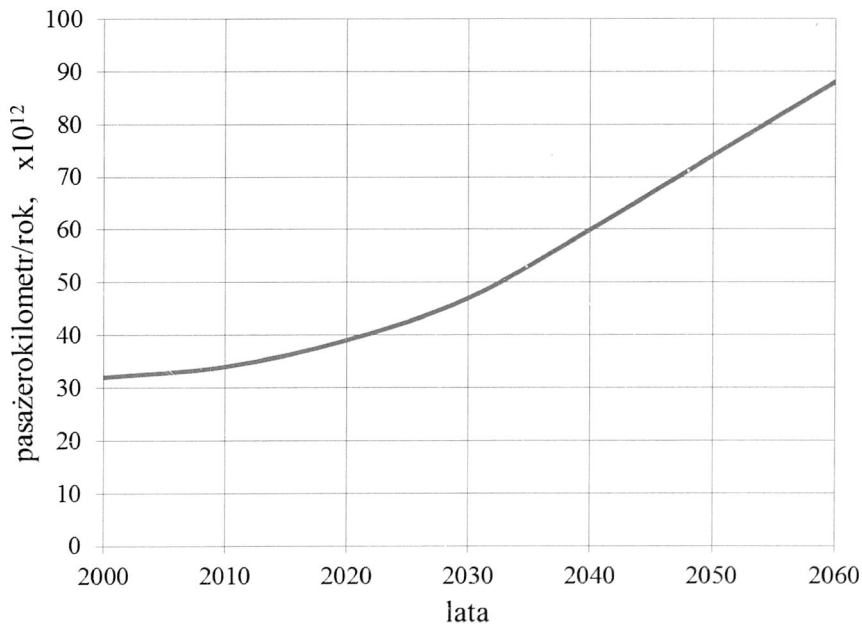
## WYKAZ OZNACZEŃ

|          |                                                                          |
|----------|--------------------------------------------------------------------------|
| $A$      | – współczynnik zmiany skoku tłoka                                        |
| $B$      | – współczynnik zmiany średnicy cylindra                                  |
| $B_h$    | – dawka paliwa w cyklu, kg                                               |
| $C$      | – współczynnik zmiany stopnia sprężania                                  |
| $D$      | – średnica cylindra silnika, m                                           |
| $D_o$    | – średnica pierścienia w stanie swobodnym, m                             |
| $d_s$    | – średnica zewnętrzna sworznia, m                                        |
| $f_s$    | – strzałka ugięcia sworznia, m                                           |
| $g$      | – grubość denka tłoka, m                                                 |
| $g_e$    | – jednostkowe zużycie paliwa, g/(kWh)                                    |
| $G_e$    | – zużycie paliwa w jednostce czasu, kg/h                                 |
| $h$      | – wysokość cylindrycznej komory sprężania, m                             |
| $i$      | – liczba cylindrów                                                       |
| $L_p$    | – rzeczywista ilość powietrza potrzebna do spalenia 1 kg paliwa, kmol/kg |
| $l_t$    | – długość części prowadzącej tłoka, m                                    |
| $M_{gk}$ | – moment gnący w trzonie korbowodu, Nm                                   |
| $MR$     | – uniwersalna stała gazowa, J/(kmol K)                                   |
| $n$      | – prędkość obrotowa silnika, obr/min                                     |
| $N_e$    | – moc efektywna silnika, kW                                              |
| $P_g$    | – maksymalna siła gazowa, N                                              |
| $P_p$    | – siła styczna działająca na pierścień, N                                |
| $p_a$    | – ciśnienie na początku efektywnego sprężania, N/m <sup>2</sup>          |
| $p_b$    | – ciśnienie na końcu rozprężania, N/m <sup>2</sup>                       |
| $p_c$    | – ciśnienie na końcu efektywnego sprężania, N/m <sup>2</sup>             |
| $p_e$    | – średnie ciśnienie efektywne, N/m <sup>2</sup>                          |
| $p_i$    | – średnie ciśnienie indykowane, N/m <sup>2</sup>                         |
| $p_o$    | – ciśnienie otoczenia, N/m <sup>2</sup>                                  |
| $p_{tr}$ | – średnie ciśnienie tarcia, N/m <sup>2</sup>                             |
| $p_z''$  | – maksymalne ciśnienie cyklu pracy, N/m <sup>2</sup>                     |
| $q$      | – jednostkowe obciążenie tłoka, W/m <sup>2</sup>                         |
| $Q_l$    | – ciepło dawki paliwa, W                                                 |
| $S$      | – skok tłoka, m                                                          |
| $T_a$    | – temperatura na początku efektywnego sprężania, K                       |
| $T_b$    | – temperatura na końcu rozprężania, K                                    |
| $T_c$    | – temperatura na końcu efektywnego sprężania, K                          |
| $T_o$    | – temperatura otoczenia, K                                               |
| $T_z''$  | – maksymalna temperatura cyklu pracy, K                                  |

|                                                  |                                                                                                      |
|--------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $W_d$                                            | – wskaźnik downsizingu                                                                               |
| $W_u$                                            | – wartość opałowa paliwa, J/kg                                                                       |
| $V_b$                                            | – objętość przestrzeni spalania, m <sup>3</sup>                                                      |
| $V_c$                                            | – objętość przestrzeni kompresji, m <sup>3</sup>                                                     |
| $V_s$                                            | – objętość skokowa pojedynczego cylindra, m <sup>3</sup>                                             |
| $V_{ss}$                                         | – objętość skokowa silnika spalinowego, m <sup>3</sup>                                               |
| $\delta$                                         | – stopień kolejnego procesu ekspansji                                                                |
| $\varepsilon$                                    | – geometryczny stopień sprężania                                                                     |
| $\varepsilon_s$                                  | – efektywny stopień sprężania                                                                        |
| $\eta_m$                                         | – sprawność mechaniczna silnika                                                                      |
| $\eta_e$                                         | – sprawność efektywna silnika                                                                        |
| $\eta_t$                                         | – sprawność teoretyczna cyklu pracy                                                                  |
| $\eta_v$                                         | – sprawność wolumetryczna (stopień napełnienia)                                                      |
| $\kappa$                                         | – wykładnik izentropii                                                                               |
| $\lambda_p$                                      | – stopień wzrostu ciśnienia podczas izochorycznego doprowadzenia ciepła                              |
| $\rho'$                                          | – stopień wstępnej kompresji podczas odprowadzenia ciepła przy stałym ciśnieniu                      |
| $\rho_p$                                         | – stopień ekspansji podczas izobarycznego doprowadzenia ciepła                                       |
| $\rho_T$                                         | – stopień ekspansji podczas izotermicznego doprowadzenia ciepła                                      |
| $\tau$                                           | – liczba suwów silnika, dla silników dwusuwowych $\tau = 2$ , dla silników czterosuwowych $\tau = 4$ |
| indeks dolny „d” oznacza parametr po downsizingu |                                                                                                      |
| DR                                               | – Downsizing Ratio – stopień zmiany objętości skokowej                                               |
| EGR                                              | – Exhaust Gas Recirculation – system recyrkulacji spalin                                             |
| MD                                               | – Modulated Displacement – dezaktywacja cylindrów                                                    |
| NEDC                                             | – New European Drive Cycle – europejski test badań pojazdów                                          |
| VCR                                              | – Variable Compression Ratio – system zmiennego stopnia sprężania                                    |
| VNT                                              | – Variable Nozzle Turbine – turbina ze zmienną geometrią                                             |
| VVT                                              | – Variable Valve Timing – system zmiennych faz rozrządu                                              |

## 1. WPROWADZENIE

Wzrost liczby mieszkańców naszej planety oraz postępująca globalizacja życia znajdują odzwierciedlenie w rozwoju transportu, w którym dominującym środkiem jest wciąż pojazd samochodowy. Tendencja rozwojowa transportu jest wyrażana między innymi przyrostem wskaźnika pasażerokilometrów [151], który w roku 2000 wynosił  $32 \times 10^{12}$ , w roku 2012 osiągnął wartość  $40 \times 10^{12}$ , a szacuje się, że w 2050 roku przekroczy  $74 \times 10^{12}$  – rys. 1.1.



Rys. 1.1. Przewidywany wzrost wartości wskaźnika pasażerokilometrów na rok w perspektywie do 2050 roku [151]



Dotychczasowy, tj. do 2013 roku, prawie liniowy wzrost omawianego wskaźnika w najbliższych latach zmieni się w sposób wykładniczy, wskutek szybkiego rozwoju wciąż nienasyconego rynku transportu w Azji [79, 80, 143, 151]. Powyższe zestawienie wskazuje na potrzebę zintensyfikowania produkcji pojazdów samochodowych, których obecna liczba oceniana jest na poziomie blisko 1,2 mld sztuk, a których w roku 2050 powinno być około 2,0 mld sztuk [86, 140, 143]. Roczna łączna produkcja pojazdów osobowych, ciężarowych i autobusów wynosi obecnie 70 mln sztuk. Zgodnie z predykcją prof. Walscha [140] liczba ta zwiększy się w roku 2050 do ponad 107 mln sztuk.

Wzrost liczby samochodów niestety nie sprostą potrzebom przewozowym ludzi i towarów, co będzie oznaczać wzrost intensywności wykorzystania istniejących środków transportu. Z tego powodu, bardzo ważne staje się wypełnianie założeń zrównoważonego rozwoju transportu, obejmującego zarówno wyzwania podejmowane przez producentów, jak i oczekiwania stawiane przez użytkowników. Jedne i drugie można usystematyzować w następujący sposób [24, 34, 80]:

- wyzwania dla producenta:
  - wykonanie produktu spełniającego wymagania stawiane przez lokalne i globalne gremia opiniotwórcze i decyzyjne,
  - zagwarantowanie sukcesu wejścia na rynek z nowym produktem,
  - utrzymanie sprzedaży modeli tradycyjnych,
  - zapewnienie zysku przez obniżenie kosztów produkcji,
  - zapewnienie jakości produkcji,
  - spełnienie wymagań ekologicznej produkcji,
  - zapewnienie łańcucha dostaw,
  - wdrożenie nowych tzw. dojrzałych technologii,
  - zapewnienie serwisu maszyn i urządzeń;
- oczekiwania klienta:
  - uzyskanie zadowalających wskaźników pracy (moc silnika, prędkość maksymalna itp.),
  - zapewnienie elastyczności napędu gwarantującego przyjemność jazdy,
  - obniżenie kosztów eksploatacji przez zagwarantowanie niskiego poziomu zużycia paliwa,
  - poczucie spełniania misji ochrony środowiska,
  - zapewnienie niskiego poziomu hałasu,
  - zagwarantowanie ergonomicznej eksploatacji pojazdu,
  - zapewnienie komfortu jazdy w mieście i na długich trasach,
  - zapewnienie dostępności paliw – w tym paliw alternatywnych,
  - zagwarantowanie niezawodności środków transportu.

Wyzwania te można ująć również ogólnie, jako oczekiwanie ekonomicznej i ekologicznej eksploatacji pojazdu, a to w dużej mierze zawęży obszar rozważań do dys-

kusji nad wyzwaniami stawianymi silnikom spalinowym, które wciąż stanowią najpopularniejsze źródło napędu pojazdów samochodowych.

Wszelkie perspektywy zmian struktury udziału silników spalinowych w globalnym systemie transportu opierają się na założeniu ciągłego doskonalenia konstrukcji i technologii tej maszyny cieplnej.

W latach 70. i na początku 80. ubiegłego stulecia, kiedy po raz pierwszy wystąpił światowy kryzys paliwowy, wszyscy zaczęli zastanawiać się jak ograniczyć zużycie paliwa. Swoją rolę w tych pracach zaznaczył również autor, zajmując się zarówno pozatechnicznymi środkami oszczędzania zużycia paliwa – tzw. ekonomiczną jazdą wybiegiem [46], jak też uczestniczył w modernizacji elementów układów zasilania istniejących silników spalinowych [1].

Rewolucyjnym rozwiązaniem (pod kątem oszczędności paliw) w silnikach o zapłonie iskrowym okazało się wdrożenie wtryskowego systemu zasilania zamiast układu gaźnikowego [32, 59, 63, 81, 146, 147].

Oszczędności zużycia paliwa poszukiwano również w ograniczeniu strat wynikających z tarcia między elementami, podwyższając tym samym trwałość elementów, a więc spełniając równocześnie inne oczekiwanie zrównoważonego rozwoju [60, 67, 97, 98, 114, 115]. W tamtym czasie z udziałem autora wdrożono między innymi nową konstrukcję łożysk ślizgowych [71–73], opracowano technologię chromu porowatego wewnętrznej powierzchni tulei cylindrowych silników o zapłonie samoczynnym [28, 74], jak również nowe technologie oleju smarowego i oceniono degradację cieplną silnika [128]. Pod koniec lat 80. ubiegłego wieku coraz częściej zaczęto zwracać uwagę na ekologiczne aspekty eksploatacji silników spalinowych, dążące do ograniczenia emisji szkodliwych składników gazów spalinowych. Pojawiały się katalizatory utleniające i redukujące oraz różne ich systemowe kombinacje. Obecnie zastosowanie katalizatorów gwarantuje spełnienie bardzo rygorystycznych norm ekologicznych. Prace rozwojowe w omawianych zagadnieniach wciąż są prowadzone, a udział w nich zaznacza również autor [64, 139], uczestnicząc w ostatnim czasie w badaniach nad tzw. katalizatorami wewnętrznymi [53, 54].

Dla silników o zapłonie samoczynnym przełomowy, w zakresie nie tylko ograniczenia zużycia paliwa, ale i ochrony środowiska, okazał się koniec dwudziestego wieku, kiedy w roku 1995 grupa Denso/Toyota wdrożyła system Common Rail [59, 63, 81].

Istotnym krokiem w rozwoju silników spalinowych było pojawienie się paliw alternatywnych, jako odpowiedź na wyczerpywanie się złóż ropy naftowej. I chociaż perspektywy w tym zakresie są różnorodne (wskazujące na zaledwie 40-letnie zasoby [25, 34, 79, 80, 140, 151], jak i takie, które uznają, iż są to wyłącznie polityczno-gospodarcze manipulacje, a złoża wystarczą na wiele pokoleń [48]), to ten kierunek badań stworzył nowe możliwości silnika spalinowego w zakresie jego ekonomicznej i ekologicznej eksploatacji. Należy podkreślić, że i w tej tematyce badawczej aktywnie uczestniczył autor [107, 119–123].

Dotychczasowy, tj. do 2013 roku, prawie liniowy wzrost omawianego wskaźnika w najbliższych latach zmieni się w sposób wykładniczy, wskutek szybkiego rozwoju wciąż nienasyconego rynku transportu w Azji [79, 80, 143, 151]. Powyższe zestawienie wskazuje na potrzebę zintensyfikowania produkcji pojazdów samochodowych, których obecna liczba oceniana jest na poziomie blisko 1,2 mld sztuk, a których w roku 2050 powinno być około 2,0 mld sztuk [86, 140, 143]. Roczna łączna produkcja pojazdów osobowych, ciężarowych i autobusów wynosi obecnie 70 mln sztuk. Zgodnie z predykcją prof. Walscha [140] liczba ta zwiększy się w roku 2050 do ponad 107 mln sztuk.

Wzrost liczby samochodów niestety nie sprostą potrzebom przewozowym ludzi i towarów, co będzie oznaczać wzrost intensywności wykorzystania istniejących środków transportu. Z tego powodu, bardzo ważne staje się wypełnianie założeń zrównoważonego rozwoju transportu, obejmującego zarówno wyzwania podejmowane przez producentów, jak i oczekiwania stawiane przez użytkowników. Jedne i drugie można usystematyzować w następujący sposób [24, 34, 80]:

- wyzwania dla producenta:
  - wykonanie produktu spełniającego wymagania stawiane przez lokalne i globalne gremia opiniotwórcze i decyzyjne,
  - zagwarantowanie sukcesu wejścia na rynek z nowym produktem,
  - utrzymanie sprzedaży modeli tradycyjnych,
  - zapewnienie zysku przez obniżenie kosztów produkcji,
  - zapewnienie jakości produkcji,
  - spełnienie wymagań ekologicznej produkcji,
  - zapewnienie łańcucha dostaw,
  - wdrożenie nowych tzw. dojrzałych technologii,
  - zapewnienie serwisu maszyn i urządzeń;
- oczekiwania klienta:
  - uzyskanie zadowalających wskaźników pracy (moc silnika, prędkość maksymalna itp.),
  - zapewnienie elastyczności napędu gwarantującego przyjemność jazdy,
  - obniżenie kosztów eksploatacji przez zagwarantowanie niskiego poziomu zużycia paliwa,
  - poczucie spełniania misji ochrony środowiska,
  - zapewnienie niskiego poziomu hałasu,
  - zagwarantowanie ergonomicznej eksploatacji pojazdu,
  - zapewnienie komfortu jazdy w mieście i na długich trasach,
  - zapewnienie dostępności paliw – w tym paliw alternatywnych,
  - zagwarantowanie niezawodności środków transportu.

Wyzwania te można ująć również ogólnie, jako oczekiwanie ekonomicznej i ekologicznej eksploatacji pojazdu, a to w dużej mierze zawęży obszar rozważań do dys-

kusji nad wyzwaniem stawianymi silnikom spalinowym, które wciąż stanowią najpopularniejsze źródło napędu pojazdów samochodowych.

Wszelkie perspektywy zmian struktury udziału silników spalinowych w globalnym systemie transportu opierają się na założeniu ciągłego doskonalenia konstrukcji i technologii tej maszyny cieplnej.

W latach 70. i na początku 80. ubiegłego stulecia, kiedy po raz pierwszy wystąpił światowy kryzys paliwowy, wszyscy zaczęli zastanawiać się jak ograniczyć zużycie paliwa. Swój udział w tych pracach zaznaczył również autor, zajmując się zarówno pozatechnicznymi środkami oszczędzania zużycia paliwa – tzw. ekonomiczną jazdą wybiegiem [46], jak też uczestniczył w modernizacji elementów układów zasilania istniejących silników spalinowych [1].

Rewolucyjnym rozwiązaniem (pod kątem oszczędności paliw) w silnikach o zapłonie iskrowym okazało się wdrożenie wtryskowego systemu zasilania zamiast układu gaźnikowego [32, 59, 63, 81, 146, 147].

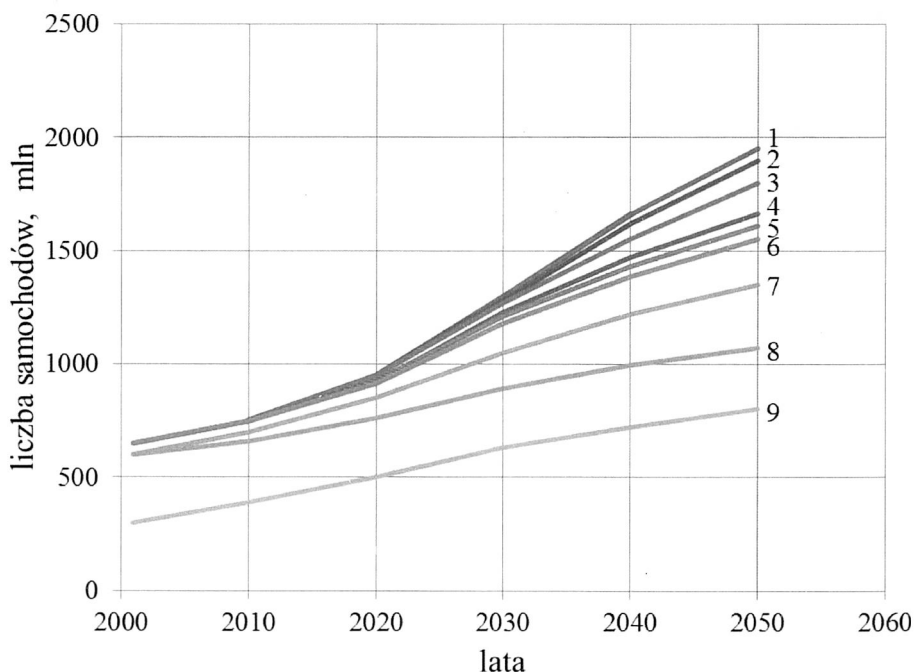
Oszczędności zużycia paliwa poszukiwano również w ograniczeniu strat wynikających z tarcia między elementami, podwyższając tym samym trwałość elementów, a więc spełniając równocześnie inne oczekiwanie zrównoważonego rozwoju [60, 67, 97, 98, 114, 115]. W tamtym czasie z udziałem autora wdrożono między innymi nową konstrukcję łożysk ślizgowych [71–73], opracowano technologię chromu porowatego wewnętrznej powierzchni tulei cylindrowych silników o zapłonie samoczynnym [28, 74], jak również nowe technologie oleju smarnego i oceniono degradację cieplną silnika [128]. Pod koniec lat 80. ubiegłego wieku coraz częściej zaczęto zwracać uwagę na ekologiczne aspekty eksploatacji silników spalinowych, dążące do ograniczenia emisji szkodliwych składników gazów spalinowych. Pojawiały się katalizatory utleniające i redukujące oraz różne ich systemowe kombinacje. Obecnie zastosowanie katalizatorów gwarantuje spełnienie bardzo rygorystycznych norm ekologicznych. Prace rozwojowe w omawianych zagadnieniach wciąż są prowadzone, a udział w nich zaznacza również autor [64, 139], uczestnicząc w ostatnim czasie w badaniach nad tzw. katalizatorami wewnętrznymi [53, 54].

Dla silników o zapłonie samoczynnym przełomowy, w zakresie nie tylko ograniczenia zużycia paliwa, ale i ochrony środowiska, okazał się koniec dwudziestego wieku, kiedy w roku 1995 grupa Denso/Toyota wdrożyła system Common Rail [59, 63, 81].

Istotnym krokiem w rozwoju silników spalinowych było pojawienie się paliw alternatywnych, jako odpowiedź na wyczerpywanie się złóż ropy naftowej. I chociaż perspektywy w tym zakresie są różnorodne (wskazujące na zaledwie 40-letnie zasoby [25, 34, 79, 80, 140, 151], jak i takie, które uznają, iż są to wyłącznie polityczno-gospodarcze manipulacje, a złoża wystarczą na wiele pokoleń [48]), to ten kierunek badań stworzył nowe możliwości silnika spalinowego w zakresie jego ekonomicznej i ekologicznej eksploatacji. Należy podkreślić, że i w tej tematyce badawczej aktywnie uczestniczył autor [107, 119–123].

Przełom dwudziestego i dwudziestego pierwszego wieku rozpoczęto dyskusją nad ograniczeniem emisji CO<sub>2</sub> do atmosfery przez środki transportu. Mimo iż przyczyny i skutki efektu cieplarnianego omawiane były w sposób znaczący w Kyoto w roku 1997, to dopiero na początku XXI wieku rozpoczęto prace nad zmniejszeniem emisji CO<sub>2</sub> pochodzącego ze środków transportu, uznając je za istotne (ponad 25%) źródło powstawania dwutlenku węgla [14, 37, 85, 86, 141].

Oczekiwania, wyrażone w postaci różnych norm i przepisów, stawiane silnikom spalinowym w zakresie ochrony środowiska są coraz ostrzejsze i sprawiają, że w laboratoriach naukowych i pracowniach badawczych przemysłu silnikowego pojawiają się nowe konstrukcje i technologie. Pojawiają się również tzw. napędy alternatywne, które w swojej istocie zmierzają do zastąpienia, a docelowo do wyeliminowania, silnika spalinowego z transportu. W tej grupie znaczenia nabiera napęd hybrydowy i całkowicie elektryczny [86, 87, 100, 144].



Rys. 1.2. Prognozowana struktura udziału samochodów osobowych na świecie do 2050 r. z uwzględnieniem rodzaju napędu [144]: 1 – samochody ze spalinowymi silnikami zasilanymi metanem lub wodorem, 2 – samochody hybrydowe z silnikami o zapłonie samoczynnym, 3 – samochody hybrydowe z silnikami o zapłonie iskrowym, 4 – samochody z ogniwami paliwowymi, 5 – samochody elektryczne, 6 – duże samochody z silnikami o zapłonie samoczynnym, 7 – małe samochody z silnikami o zapłonie samoczynnym, 8 – duże samochody z silnikami o zapłonie iskrowym, 9 – małe samochody z silnikami o zapłonie iskrowym

Warto jednak podkreślić, że napęd hybrydowy zawiera w sobie silnik spalinowy, co sprawia, że nie jest on pełną alternatywą dla napędu spalinowego, lecz jedynie jego uzupełnieniem i oznacza silny związek rozwoju jednego z drugim.

Powyższe rozważania sprawiają, że w roku 2007 podczas prestiżowego Wiedeńskiego Kongresu Silników Spalinowych rozpoczęto szeroką dyskusję nad perspektywą rozwoju i istnienia silników spalinowych [151]. Wynikiem tego naukowego spotkania było przedstawienie trzech scenariuszy:

I – krótkookresowy, w którym zakłada się, że przez najbliższe 10 lat silnik spalinowy będzie udoskonalany pod kątem ekonomii paliw i ekologii środowiska, wciąż też będzie dominującym źródłem napędu. W tym czasie zyskają na znaczeniu paliwa alternatywne, a zwłaszcza gaz ziemny oraz biokomponenty.

II – średniookresowy, którego czas istnienia zakłada się na 10–30 lat, kiedy to na rynku nastąpi wzrost udziału napędów hybrydowych.

III – długookresowy z terminem ponad 30 lat, w którym ma nastąpić ewolucja ogniw paliwowych zapewniająca całkowite uniezależnienie rozwoju transportu od paliw kopalnych.

Podczas kolejnych spotkań naukowców we Wiedniu [79, 80] oraz w trakcie innych konferencji – również w maju 2013 r., podczas V Kongresu Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych, nakreślone perspektywy uległy zmianie, ale jedynie w zakresie ram czasowych – przez dodanie kolejnych lat (średnio 5) do każdego ze scenariuszy. Potwierdzają to prace autorów [37, 86, 89, 116], którzy prowadzą rozważania bardzo długookresowe w perspektywie do roku 2050.

Wydłużenie perspektywy obecności silnika spalinowego jako podstawowego napędu środków transportu oraz ciągły jego rozwój jest podyktowany przyjęciem założeń strategii zrównoważonego transportu, w której wypełnienie wszystkich oczekiwań nie zawsze jest możliwe ze względu na posiadaną wiedzę jak również ze względu na ograniczenia finansowe. W przypadku zarówno napędów hybrydowych, jak i napędu całkowicie elektrycznego nie spełniły się oczekiwania dotyczące komfortu eksploatacji zarówno przez zbyt częste ładowanie akumulatorów, a przez to ograniczenie eksploatacji przede wszystkim do warunków miejskich. Istotnym ograniczeniem w rozwoju jest wciąż wysoka cena wytworzenia oraz koszty eksploatacji, mimo ewidentnych zalet proekologicznych [87, 93, 95, 100, 133].

Z kolei, w przypadku ogniw paliwowych wciąż nie rozwiązane są kwestie właściwego doboru typu i struktur ogniw do warunków eksploatacji, nie znane są elementy niezawodności systemów ogniw paliwowych oraz wciąż brak właściwej infrastruktury obsługi tego typu napędu, aby odpowiadała ona standardom na poziomie obsługi silników spalinowych [18, 84].

Pojawienie się nowych możliwości technicznych, np. dynamicznej kontroli procesu spalania w silnikach spalinowych zapewniających spalanie mieszanek bardzo ubogich czy też wykorzystanie paliw alternatywnych sprawiają, że dominacja silników spalinowych będzie trwać, a kolejne scenariusze ich rozwoju będą się zmieniać.

Do jednych z ważnych trendów rozwojowych silników spalinowych zaliczyć należy **downsizing**, który przez zmniejszenie objętości skokowej prowadzi do zmniejszenia zużycia paliwa i ograniczenia emisji dwutlenku węgla do atmosfery z równoczesnym zachowaniem lub wzrostem mocy silnika. Oznacza to zwiększenie jednostkowej mocy jako jednego z istotnych wskaźników pracy silnika. Downsizing w swojej prostocie zapewnia bardzo dobrą relację uzyskiwanych efektów do kosztów jej wdrażania. Zmniejszanie objętości skokowej silników spalinowych zaistniało już w rzeczywistości, gdyż na rynku obserwujemy coraz to mniejsze silniki, oferujące zbliżone charakterystyki i mniejsze zużycie paliwa. Wiedza na ten temat nie jest jednak usystematyzowana, a pojedyncze badania są rzadko opisywane w literaturze przedmiotu, chociaż należy spodziewać się ich zintensyfikowania z uwagi na pojawiającą się tzw. drugą generację downsizingu [34, 35, 83].



## 2. DOWNSIZING SILNIKA SPALINOWEGO W LITERATURZE

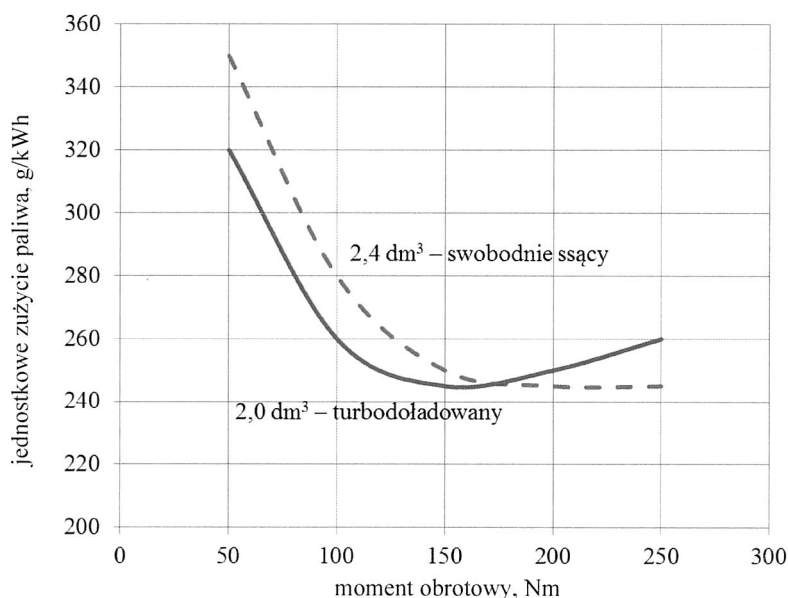
Prace naukowo-badawcze związane z tematyką downsizingu są typowymi dla rozważań nad zużyciem paliwa i ekologią spalinowego źródła napędu środków transportu. W stosunkowo ubogiej literaturze przedmiotu można znaleźć prace przeglądowe lub poświęcone ogólnym koncepcjom poprawy sprawności silnika z zastosowaniem downsizingu [15, 19, 62, 76, 137, 149]. Są też opisy wyników badań konkretnych przypadków z zastosowaniem nowoczesnych układów, stanowiących wsparcie dla techniki downsizingu [51, 55, 61, 93, 95] lub wyniki badań optymalizacyjnych dla pakietów zmian towarzyszących downsizingowi [34, 35, 51, 134, 150]. W grupie publikacji na temat downsizingu są prace, w których opisano hybrydyzację napędu z udziałem silników spalinowych o zmniejszonej objętości skokowej [83, 93, 95].

W pracach o charakterze ogólnym autorzy definiują downsizing jako geometryczną modernizację silnika przez zmniejszenie objętości skokowej, a dzięki modelowaniu matematycznym wykazują korzyści w zmniejszeniu zużycia paliwa i ograniczaniu emisji dwutlenku węgla do atmosfery.

W publikacji [19], o charakterze przeglądowym, opisano zalety i wady techniki downsizingu opartych na teoretycznych studiach charakterystyk silników spalinowych oraz na badaniach kompletnych pojazdów według testu NEDC (ang. *New European Drive Cycle*). Opisując technikę downsizingu silników o zapłonie iskrowym, zajęto się między innymi silnikiem objętości  $2,4 \text{ dm}^3$ , który zastąpiono turbodoładowanym silnikiem o objętości skokowej  $1,8 \text{ dm}^3$ , zapewniając taką samą wielkość mocy i gwarantując obniżenie emisji dwutlenku węgla do atmosfery o 16%. W grupie silników o zapłonie samoczynnym zbadano silniki 2,0 HDi i 1,6 HDi, montowane w samochodach Peugeot 307 SW, dla których zmierzono zużycie paliwa odpowiednio:  $5,4$  i  $5,1 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$ . Osiągnięto redukcję emisji  $\text{CO}_2$  z poziomu 143 do  $136 \text{ g/km}$ . W podsumowaniu podkreślono rolę downsizingu w dalszym rozwoju silników spalinowych.

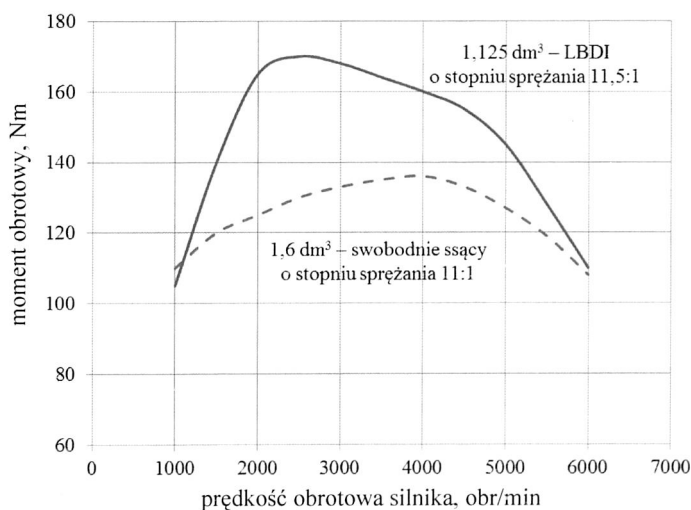
Hakön Björnsson wraz z innymi autorami [15] akcentują downsizing jako najbardziej efektywny sposób redukcji zużycia paliwa. Swoje rozważania przedstawiają

według badań silników firmy Volvo serii 240, zamieniając swobodnie ssący silnik  $2,4 \text{ dm}^3$  na silnik o objętości skokowej  $2,0 \text{ dm}^3$ . Zwrócono uwagę na złożoność zagadnienia, gdzie zmniejszeniu objętości skokowej powinno towarzyszyć doładowanie, które wymusza pracę silnika w określonym obszarze charakterystyki uniwersalnej, co generuje problemy w eksploatacji o zakresie małych prędkości i obciążeniach. Doświadczenie szwedzkich badaczy sięga lat 80. ubiegłego wieku, które sprawia, że możliwe jest osiąganie zadowalających objętościowych wskaźników mocy, tj.  $90 \text{ kW/dm}^3$ , mimo iż nie rozwiązano problemu małej bezwładności turbiny dla niskich obciążeń. Wadę tę można wyeliminować, używając paliwa o lepszych niż standardowe parametrach właściwości fizykochemicznych, w tym większej wartości opałowej i większej liczbie oktanowej. Autorzy podkreślają znaczenie wielkości sprężarki do utrzymania elastyczności pracy silnika i zwracają uwagę na potrzebę sterowania zespołem turbosprężarki ze względu na zmienne warunki geograficzne – w znaczeniu eksploatacji na różnej wysokości nad poziomem morza (specyfika rejonu Skandynawii). Wskazano, nie zamieszczając w publikacji obliczeń, iż zmniejszenie objętości skokowej badanych silników o 20 do 30% skutkuje osiągnięciem zadowalających wskaźników jednostkowych mocy i momentu, które wynoszą odpowiednio:  $65\text{--}70 \text{ kW/dm}^3$  i  $130\text{--}150 \text{ Nm/dm}^3$ . Wykazano zmiany w zużyciu paliwa – rys. 2.1. W publikacji zwrócono uwagę na ewentualne problemy z trwałością elementów silników ze względu na zwiększenie ich obciążenia wraz ze zmniejszeniem objętości skokowej.



Rys. 2.1. Porównanie jednostkowego zużycia paliwa dla różnych silników [15]

W innej publikacji [76] firma Ricardo UK Ltd. informuje o wynikach swoich prac nad obniżeniem emisji dwutlenku węgla do atmosfery przez zastosowanie downsizingu, akcentując badania nad procesem spalania i właściwościami paliw. Określono zakres prac badawczych, w których istotnym elementem były prace studialne, a następnie badania na obiekcie rzeczywistym związane z obniżeniem stopnia sprężania z uwagi na stosowanie doładowania. Wykazano sprzeczności między doładowaniem, które wymaga obniżenia stopnia sprężania z możliwością spalania ubogich mieszanek, dla którego stopień ten powinien być wysoki. W pracy opisano i przedstawiono wyniki badań własnego systemu, tzw. ubożego doładowania z bezpośrednim wtryskiem paliwa, występującego pod nazwą LBDI (ang. *Lean Boost Direct Injection*). Zapewnia on spalanie paliwa przy podwyższonym stopniu sprężania, co eliminuje spalanie stukowe, nawet dla paliwa o mniejszej liczbie oktanowej. Termodynamikę spalania opisano cyklem Millera, który, mimo obniżenia stopnia napełnienia, zapewnia spalanie warstwowe, co daje pozytywny efekt w zużyciu paliwa. Późniejsze zamknięcie zaworu dolotowego wywołuje efekt dynamicznego wzrostu stopnia sprężania, co dobrze uzupełnia doładowanie w obszarze małych prędkości. Ważne jest zastosowanie techniki podwójnego wtrysku oraz chłodzonego układu EGR (ang. *Exhaust Gas Recirculation*), który zapewnia obniżenie temperatury gazów spalinowych, zmniejszając w ten sposób ilość tlenków azotu oraz poprawiając trwałość katalizatora.



Rys. 2.2. Porównanie momentu obrotowego dla różnych silników [76]

Publikacja jest oceną sytuacyjną (*case study*), gdzie autorzy zaprezentowali wyniki badań na konkretnych silnikach. W tym przypadku były to: swobodnie ssący silnik o objętości skokowej 1,6 dm<sup>3</sup> i stopniu sprężania  $\varepsilon = 11,0$  oraz silnik o zmniejszonej objętości 1,125 dm<sup>3</sup> ( $\varepsilon = 11,5$ ), wyposażony we wspomniany układ LBDI. Efektem

downsizingu i obecności systemu wsparcia LBDI jest wzrost mocy silnika z 73,8 kW do 77,4 kW, co zmienia wskaźniki jednostkowe mocy z 46 na 69 kW/dm<sup>3</sup>. Zwiększeniu ulega również moment obrotowy, ale istotniejsze jest przesunięcie jego wartości maksymalnej w stronę mniejszych prędkości – rys. 2.2.

Badając zużycie paliwa, wykazano możliwości jego zmniejszenia 9–14% wraz z zastosowaniem downsizingu – co jest zależne od zmiany stopnia sprężania oraz wielkości zubożenia mieszanki paliwowo-powietrznej. W pracy [76] podniesiono również kwestię kosztów aplikacji techniki downsizingu, które kształtują się na poziomie od 500 do 650 Euro dla jednego silnika.

Autorzy publikacji [137] opisali działania firmy Lotus Engineering na rzecz poprawy sprawności efektywnej silnika spalinowego. W grupie podjętych działań znalazły się prace badawcze nad: zmiennymi fazami rozrządu, bezpośrednim wtryskiem benzyny oraz spalaniem mieszanek homogenicznych. Przedstawiono koncepcje i aplikacje downsizingu. Opisano między innymi downsizing dynamiczny realizowany dzięki czasowym wyłączaniem części cylindrów z pracy. Wskazano zalety silników o zmniejszonych objętościach w zastosowaniach hybrydowych.

Wyłączanie cylindrów CDA (ang. *Cylinder Deactivation*) opisano na przykładzie silnika o objętości skokowej 1,8 dm<sup>3</sup>. Do badań użyto własnego (Lotus) systemu wyłączania krzywek zaworowych – CPS (ang. *Cam Profile Switching*). Efekty jego aplikacji w odniesieniu do zużycia paliwa (dm<sup>3</sup>/km, w teście pojazdu Mercedes klasy B), w zależności od stosowanego testu pomiarowego (co też było celem tej pracy) sięgają od kilku do kilkunastu procent [137]:

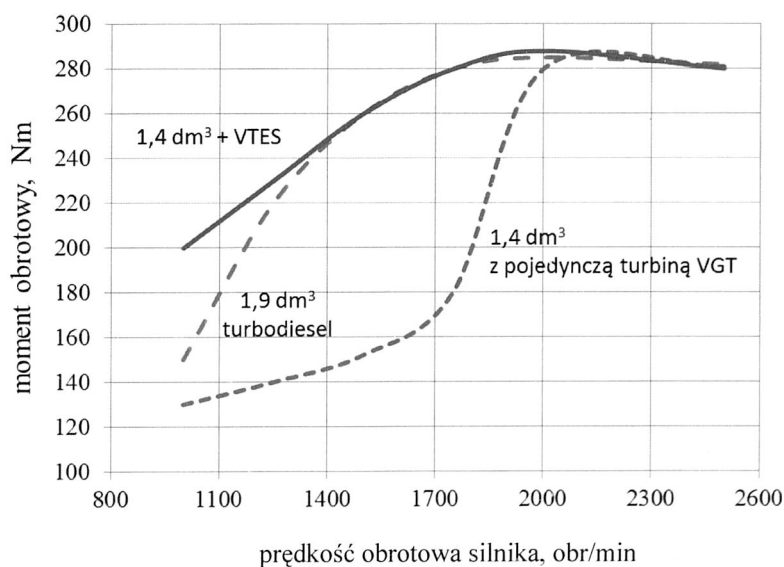
|                                                       |          |
|-------------------------------------------------------|----------|
| EEC (ang. <i>European Economic Community – city</i> ) | – 13,4%, |
| EUDC (ang. <i>European Drive Cycle – city</i> )       | – 7,1%,  |
| FTP75 (ang. <i>Federal Test Procedure</i> )           | – 7,9%,  |
| FRT (ang. <i>Fast Road Trip</i> )                     | – 12,1%. |

Osiągnięte zmniejszone zużycie paliwa jest wynikiem ograniczenia strat tarcia i napełniania w wyniku wyłączenia cylindrów w stanach eksploatacji przy małych prędkościach obrotowych silnika i małym obciążeniu. Zarejestrowano redukcję węglodorów i tlenku węgla w gazach spalinowych. W pracy [137] opisano również wyniki badań zastosowania downsizingu statycznego, podkreślając wzrost średniego ciśnienia efektywnego z 1,0 do 2,5 MPa, spowodowane doładowaniem, ale wzmacniające efekt oszczędności paliwa i obniżenia emisji dwutlenku węgla do atmosfery. Zwrócono uwagę na mniejsze wymiary poszczególnych elementów silnika, przez co następuje obniżenie strat tarcia. Objętościowy wskaźnik mocy wzrósł z 58 do 110 kW/dm<sup>3</sup>. W ocenie procesu spalania zaakcentowano konieczność stosowania paliwa o większej liczbie oktanowej lub wsparcie po stronie zmiany kształtu górnej części tłoka. W końcowej części publikacji wskazano na zaletę stosowania silnika po downsizingu w procesie hybrydyzacji napędu środków transportu.

Anthony Smith z firmy Ricardo opisał w pracy [117] projekt konstrukcyjny silnika o zmniejszonej objętości skokowej, podkreślając możliwość ograniczenia zużycia pa-

liwa do 27%. Propozycja dotyczy silnika o oznaczeniu  $2,1 \text{ dm}^3$  V6 2/4 SIGHT – stosowanego zamiast swobodnie ssącego silnika o objętości skokowej  $3,5 \text{ dm}^3$ . Nowy silnik pracuje w cyklu dwu- i czterosuwowym w zależności od warunków eksploatacji. Takie rozwiązanie sprawia, że napełnianie i przepłukiwanie komory spalania odbywa się według cyklu dwusuwowego, ale sam proces spalania wymaga realizacji czterosuwowego cyklu. W tym celu zastosowano doładowanie i wtrysk bezpośredni sterowany elektronicznie w silniku o zmniejszonej objętości skokowej. Uzyskanymi efektami są: wysoki wskaźnik jednostkowy momentu, wynoszący  $240 \text{ Nm/dm}^3$  i redukcja emisji dwutlenku węgla z poziomu 260 do  $190 \text{ g/km}$  (NEDC).

Na stronie internetowej Instytutu Innowacji Energetycznych IFP [156] opisano prototypowy pojazd z silnikiem o zmniejszonej objętości skokowej z  $3,0$  do  $1,8 \text{ dm}^3$ , dla którego moc jest równa  $147 \text{ kW}$ , a moment obrotowy wynosi  $340 \text{ Nm}$ . W pracy podkreślono znaczenie: turbodoładowania, w którym wykorzystano system Honeywell (HTT), zmienne fazy rozrządu zarówno dla zaworów dolotowych, jak i wylotowych, nowy kształt denka tłoka oraz wydłużony proces przepłukiwania przy zwiększonym współtwarciu zaworów. Istotne było przeprojektowanie mapy sterowania obciążeniem: w zakresie małych wartości obciążeń i prędkości obrotowej silnika – dla poprawy charakterystyki napełniania i poprawy krzywej momentu oraz wartości wyższych obciążeń dla wyeliminowania spalania stukowego.



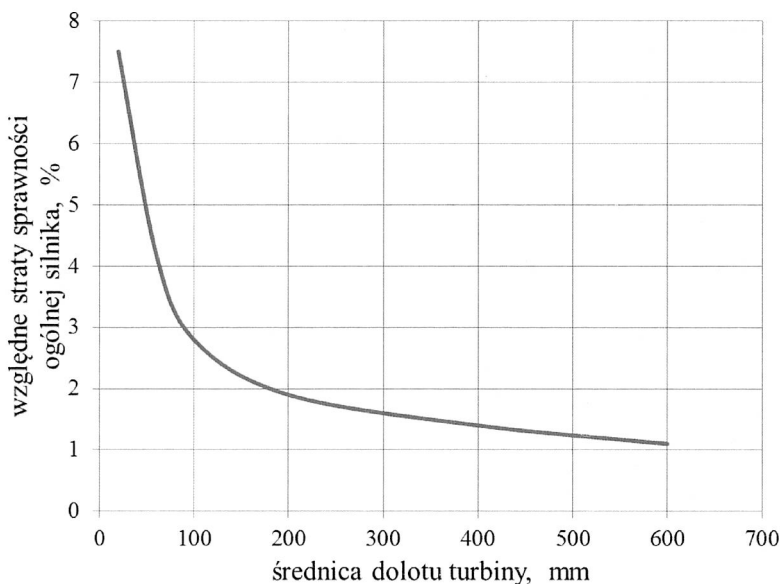
Rys. 2.3. Charakterystyka zewnętrzna dla badanych silników z różnymi systemami doładowania [149]

W literaturze przedmiotu technika downsizingu jest traktowana jako rozwojowa, ale opisy dotyczą najczęściej badania elementów i systemów towarzyszących (wspie-

rających) procesom spalania i zapewniających pożądane efekty ekologiczne. Najczęściej opisywanym systemem jest doładowanie. Jest to zawarte np. w publikacji [149], gdzie opisano nowe rozwiązanie doładowania dla zapewnienia agresywnego downsizingu, tj. powyżej 25% zmiany objętości skokowej. Badaniom poddano turbodoładowany silnik o zapłonie samoczynnym, którego objętość była równa  $1,9 \text{ dm}^3$  oraz dla silnika po downsizingu,  $1,4 \text{ dm}^3$ , w którym zastosowano różne warianty doładowania. Między innymi użyto systemu kombinowanego z turbosprężarką o zmiennej geometrii (VGT) jako zasadniczym elementem doładowującym oraz sprężarką zasilaną elektrycznie EDC (ang. *Electrically Driven Compressor*). Cały system występuje pod nazwą własną VTES (ang. *Visteon Torque Enhancement System*).

Założenia teoretyczne zostały potwierdzone w badaniach laboratoryjnych – rys. 2.3, gdzie uzyskano możliwość funkcjonowania silnika o mniejszej objętości w zakresie małych wartości obciążenia i prędkości obrotowej silnika.

Nad zastosowaniem elektrycznie napędzanej sprężarki w silniku o zmniejszonej objętości skokowej zastanawiali się też inni badacze. Na przykład w publikacji [55] proponowane rozwiązanie sprężarkowe w silniku o zmniejszonej objętości o 40% zapewnia obniżenie zużycia paliwa o 18%.



Rys. 2.4. Doświadczalnie wyznaczona korelacja między stratami sprawności ogólnej a wielkością otworu dołotu turbiny w układzie doładowania [58]

W innej pracy [58], poświęconej doładowaniu silników po downsizingu, przedstawiono wyniki badań empirycznych nad poprawą sprawności turbosprężarek w kontekście ich dopasowania do silnika o mniejszej objętości skokowej. Zmniejszenie objęto-

ści skokowej skutkuje zmniejszeniem wymiarów wielu elementów silnika, w tym wymiarów zespołu doładowującego. Wyniki studiów teoretycznych i badań empirycznych wskazują na konieczność zmiany kształtów i wzajemnego usytuowania elementów turbiny, definiując różne wartości luzów. W modelowaniu CFD (ang. *Computer Fluid Dynamics*) zbadano różne kształty łopatek oraz kanałów turbiny i sprężarki. Zwrócono również uwagę na wielkość otworu dolotowego. Na podstawie badań zbudowano między innymi funkcję korelacji między wielkością otworu dolotowego turbiny a sprawnością ogólną silnika, co umożliwia wstępny dobór turbiny do silnika po downsizingu – rys. 2.4.

W ten sam sposób autorzy wykazali zależności między ciśnieniem i natężeniem przepływu w turbinie dla różnych kształtów łopatek lub uzależnili wielkość luzu promieniowego od ciśnienia i wielkości średnicy otworu dolotowego turbiny.

Problematyka kształtu łopatek w turbinach jest poruszona również w publikacji [51]. Autorzy zastanawiają się nad wpływem konstrukcji turbosprężarek na właściwy poziom zasilania silnika o zmniejszonej objętości skokowej. Proponowane rozwiązanie firmy Lontra uwzględnia właściwy poziom wzrostu ciśnienia, z równoczesnym ograniczeniem strat przepływu i zmniejszeniem poziomu hałasu.

Pośród współczesnych systemów spełniających wymagania normatywne stawiane producentom oraz spełniających oczekiwania użytkowników, istotne miejsce zajmuje system zmiennego stopnia sprężania VCR (ang. *Variable Compression Ratio*). Mimośrodowe pozycjonowanie wału korbowego w silniku o zapłonie iskrowym, pojemności  $1,8 \text{ dm}^3$  stwarza możliwość płynnej zmiany stopnia sprężania w przedziale od 8:1 do 16:1. Takie rozwiązanie konstrukcyjne zapewnia swobodę w doborze wielkości zmian objętości skokowej silnika, chociaż może być też utożsamiane z downsizingiem dynamicznym [55].

W literaturze przedmiotu istnieje również teoretyczna praca [134], w której zaakcentowano wpływ techniki downsizingu na występujące w silniku procesy tarcia z udziałem oleju smarowego. Opisane zjawiska tribologiczne zachodzące w silniku spalinyowym, ze szczególnym uwzględnieniem układu korbowo-tłokowego z parą trącą *pierścień tłokowy – tuleja cylindrowa*, gdzie straty tarcia sięgają 40–60% strat całkowitych oraz z *łożyskowaniem wału korbowego*, dla którego straty wynoszą 10–30%. Zwrócono uwagę na wzrost obciążeń mechanicznych po downsizingu oraz możliwości zmiany rodzaju tarcia i co za tym idzie wielkości zużycia elementów silnika. Zmieniono objętość skokową silnika według reguł downsizingu z  $2,0 \text{ dm}^3$  na  $1,0 \text{ dm}^3$  i oceniono straty tarcia. Dla pary *pierścień tłokowy – tuleja cylindrowa* straty tarcia maleją od 22 do 33% – w zależności od sposobu eksploatacji silnika, a straty w *łożyskowaniu wału korbowego* są mniejsze w stosunku do silnika bazowego 7–21%. Oceniając procesy tarcia w układzie rozrządu silnika po downsizingu, autorzy akcentują problemy z właściwym smarowaniem ze względu na zmniejszenie wymiarów poszczególnych elementów. Uczestniczący w procesie tarcia olej smarny musi mieć inne właściwości, tak aby mógł być dobrze rozprowadzony do miejsc trudniej dostępnych



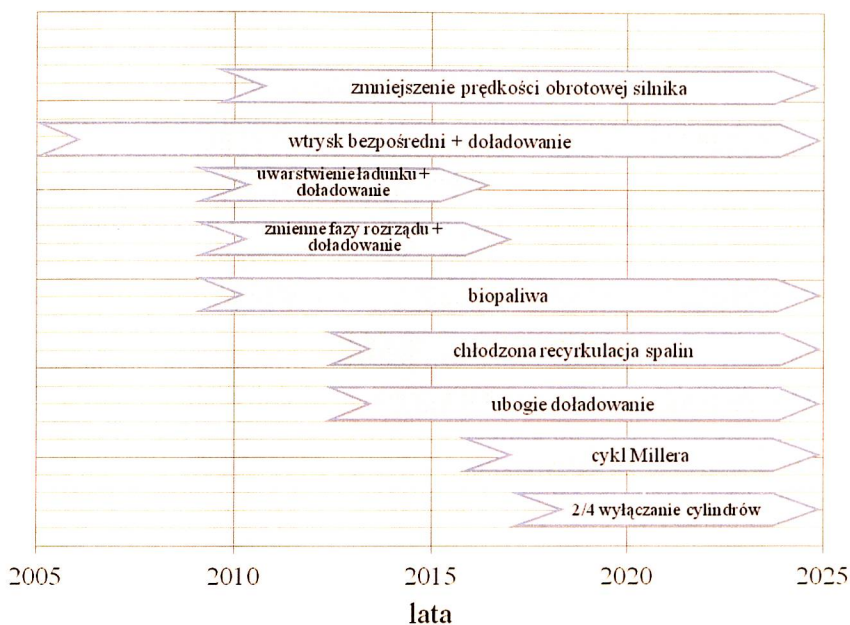
ze względu na zmniejszone wymiary, tj. przede wszystkim musi mieć niską lepkość, ale równocześnie musi mieć wysoki wskaźnik wytrzymałości. Ten układ o ile nie zostanie zmodernizowany może generować zwiększenie strat tarcia. Jednym ze sposobów ograniczenia tej wady jest stosowanie popychaczy hydraulicznych lub całkowite ich wyeliminowanie na rzecz rozrządu solenoidowego. W całkowitej ocenie procesów tribologicznych w silniku o stopniu zmniejszenia objętości o 50% zarejestrowano zmniejszenie strat tarcia o 45%.

Idea downsizingu silnika spalinowego znalazła odzwierciedlenie w pracach nad hybrydyzacją napędu. W publikacji [95] pokazano udział silnika ze zmniejszoną objętością w pracach firmy Honda nad pojazdem hybrydowym. Rozwiązanie o nazwie IMA (ang. *Integrated Motor Assist*) zawiera silnik spalinowy po downsizingu o objętości  $1,4 \text{ dm}^3$  z techniką i-DSI (ang. *Intelligent Dual and Sequential Ignition*) oraz bezszczotkowy silnik elektryczny prądu stałego. Zmierzona emisja dwutlenku węgla jest równa  $119 \text{ g/km}$ . W tym rozwiązaniu nie tylko zmniejszono objętość skokową silnika, ale również zastosowano downsizing dynamiczny przez wyłączanie trzech spośród czterech cylindrów w czasie hamowania pojazdem. W ten sposób obniża się straty tarcia, ale przede wszystkim ogranicza straty związane z napełnianiem w nieczynnych cylindrach o ponad 50%. W pracy podkreślono również znaczenie ubytku masy oraz zmniejszenie wymiarów głównych silnika wraz ze zmniejszeniem objętości skokowej silnika. Ma to bowiem istotny wpływ w pojeździe hybrydowym na gospodarkę przestrzenną dla właściwej zabudowy elementów elektryczno-elektronicznych oraz ze względu na konieczność ograniczenia masy całego pojazdu w związku z dużą masą akumulatorów stosowanych w napędzie elektrycznym.

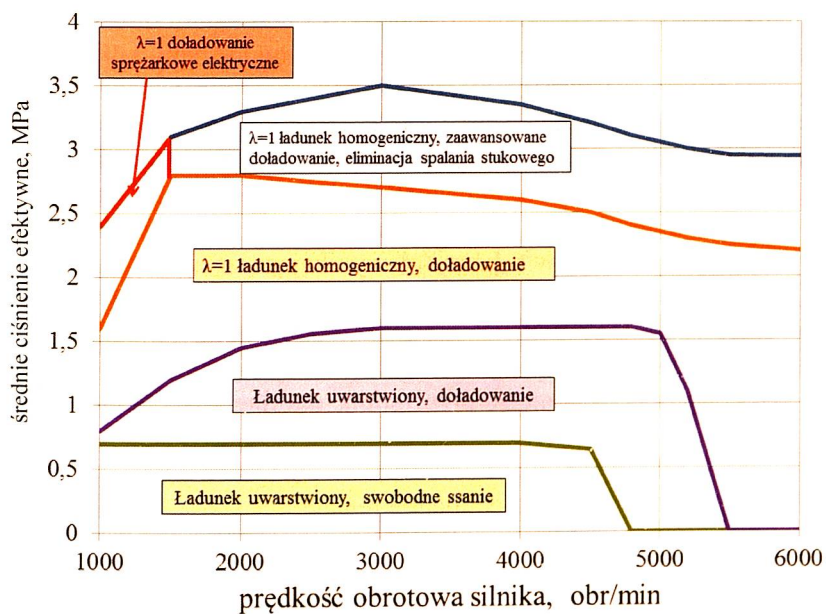
Podobne zagadnienie jest akcentowane w publikacji [93], gdzie rozważa się udział mniejszego silnika w hybrydzie typu micro i mild. W pracy omówiono ideę downsizingu wraz z oceną systemów wspierających, podkreślając możliwość stosowania kombinowanego doładowania, tj. z udziałem sprężarki elektrycznej ze względu na dostępność prądu z akumulatorów obsługujących hybrydę. Downsizingiem objęto swobodnie ssący silnik  $3,0 \text{ dm}^3$  ze zmiennymi fazami rozrządu na rzecz doładowanego w systemie kombinowanym silnika  $2,0 \text{ dm}^3$  (stopień zmniejszenia 33%) oraz silnika  $1,4 \text{ dm}^3$  (stopień zmniejszenia objętości skokowej 53%).

Akcentując współdział różnych systemów i technik wraz z downsizingiem w pracy [62] podjęto się próby zdefiniowania synergii pomiędzy nimi. Udział tzw. opcji downsizingowych przedstawiono na wykresie – rys. 2.5.

Z wykresu (rys. 2.5) wynika, iż dominującą opcją dla downsizingu jest doładowanie oraz bezpośredni wtrysk paliwa, które są bardzo istotne w tzw. agresywnym zmniejszeniu objętości skokowej. W przyszłości znaczenia nabierze pełna realizacja cyklu pracy Millera. Jason King z firmy Ricardo zauważa również obecność biopaliwa jako elementu wsparcia dla techniki downsizingu. W publikacji podkreślono znaczenie wielokrotnego wtrysku możliwego do realizacji za pomocą solenoidowych



Rys. 2.5. Mapa opcji downsizingu do oceny synergii systemów i układów silnikowych [62]



Rys. 2.6. Podział obszarów dominujących oddziaływań różnych technik i systemów towarzyszących downsizingowi na tle charakterystyki uniwersalnej silnika spalinowego [62]

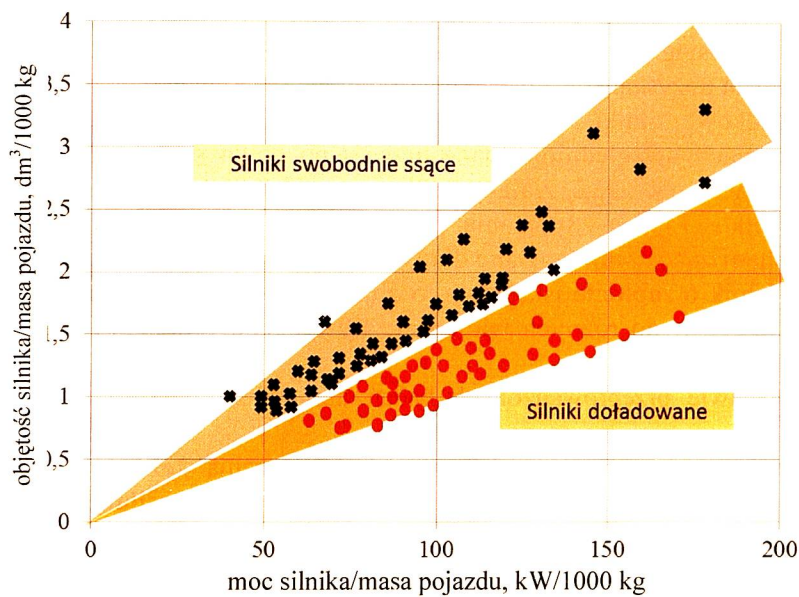
wtryskiwaczy, które zapewniają uwarstwienie ładunku, a przez to spalanie ubogich mieszanek w warunkach bardzo wysokich ciśnień. Stosowanie wielowtryskowej strategii MIS (ang. *Multiple Injection Strategy*) zapewnia obniżenie zużycia paliwa do 25%, a we współpracy z systemem recyrkulacji spalin możliwe jest eliminowanie szkodliwych tlenków azotu. Z kolei optymalizacja cyklu Millera wymaga większych wartości średniego ciśnienia efektywnego, które zapewnia doładowanie. Jeśli jest kombinowane, to daje szansę zastosowania sprężarki elektrycznej, dobrze wpisującej się w architekturę napędu hybrydowego. Synergię różnych opcji technicznych wspomagających technikę downsizingu autor [62] zobrazował na wykresie – rys. 2.6.

W publikacji [34] podjęto próbę określenia limitów stosowania downsizingu. Uznano, iż najważniejszym kryterium rozwoju silników spalinowych jest ograniczenie emisji dwutlenku węgla do atmosfery. W związku z tym przypomniano europejskie normy, wskazując na obowiązującą od roku 2015 emisję CO<sub>2</sub> na poziomie 130 i 95 g/km w roku 2020 dla silników pojazdów osobowych. Wspomniano też o karach finansowych (95 Euro za każdy gram emitowanego dwutlenku węgla powyżej limitu) obowiązujących od 2020 roku. Obok przepisów wspomniano o oczekiwaniach stawianych przez użytkownika, które są również ważne w procesie konstruowania nowych silników o obniżonej objętości skokowej. Przeprowadzono symulację finansową dla uwypuklenia relacji między użytkowaniem silnika o zapłonie iskrowym po downsizingu i tzw. oszczędnego silnika o zapłonie samoczynnym. Uwzględniając średnie koszty modernizacji silnika pod kątem downsizingu, średnie wartości zużycia paliwa w obu rodzajach silnika, aktualne ceny silników o zapłonie samoczynnym, średni okres eksploatacji oraz ceny paliw wskazano na zwrot inwestycji w silnik o zapłonie samoczynnym po 3 latach, co jest w sprzeczności z oczekiwaniami użytkownika, który efekty oszczędności chce dostrzegać natychmiast, a nie po długim czasie. W ten sposób uwypuklono zainteresowanie silnikami o zmniejszonej objętości skokowej jako ekonomicznej i ekologicznej alternatywie napędu. W pracy podkreślono dodatkowe korzyści wynikające ze stosowania downsizingu w postaci zmniejszonej masy i wymiarów głównych silnika, co jest istotnym argumentem w stosowaniu tego typu silników w hybrydowych układach napędowych. Zwrócono uwagę na mniejsze straty tarcia oraz mniejszą bezwładność cieplną, która zapewnia skrócony czas osiągnięcia przez silnik stabilnego stanu cieplnego podczas rozruchu.

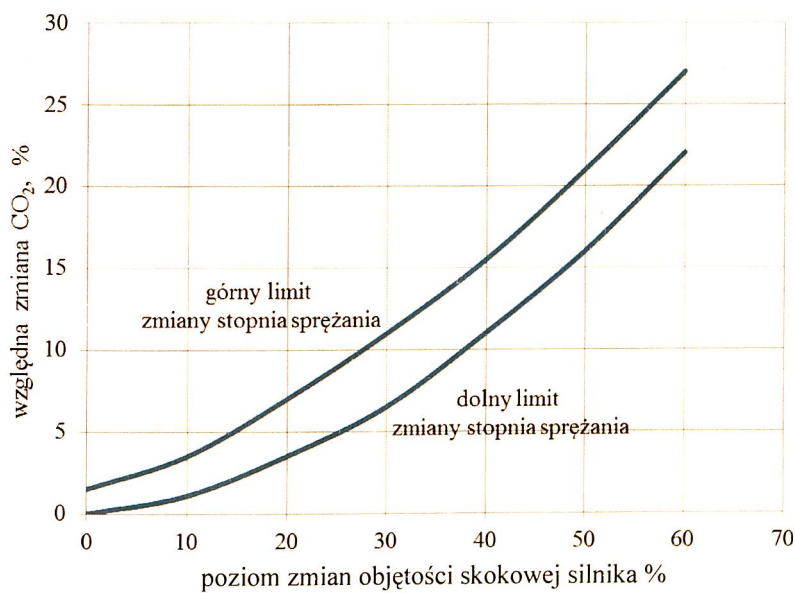
Według [34] silniki spalinowe montowane w pojazdach samochodowych tworzą dwa oddzielne zbiory wykazujące odmienne relacje między jednostkowymi wskaźnikami mocy silnika do masy pojazdu (kW/1000 kg) oraz objętości skokowej silnika do masy pojazdu (dm<sup>3</sup>/1000 kg) – rys. 2.7.

Z danych zgromadzonych na podanym wykresie (rys. 2.7) wynika, że podczas projektowania silnika poddanego downsizingowi nie powinien on przekraczać wskaźnika 1,0 dm<sup>3</sup> objętości skokowej na każde 1000 kg masy pojazdu.





Rys. 2.7. Obszary występowania silników w zależności od objętości skokowej, mocy silnika i masy pojazdu [34]



Rys. 2.8. Efekt ekologiczny *downsizingu* – względne zmniejszenie  $\text{CO}_2$  w funkcji zmiany objętości skokowej silnika [83]

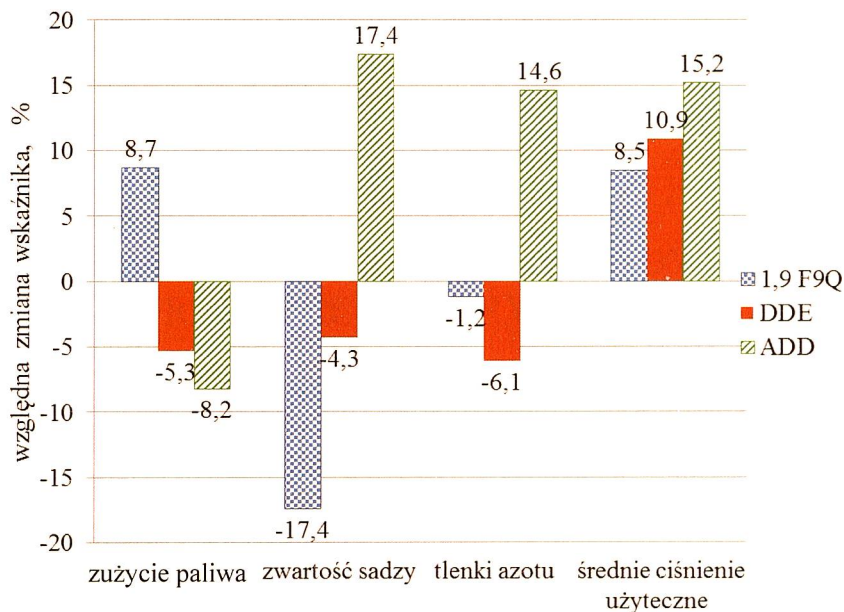
W innej publikacji [83] autorzy podjęli się zadania określenia kierunku rozwoju techniki downsizingu, w tym możliwości prognozowania efektu ekologicznego opartych na danych pozyskanych z badań pojazdów wyposażonych w różne pod względem objętości skokowej silniki – rys. 2.8.

W badaniach uwzględniono dane przed i po downsizingu, określając średnie zużycie paliwa, oceniając zmiany średniego ciśnienia efektywnego, dokonując wyboru wielkości stopnia sprężania, poziomu doładowania oraz badając straty tarcia w mechanizmach silnika. Dane dla tych rozważań otrzymano, badając swobodnie ssący silnik o zapłonie iskrowym, o objętości skokowej  $5,0 \text{ dm}^3$ , który poddano downsizingowi do różnych wielkości:  $4,0 \text{ dm}^3$  V8;  $3,5 \text{ dm}^3$  V6;  $2,4 \text{ dm}^3$  I4 oraz  $2,0 \text{ dm}^3$  I4.

Na podstawie przeprowadzonych badań autorzy sformułowali trzy zasadnicze wnioski:

- można prognozować efekt ekologiczny zmniejszenia stężenia dwutlenku węgla w gazach spalinowych na podstawie zmian objętości skokowej silnika,
- dla średniego poziomu zmian objętości, wynoszącego 35%, redukcja emisji dwutlenku węgla do atmosfery wynosi około 10%,
- nieznaczne zmiany objętości skokowej, tj. poniżej 10%, są nieefektywne ze względu na uzyskiwane zmniejszenie emisji  $\text{CO}_2$  poniżej 3% – zwłaszcza w kontekście poniesionych kosztów modernizacji.

W literaturze przedmiotu jest też publikacja [145], w której autorzy podjęli się dyskusji nad zasadnością stosowania techniki downsizingu wobec dominującej eksploatacji pojazdów w zakresie małych i średnich wartości obciążeń i prędkości obrotowych silnika. Wobec tak postawionej tezy autorzy wykazali, iż nie jest potrzebny bardzo obciążony silnik, jaki otrzymuje się po downsizingu oraz że, przyjmując mniejsze wymagania użytkownika, można zbudować wysokosprawny silnik – znacznie mniej obciążony, a przez to o większej niezawodności. Proponowane rozwiązanie charakteryzuje się mniejszym objętościowym wskaźnikiem mocy niż doładowany silnik po downsizingu, a idea konstrukcyjna dotyczy elementów układu korbowo-tłokowego i wiąże się z redukcją strat tarcia. Modernizacji poddano tłok, w którym wobec przewidywanej na poziomie 40% redukcji sił gazowych, zmniejszono grubość ścianek i denka tłoka. Zmianie uległ też kształt korony tłoka oraz zmniejszono średnicę piasty sworznia w związku ze zmniejszeniem jego średnicy zewnętrznej. Zmieniono kształt korbowodu i obniżono jego masę. Całość zmian masowych określono na poziomie 25%. Do badań skierowano trzy silniki. Obiektem bazowym dla procesu downsizingu był silnik o objętości skokowej  $1,9 \text{ dm}^3$  F9Q, który zamieniono na silnik o objętości  $1,05 \text{ dm}^3$ , a więc wykonany według zasad agresywnego downsizingu ADD (ang. *Aggressive Downsized Diesel*). Za alternatywę zaproponowano silnik o objętości skokowej  $1,46 \text{ dm}^3$  K9K wyposażony w opisany powyżej, zmodernizowany układ korbowy DDE (ang. *Derated Diesel Engine*). Uzyskane wyniki przedstawiono na rysunku 2.9.



Rys. 2.9. Porównanie wskaźników eksploatacyjnych pojazdu wyposażonego w różne rodzaje silników [145]: 1,9 F9Q – silnik standardowy ( $1,9 \text{ dm}^3$ ), DDE – silnik z pakietem zmian tribologicznych ( $1,46 \text{ dm}^3$ ), ADD – silnik po agresywnym downsizingu ( $1,05 \text{ dm}^3$ )

Z zamieszczonych danych wynika, że silnik wykonany według technologii DDE jest wysokosprawnym silnikiem i może stanowić alternatywę dla innych silników, w tym dla silników po downsizingu.

Podsumowując obecność downsizingu w literaturze, należy zauważyć brak prac poświęconych wyłącznie procesowi i skutkom techniki zmniejszania objętości skokowej. Istnieje pewna grupa publikacji związana z systemami i technikami towarzyszącymi downsizingowi, które wręcz marginalizują tematykę istnienia i rozwoju techniki zmniejszania objętości do powszechnie znanych zależności i skojarzeń badawczych. Jeżeli idea downsizingu jest omawiana szerzej, to dotyczy wyłącznie rozważań na poziomie zmiany objętości jako parametru konstrukcyjnego silnika i tylko w niektórych przypadkach używa się pojęcia „stopień downsizingu” jako stosunek dwóch objętości – po i przed zmianami.

### 3. DOWNSIZING SILNIKA SPALINOWEGO W PRAKTYCE MOTORYZACYJNEJ

W praktyce motoryzacyjnej, downsizing silnika spalinowego realizowany jest łącznie z całymi pakietami zmian proekologicznych (często dotyczących również kompletnego pojazdu) i występuje pod nazwami własnymi takimi jak, np.: BlueEfficiency (Mercedes), BlueTec (Detroit Diesel), EcoBoost (Ford) lub HPE – Hybrid Pneumatic Engine jako efekt wspólnych działań kilku instytucji, w tym przypadku Politechniki w Zurychu, koncernu Robert Bosch, firmy Wenko Swissauto i Szwajcarskiego Federalnego Urzędu Energetyki. W każdej z tych nazw zawarte są różne rodzaje technologii i ich kombinacje, o których wspomina się w rozdziale 6.

Udział downsizingu na rynku motoryzacyjnym postanowiono zbadać, oceniając parametry techniczno-eksploatacyjne rzeczywistych silników, które były zwycięzcami w kolejnych edycjach międzynarodowego konkursu *Engine of the Year*. Konkurs *Engine of the Year* jest organizowany od 1999 roku przez jedno z branżowych czasopism *Engine Technology International* – UK & International Press, które zaprasza do komitetu oceniającego dziennikarzy motoryzacyjnych z całego świata, a przez liczne artykuły naukowe pośrednio oceniającymi są również przedstawiciele ośrodków uniwersyteckich i badawczych. Silniki oceniane są wielowarstwowo pod kątem zużycia paliwa, oddziaływań na środowisko, niezawodności systemów, poziomu hałasu itp. Obok ocen czysto teoretycznych na bazie posiadanych dokumentacji i charakterystyk eksploatacyjnych, eksperci wyrażają swoje opinie na podstawie własnych jazd testowych samochodami, w których zamontowane są nominowane jednostki napędowe. Silniki dopuszczone do konkursu muszą być jednostkami napędowymi montowanymi w samochodach osobowych, sprzedawanymi co najmniej w jednym kraju, w danym roku kalendarzowym.

Najważniejszym trofeum jest tytuł międzynarodowego silnika roku (*International Engine of the Year*) i jest to jedna z kategorii konkursowych. Kolejnymi kategoriami są: najlepszy nowy silnik (*Best New Engine*) – kategoria, która istnieje od roku 2001, silnik najlepszy pod kątem zużycia paliwa i ochrony środowiska (*Best Fuel Economy/Green Engine*), silnik o najlepszej charakterystyce pracy (*Best Performance Engine*) – kategoria istniejąca od roku 2003, najlepsza koncepcja (*Best Concept*), ale ta kategoria



Tabela 3.1. Zestawienie silników spalinowych, które zwyciężyły w konkursie  
*Engine of the Year* w latach 1999–2013 według kategorii

| Kategoria                                 | 1999                                            | 2000                                                                      | 2001                                     | 2002                                    | 2003                                                                      | 2004                                           | 2005                                                       | 2006                                                                                                                                                                                                                   | 2007                                               | 2008                                                       | 2009                                                              | 2010                                          | 2011                                            | 2012                                                    | 2013                                                   |                                          |
|-------------------------------------------|-------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------|-----------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------|------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------|------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------|-------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|------------------------------------------|
| Międzynarodowy Silnik Roku                | Toyota 1SZ-FE 1.0L Yaris                        | Honda IMA 1.0L Insight                                                    | BMW S54 3.2L M3                          | BMW N62 4.4L Valvetronic                | Mazda Renesis 1.3L RX-8                                                   | Toyota 1NZ-FXE 1.5L HSD Prius                  | BMW S85B50 5.0L V10 M5/M6                                  | BMW S85B50 5.0L V10 M5/M6                                                                                                                                                                                              | BMW N54B30 3.0L Twin Turbo 135i/335i/535i/X6       | BMW N54B30 3.0L Twin Turbo 335i                            | Volkswagen Golf/Scirocco/Jetta/Touran/Tiguan/Ibiza Cupra          | 7SI 1.4L Twincharger                          | Fiat TwinAir 875cc Fiat 500                     | Ford EcoBoost 999cc 3-cylinder Turbo Ford Focus, Fiesta | Ford EcoBoost 999cc 3-cylinder Turbo Ford Focus, C-Max |                                          |
| Najlepszy Nowy Silnik                     | Nie oceniano                                    |                                                                           | BMW S54 3.2L M3                          | BMW N62 4.4L Valvetronic                | Mazda Renesis 1.3L RX-8                                                   | Toyota 1NZ-FXE 1.5L Prius HSD                  | BMW S85B50 5.0L V10 M5/M6                                  | Volkswagen TSI 1.4L Twincharger Golf/Scirocco                                                                                                                                                                          | BMW N54B30 3.0L Twin Turbo                         | BMW N47D 2.0L Diesel TwinTurbo 123d                        | Porsche Flat Six 3.8L 911 Carrera S                               | Fiat MultiAir 1.4L Turbo                      | Fiat TwinAir 875cc Fiat 500                     | Ford EcoBoost 999cc 3-cylinder Turbo Ford Focus         | 1.4 litre TSI ACT Volkswagen                           |                                          |
| Silnik Przyjazny Środowisku               | Volkswagen TDI 1.2L 3-cylinder Diesel Polo, upl | Honda IMA 1.0L Insight                                                    |                                          |                                         | Honda IMA 1.3L Civic                                                      | Toyota 1NZ-FXE 1.5L HSD Prius                  |                                                            | BMW S85B50 5.0L V10 M5/M6                                                                                                                                                                                              |                                                    | BMW N54B30 3.0L Twin Turbo 335i                            |                                                                   | Volkswagen TSI 1.4L Twincharger Golf/Scirocco | Alfa Romeo Mito 2ZR-FXE 1.8L Hybrid Prius/Auris | Fiat TwinAir 875cc Fiat 500                             | General Motors Ecotec 1.4L Chevrolet Volt/ Opel Ampera | VW Golf 875cc turbo CNG Fiat Panda, 500L |
| Silnik o Najlepszej Charakterystyce Pracy | Nie oceniano                                    |                                                                           |                                          |                                         | Mercedes-AMG M113E55 5.4L V8 CL55/E55/SL55                                | Mercedes-AMG M275 6.0L V12 S65/CL65/SL65       | BMW S85B50 5.0L V10 M5/M6                                  |                                                                                                                                                                                                                        | Porsche FlatSix 3.6L Turbo 911 Turbo/GT2           | Mercedes-AMG M156 6.2L V8 C63/S63/SL63/CL63/E63/CLS63/ML63 |                                                                   | Ferrari 4.5L V8 458 Italia/458 Spider         | Ford EcoBoost 999cc 3-cylinder Turbo Ford Focus |                                                         |                                                        |                                          |
| poniżej 1.0 dm³                           | Toyota 1SZ-FE 1.0L Yaris                        | Toyota 1KR-FE 1.0L 3-Cylinder VVT-i Aygo/IQ/Yaris/Citroen C1/ Peugeot 107 |                                          |                                         |                                                                           |                                                |                                                            |                                                                                                                                                                                                                        |                                                    |                                                            |                                                                   | Fiat TwinAir 875cc Fiat 500                   | Ford EcoBoost 999cc 3-cylinder Turbo Ford Focus | Ford EcoBoost 999cc 3-cylinder Turbo Ford Focus         |                                                        |                                          |
| 1.0 do 1.4 dm³                            | Volkswagen TDI 1.2L 3-cylinder Diesel Polo, upl | Toyota 2NZ-FE 1.3L VVT-i Yaris                                            | Volkswagen TDI 1.4L Polo/Lupo            | Honda IMA 1.3L Civic                    |                                                                           |                                                | Fiat MultiJet 1.3L Punto/Grande Punto/Palio                | Volkswagen TSI 1.4L Twincharger Polo/Beetle/Golf/Scirocco/Eos/Jetta/Tiguan/Sharan/Touran/Passat CNG/Audi A1/Audi A3/Seat Ibiza FR/Seat Ibiza Cupra/Seat Leon Cupra/Seat Alhambra/Skoda Fabia RS                        |                                                    |                                                            |                                                                   |                                               |                                                 |                                                         |                                                        |                                          |
| 1.4 do 1.8 dm³                            | Toyota 1NZ-FXE 1.5L Hybrid Prius                | Honda 1.8L VTEC Accord                                                    | BMW N42 1.8L Valvetronic                 | Toyota 2ZZ-GE 1.8L VVT-i Corolla/Calica | BMW 1.6L Supercharged MINI Cooper S                                       | Toyota 1NZ-FXE 1.5L HSD Prius                  |                                                            | BMW-PSA 1.6L Turbo petrol MINI Hatchback, Clubman, Countryman, Coupe/Roadster/Peugeot 207, 207 CC, 208, 308, 308 CC, RCZ, 3008, 508, 5008/DS3, DS3 Racing, DS4, DS4 Racing, Citroen C5, DS5, C4 Picasso, Grand Picasso |                                                    |                                                            |                                                                   |                                               |                                                 |                                                         |                                                        |                                          |
| 1.8 do 2.0 dm³                            | Volkswagen TDI 1.9L 110PS Passat/Jetta/Golf     | Honda F20C 2.0L VTEC S2000                                                |                                          |                                         | Eos/Jetta/Golf GTI/Scirocco/Skoda Octavia/Audi A3/A4A6/TT/Seat Leon/Altea |                                                | Volkswagen FSI 2.0L Turbo                                  |                                                                                                                                                                                                                        | BMW N47D 2.0L Diesel TwinTurbo 123d/X1             |                                                            | BMW N20B20 2.0L TwinTurbo petrol BMW 125i/320i/520i/Z4i/X1/X3/20i |                                               |                                                 |                                                         |                                                        |                                          |
| 2.0 do 2.5 dm³                            | Audi TDI 2.5L V6 A4/A6/A8                       | Alfa Romeo 2.5L V6 156/166                                                | PSA DW12 2.2L HDI Citroen C5/Peugeot 607 | BMW M54 2.5L 325i/X3/525i/Z4            | Honda N22A1 2.2L i-CTDI Accord/Civic/FRV                                  | Subaru EJ255 2.5L Boxer Turbo Impreza/Forester | BMW N52B25 2.5L 325i/525i/X3/Z4                            | Subaru EJ257 2.5L Boxer Turbo Impreza/Forester                                                                                                                                                                         | Mercedes OM651 2.1L Diesel C250 Cdi                | Audi TT RS/RS3/Q3 RS                                       |                                                                   |                                               |                                                 |                                                         |                                                        |                                          |
| 2.5 do 3.0 dm³                            | BMW M57D30 2.9L 330d/530d/730d/X3/X5/X6         |                                                                           |                                          | Mazda Renesis 1.3L RX-8                 | BMW M57TUD30 3.0L TwinTurbo 535d                                          |                                                | BMW N54B30 3.0L Twin Turbo 135i/335i/535i/X6               |                                                                                                                                                                                                                        | BMW N55B30 3.0L 6-Cylinder bi-turbo 1M Coupe/335is |                                                            |                                                                   | Porsche 2.7litre DI Boxster/Cayman            |                                                 |                                                         |                                                        |                                          |
| 3.0 do 4.0 dm³                            | BMW M67D39 3.9L V8 740d                         | BMW S54B32 3.2L M3                                                        |                                          |                                         | Porsche 3.6L Turbo 911 Turbo                                              |                                                | BMW S65B40 4.0L V8 M3                                      |                                                                                                                                                                                                                        | McLaren 3.8 litre V8 MP4-12C                       |                                                            |                                                                   |                                               |                                                 |                                                         |                                                        |                                          |
| powyżej 4.0 dm³                           | BMW M73B54 5.4L V12 750i/850Ci                  | Ferrari Tipo F133 5.5L V12 456/550                                        | BMW N62B44 4.4L Valvetronic X5/X54S/64Si | Volkswagen TDI 5.0L V10 Touareg/Phaeton | BMW S85B50 5.0L V10 M5/M6                                                 |                                                | Mercedes-AMG M156 6.2L V8 C63/S63/SL63/CL63/E63/CLS63/ML63 |                                                                                                                                                                                                                        | Ferrari 4.5L V8 458 Italia/458 Spider              |                                                            |                                                                   | Ferrari 6.3litre V12 Ferrari F12 Berlinetta   |                                                 |                                                         |                                                        |                                          |
| Najlepsza Koncepcja                       | DaimlerChrysler Ncar 4                          |                                                                           | Saab SVC                                 | General Motors AUTOnomy                 | Nie oceniano                                                              |                                                |                                                            |                                                                                                                                                                                                                        |                                                    |                                                            |                                                                   |                                               |                                                 |                                                         |                                                        |                                          |
| Ekologiczny Silnik                        | Toyota 1NZ-FXE 1.5L Hybrid Prius                |                                                                           | Nie oceniano                             |                                         |                                                                           |                                                |                                                            |                                                                                                                                                                                                                        |                                                    |                                                            |                                                                   |                                               |                                                 |                                                         |                                                        |                                          |

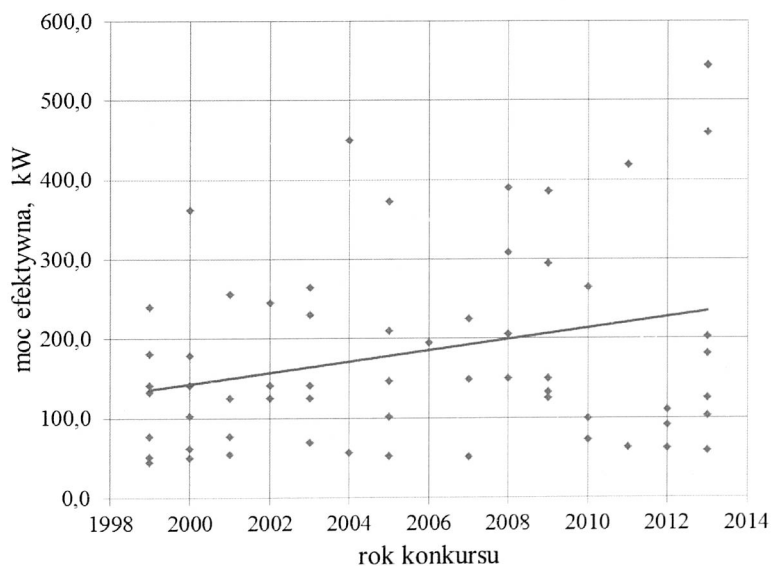


przetrwiała do 2003 roku oraz kategoria silnik przyjazny środowisku (*Best Eco-friendly*), w ramach której samochody oceniane były tylko w 1999 roku. Dodatkowo rozróżnia się 8 kategorii związanych z objętością skokową silnika, dzieląc je tak jak opisano w tabeli 3.1, w której zawarto również informacje o przykładowych modelach samochodów, w których silniki stanowiły ich napęd.

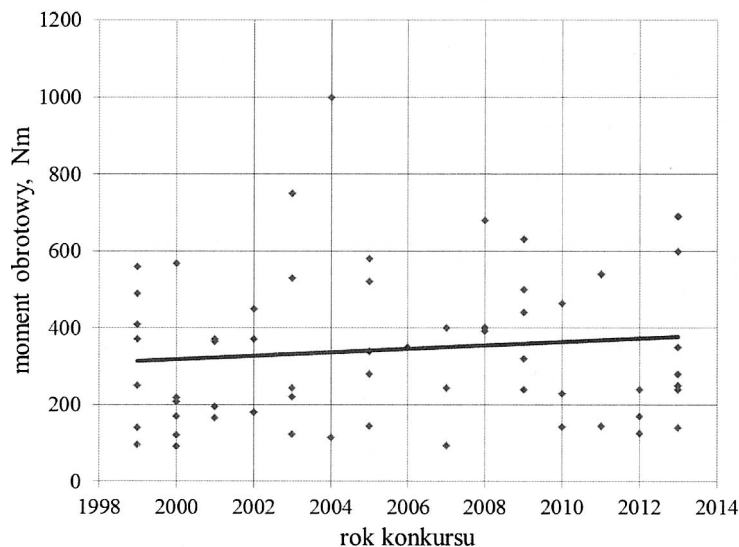
Podział na kategorie związane z objętością skokową sprawia, że ocena staje się bardziej wiarygodna w obrębie ustalonej grupy, ale może też oznaczać, że silniki objęte tymi kategoriami stają się zwycięzcami we wcześniej wspomnianych tematycznych kategoriach.

Z tabeli 3.1 rysuje się obraz dominacji silników firmy BMW, które łącznie we wszystkich kategoriach były notowane 63 razy. Na kolejnych miejscach znajdują się silniki koncernu Volkswagen – 24 razy, jednostki napędowe Hondy 22 razy oraz firmy Toyota 20 razy. Przez 15 lat łącznie w konkursie sklasyfikowano 174 silniki, ale rejestrując powtarzalność wielu z nich w kilku konkurencjach równocześnie, np. w kategorii najlepszy silnik i najlepszy dla danej objętości, analizie poddano 62 modele silników. Dysponując podstawowymi danymi techniczno-eksploatacyjnymi, dokonano zestawień tematycznych ujętych na wykresach – rys. 3.1–3.9.

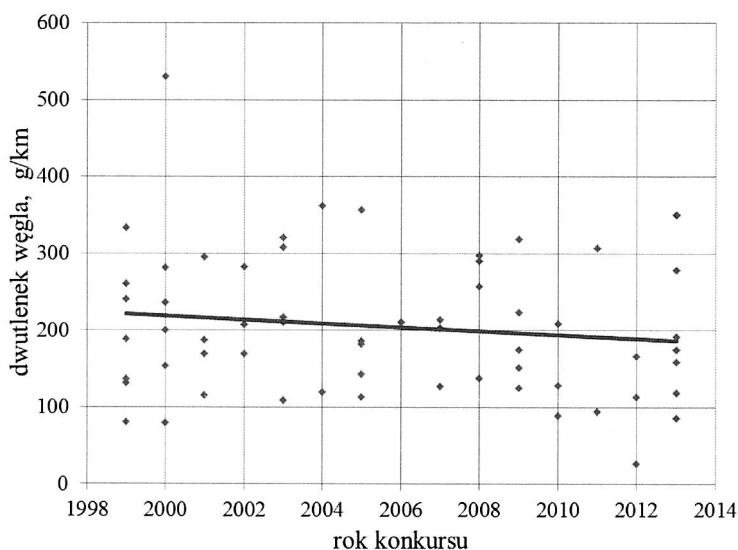
Przedstawione na rysunkach 3.1 i 3.2 wartości mocy i momentów obrotowych silników są rozłożone równomiernie, z lekką tendencją zwyżkową w poszczególnych latach, co oznacza wypełnienie oczekiwań użytkowników, ale równocześnie utrzymanie proporcji tych wskaźników w poszczególnych kategoriach.



Rys. 3.1. Moce efektywne silników spalinowych „zwycięzców” w konkursie *Engine of the Year* we wszystkich kategoriach

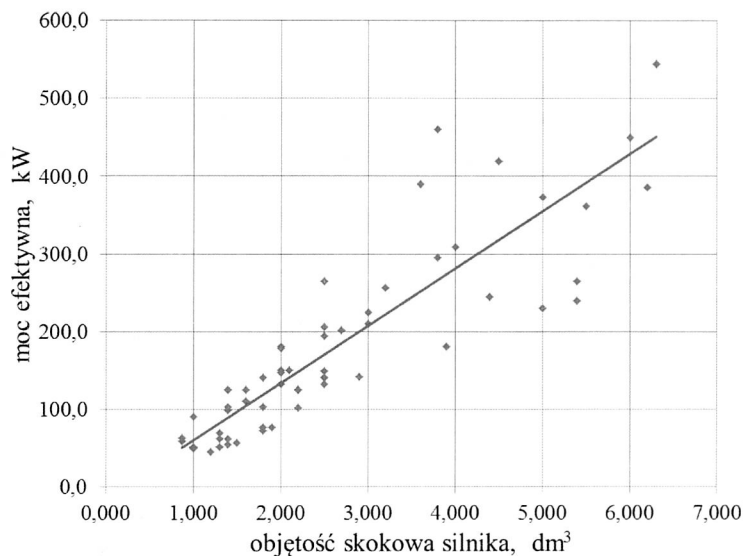


Rys. 3.2. Momenty obrotowe silników spalinowych „zwycięzców” w konkursie *Engine of the Year* we wszystkich kategoriach

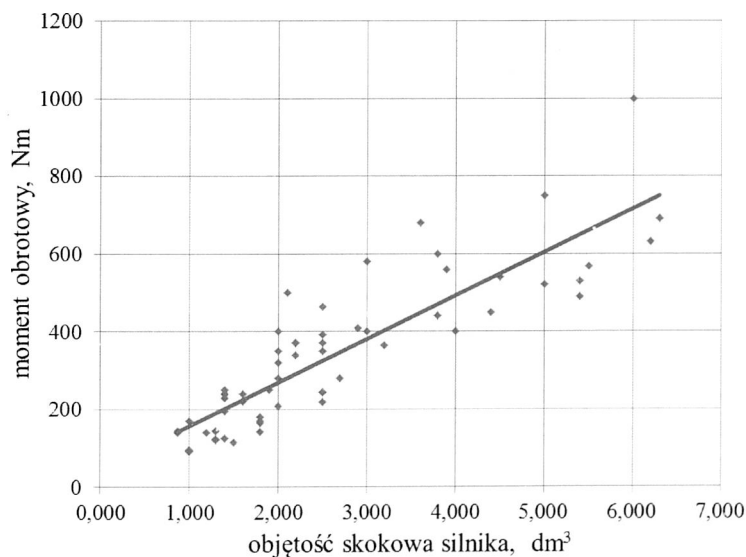


Rys. 3.3. Emisja dwutlenku węgla do atmosfery w teście NEDC przez silniki spalinowe „zwycięzców” w konkursie *Engine of the Year* we wszystkich kategoriach

Z kolei emisja dwutlenku węgla do atmosfery maleje w funkcji kolejnych lat produkcji (rys. 3.3), co potwierdza oczekiwany trend sprzyjający ograniczeniu przyczyn powstawania efektu cieplarnianego.



Rys. 3.4. Moce silników spalinowych „zwycięzców” w konkursie *Engine of the Year* we wszystkich kategoriach w funkcji objętości skokowych

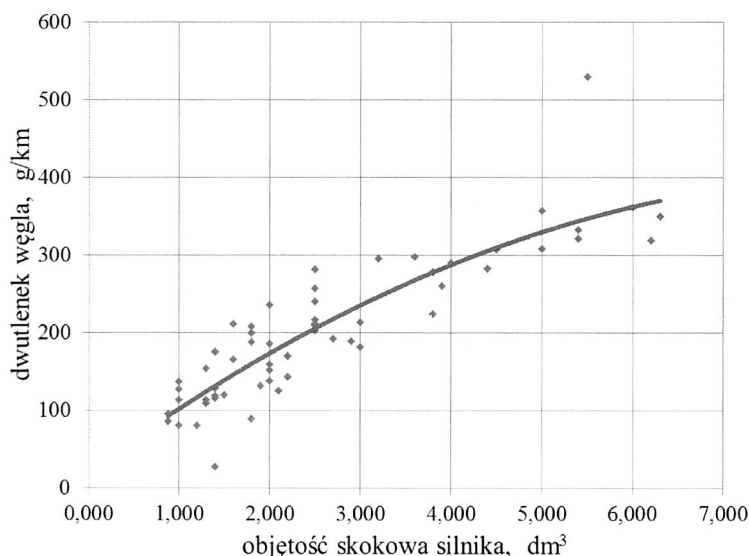


Rys. 3.5. Momenty obrotowe silników spalinowych „zwycięzców” w konkursie *Engine of the Year* we wszystkich kategoriach w funkcji objętości skokowych

Kolejne wykresy (rys. 3.4–3.6) potwierdzają teoretyczne relacje mocy, momentu i emisji  $\text{CO}_2$  w funkcji objętości skokowej w grupie badanych silników. Wzrost objętości skokowej generuje zwiększone wartości ocenianych wskaźników.

Z danych zawartych na wykresie rysunku 3.4 można zauważyć silniejsze skupienie silników o objętości skokowej w zakresie między 1,0 a 2,0  $\text{dm}^3$  oraz o mocy efektywnej na poziomie 100 kW.

Skupienie danych wokół objętości skokowej 1,0 i 2,5  $\text{dm}^3$  i w osiągniętym momencie obrotowym między 200 i 400 Nm świadczy o popularności tego typu silników wśród nominowanych i zwycięzców w konkursie.

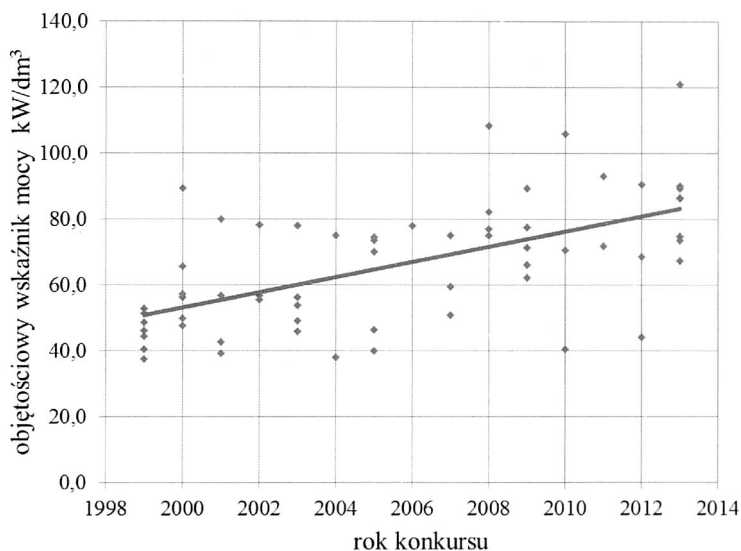


Rys. 3.6. Emisja dwutlenku węgla do atmosfery w teście NEDC przez silniki spalinowe „zwycięzców” w konkursie *Engine of the Year* we wszystkich kategoriach w funkcji objętości skokowych

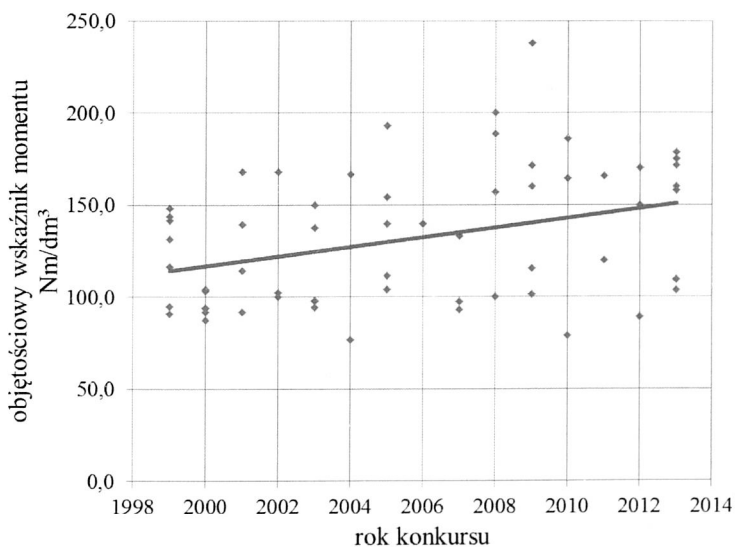
Istotą rynkowego rozpoznania wdrażania techniki downsizingu silnika spalinowego jest ocena objętościowych jednostkowych wskaźników: mocy, momentu i emisji dwutlenku węgla (rys. 3.7–3.9).

Pokazane na wykresie (rys. 3.7) zmiany objętościowych wskaźników mocy wraz z rokiem produkcji silników spalinowych są pozytywne z uwagi na wzrastający trend tych zmian, co wyraża się wzrostem sprawności efektywnej silników.

Podobnie jak dla mocy, dane o jednostkowym momencie wskazują na pozytywną tendencję rozwojową, kiedy z jednostki objętości uzyskuje się większe wskaźniki pracy.



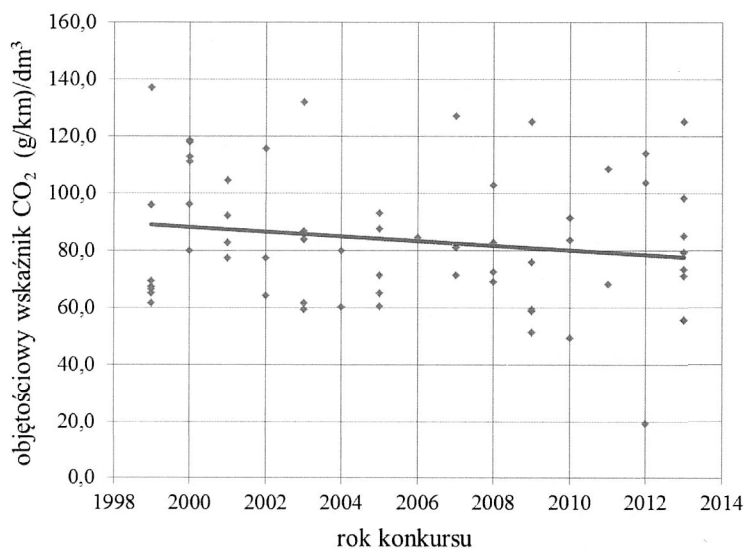
Rys. 3.7. Objętościowe wskaźniki mocy silników spalinowych „zwycięzców” w konkursie *Engine of the Year* we wszystkich kategoriach



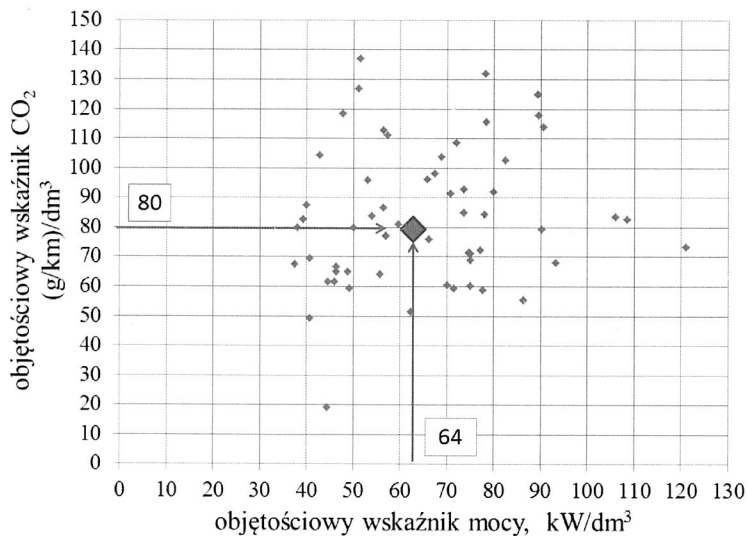
Rys. 3.8. Objętościowe wskaźniki momentu obrotowego silników spalinowych „zwycięzców” w konkursie *Engine of the Year* we wszystkich kategoriach

Na podstawie wykresu (rys. 3.9) należy stwierdzić, że objętościowy wskaźnik emisji dwutlenku węgla ulega na przestrzeni lat rozwoju silnika spalinowego obniżeniu,

co potwierdza właściwy kierunek rozwoju konstrukcji silników, a z drugiej strony jest dowodem na zwiększony udział downsizingu wraz z upływem lat.



Rys. 3.9. Objętościowe wskaźniki emisji dwutlenku węgla do atmosfery w teście NEDC przez silniki spalinowe „zwycięzców” w konkursie *Engine of the Year* we wszystkich kategoriach

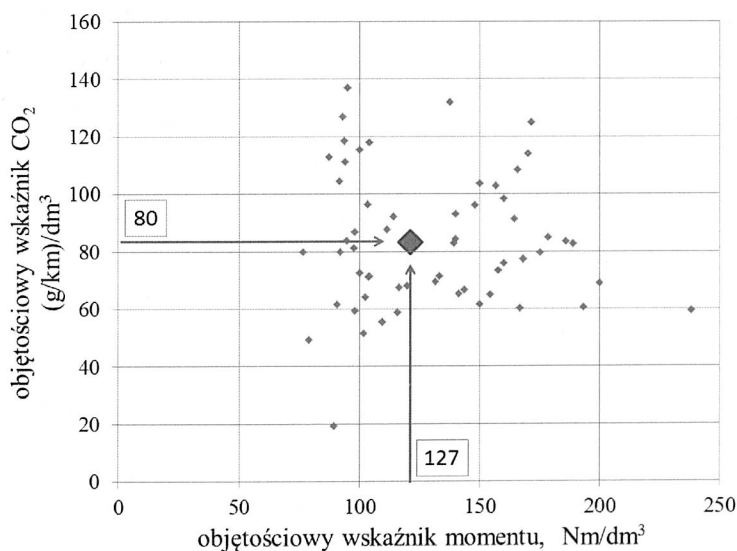


Rys. 3.10. Objętościowe wskaźniki mocy i emisji dwutlenku węgla do atmosfery dla silników „zwycięzców” w konkursie *Engine of the Year* we wszystkich kategoriach



Zestawiając dwa wskaźniki jednostkowe: mocy i emisji dwutlenku węgla na jednym wykresie (rys. 3.10) oraz momentu obrotowego silnika i emisji dwutlenku węgla (rys. 3.11) jako wskaźniki bezpośrednio związane z procesem downsizingu, uzyskano strefę ujmującą silniki spalinalne objęte konkursem *Engine of the Year* jako obszar odniesienia dla innych silników.

Wyznaczono również średnie geometryczne badanych powierzchni dwuwymiarowych, stanowiących wskaźniki rozwojowe silników. Są to:  $80 \text{ (g/km)/dm}^3$  dla emisji dwutlenku węgla,  $64 \text{ kW/dm}^3$  dla mocy efektywnej oraz  $101 \text{ Nm/dm}^3$  dla wskaźnika momentu obrotowego. Na tej podstawie można dokonać oceny porównawczej innych silników, uznając wyznaczone wartości za parametry *statystycznego silnika spalinalnego* o bazowych wskaźnikach.



Rys. 3.11. Objętościowe wskaźniki momentu i emisji dwutlenku węgla do atmosfery dla silników „zwycięzców” w konkursie *Engine of the Year* we wszystkich kategoriach

W kolejnych tabelach zamieszczono wybrane parametry techniczno-eksploatacyjne silników „zwycięzców” w poszczególnych kategoriach.

Dla porównania wyznaczono średnie geometryczne dla strefy opisującej silniki kategorii Międzynarodowy Silnik Roku (ang. *International Engine of the Year*) (tab. 3.2). Uzyskano następujące wartości:  $97 \text{ kW/dm}^3$  dla jednostkowej mocy,  $127 \text{ Nm/dm}^3$  dla momentu jednostkowego oraz  $73 \text{ (g/km)/dm}^3$  dla objętościowej emisji  $\text{CO}_2$ . Dane te wskazują, że statystyczny silnik kategorii Najlepszy Silnik Roku osiąga większą o 15% jednostkową moc użyteczną od średniej mocy z jednostki objętości skokowej *statystycznego silnika* wyróżnionego dla zwycięzców we wszystkich kategoriach. Silnik

w tej kategorii zachowuje niezmienną wartość objętościowego wskaźnika momentu oraz wykazuje o 21% większą emisję dwutlenku węgla do atmosfery z jednostkowe objętości w porównaniu do wartości średniej dla wszystkich silników, co należy uznać za niekorzystną wartość w tej kategorii.

Tabela 3.2. Wybrane dane techniczne silników spalinowych, które zwyciężyły w kategorii Międzynarodowy Silnik Roku

| Rok  | $N_e$<br>kW | $n_N$<br>obr/min | $M_o$<br>Nm | $n_M$<br>obr/min | $S$<br>mm | $D$<br>mm | $\varepsilon$ | CO <sub>2</sub><br>g/km | $V_{ss}$<br>dm <sup>3</sup> | Model silnika             | $N_e/V_{ss}$<br>kW/dm <sup>3</sup> | $M_o/V_{ss}$<br>Nm/dm <sup>3</sup> |
|------|-------------|------------------|-------------|------------------|-----------|-----------|---------------|-------------------------|-----------------------------|---------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| 1999 | 51,5        | 6000             | 95          | 4000             | 66,7      | 69,0      | 10,0:1        | 137                     | 1,000                       | Toyota 1.0L 1SZ-FE        | 51,50                              | 95,00                              |
| 2000 | 50,0        | 5700             | 92          | 4800             | 81,5      | 72,0      | 10,8:1        | 80                      | 1,000                       | Honda 1.0L E07Z ECA       | 50,00                              | 92,00                              |
| 2001 | 256,0       | 7900             | 365         | 8000             | 91,0      | 87,0      | 11,5:1        | 295                     | 3,200                       | BMW 3.2L S54B32           | 80,00                              | 114,06                             |
| 2002 | 245,0       | 6100             | 450         | 3600             | 82,7      | 92,0      | 10,5:1        | 283                     | 4,400                       | BMW 4.4L N62B44           | 55,68                              | 102,27                             |
| 2003 | 184,0       | 8500             | 216         | 5500             | -         | -         | 10,0:1        | 267                     | 1,300                       | Mazda 1.3L Renesis/Wankel | 141,54                             | 166,15                             |
| 2004 | 57,0        | 5000             | 115         | 4000             | 84,7      | 75,0      | 13,0:1        | 120                     | 1,500                       | Toyota 1.5L 1NZ-FXE       | 38,00                              | 76,67                              |
| 2005 | 373,0       | 7750             | 520         | 6100             | 75,2      | 92,0      | 12,0:1        | 357                     | 5,000                       | BMW 5.0L S85B50           | 74,60                              | 104,00                             |
| 2006 | 373,0       | 7750             | 520         | 6100             | 75,2      | 92,0      | 12,0:1        | 357                     | 5,000                       | BMW 5.0L S85B50           | 74,60                              | 104,00                             |
| 2007 | 225,0       | 5800             | 400         | 1200             | 88,3      | 89,0      | 10,0:1        | 214                     | 3,000                       | BMW 3.0L N54B30           | 75,00                              | 133,33                             |
| 2008 | 225,0       | 5800             | 400         | 1200             | 88,3      | 89,0      | 10,0:1        | 214                     | 3,000                       | BMW 3.0L N54B30           | 75,00                              | 133,33                             |
| 2009 | 125,0       | 6000             | 240         | 1750             | 75,6      | 76,5      | 10,0:1        | 175                     | 1,400                       | Volkswagen 1.4L TSI       | 89,29                              | 171,43                             |
| 2010 | 125,0       | 6000             | 240         | 1750             | 75,6      | 76,5      | 10,0:1        | 175                     | 1,400                       | Volkswagen 1.4L TSI       | 89,29                              | 171,43                             |
| 2011 | 63,0        | 5500             | 145         | 1900             | 86,0      | 80,5      | 10,0:1        | 95                      | 0,875                       | Fiat 875cc TwinAir        | 72,00                              | 165,71                             |
| 2012 | 90,5        | 6000             | 170         | 4500             | 82,0      | 71,9      | 10,0:1        | 114                     | 0,999                       | Ford 999cc EcoBoost       | 90,59                              | 170,17                             |
| 2013 | 90,5        | 6000             | 170         | 4500             | 82,0      | 71,9      | 10,0:1        | 114                     | 0,999                       | Ford 999cc EcoBoost       | 90,59                              | 170,17                             |

Tabela 3.3. Wybrane dane techniczne silników spalinowych, które zwyciężyły w kategorii Najlepszy Nowy Silnik

| Rok  | $N_e$<br>kW  | $n_N$<br>obr/min | $M_o$<br>Nm | $n_M$<br>obr/min | $S$<br>mm | $D$<br>mm | $\varepsilon$ | CO <sub>2</sub><br>g/km | $V_{ss}$<br>dm <sup>3</sup> | Model silnika             | $N_e/V_{ss}$<br>kW/dm <sup>3</sup> | $M_o/V_{ss}$<br>Nm/dm <sup>3</sup> |
|------|--------------|------------------|-------------|------------------|-----------|-----------|---------------|-------------------------|-----------------------------|---------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| 1999 | nie oceniano |                  |             |                  |           |           |               |                         |                             |                           | -                                  | -                                  |
| 2000 | nie oceniano |                  |             |                  |           |           |               |                         |                             |                           | -                                  | -                                  |
| 2001 | 256,0        | 7900             | 365         | 8000             | 91,0      | 87,0      | 11,5:1        | 295                     | 3,200                       | BMW 3.2L S54B32           | 80,00                              | 114,06                             |
| 2002 | 245,0        | 6100             | 450         | 3600             | 82,7      | 92,0      | 10,5:1        | 283                     | 4,400                       | BMW 4.4L N62B44           | 55,68                              | 102,27                             |
| 2003 | 184,0        | 8500             | 216         | 5500             | -         | -         | 10,0:1        | 267                     | 1,300                       | Mazda 1.3L Renesis/Wankel | 141,54                             | 166,15                             |
| 2004 | 57,0         | 5000             | 115         | 4000             | 84,7      | 75,0      | 13,0:1        | 120                     | 1,500                       | Toyota 1.5L 1NZ-FXE       | 38,00                              | 76,67                              |
| 2005 | 373,0        | 7750             | 520         | 6100             | 75,2      | 92,0      | 12,0:1        | 357                     | 5,000                       | BMW 5.0L S85B50           | 74,60                              | 104,00                             |
| 2006 | 125,0        | 6000             | 240         | 1750             | 75,6      | 76,5      | 10,0:1        | 175                     | 1,400                       | Volkswagen 1.4L TSI       | 89,29                              | 171,43                             |
| 2007 | 225,0        | 5800             | 400         | 1200             | 88,3      | 89,0      | 10,0:1        | 214                     | 3,000                       | BMW 3.0L N54B30           | 75,00                              | 133,33                             |
| 2008 | 150,0        | 4400             | 400         | 2000             | 90,0      | 84,0      | 16,1:1        | 138                     | 2,000                       | BMW 2.0L N47D20           | 75,00                              | 200,00                             |
| 2009 | 295,0        | 7400             | 440         | 5600             | 77,5      | 102,0     | 12,5:1        | 224                     | 3,800                       | Porsche 3.8L              | 77,63                              | 115,79                             |
| 2010 | 99,0         | 5000             | 230         | 1750             | 84,0      | 72,0      | 9,8:1         | 128                     | 1,400                       | Fiat 1.4L MultiAir Turbo  | 70,71                              | 164,29                             |
| 2011 | 63,0         | 5500             | 145         | 1900             | 86,0      | 80,5      | 10,0:1        | 95                      | 0,875                       | Fiat 875cc TwinAir        | 72,00                              | 165,71                             |
| 2012 | 90,5         | 6000             | 170         | 4500             | 82,0      | 71,9      | 10,0:1        | 114                     | 0,999                       | Ford 999cc EcoBoost       | 90,59                              | 170,17                             |
| 2013 | 103,0        | 6000             | 250         | 3500             | 80,0      | 74,5      | 10,0:1        | 119                     | 1,400                       | Volkswagen 1.4L TSI ACT   | 73,57                              | 178,57                             |

Dla kategorii Najlepszy Nowy Silnik (ang. *Best New Engine* – tab. 3.3) średnie geometryczne, opisujące strefę tych silników, mają następujące wartości: 90 kW/dm<sup>3</sup> dla jednostkowej mocy, 138 Nm/dm<sup>3</sup> dla objętościowego wskaźnika momentu oraz 75 (g/km)/dm<sup>3</sup> dla emisji dwutlenku węgla. Z porównania tych wartości do średnich *statystycznego silnika*, wyłonionego dla zwycięzców we wszystkich kategoriach, wynika, że: objętościowa emisja dwutlenku węgla jest większa o 12%, co oznacza niekorzystnie większą emisję CO<sub>2</sub> z jednostki objętości. Korzystne są wartości pozostałych

wskaźników objętościowych, które w porównaniu do *statystycznego silnika* są większe o 9% dla momentu obrotowego i o 18% dla jednostkowej mocy.

Średnie geometryczne opisujące strefę silników z kategorii Sinik Przyjazny Środowisku (ang. *Green Engine*) (tab. 3.4) mają dużo mniejsze wartości w porównaniu do innych kategorii silników: 48 kW/dm<sup>3</sup> dla jednostkowej mocy, 98 Nm/dm<sup>3</sup> dla jednostkowego momentu obrotowego oraz 74 (g/km)/dm<sup>3</sup> dla objętościowej emisji dwutlenku węgla. Z porównania tych wartości do średnich *statystycznego silnika* wyłonił się dla zwycięzców we wszystkich kategoriach wynika, że silnik ten spełnia wymagania stawiane silnikowi ekologicznemu, ponieważ objętościowa emisja dwutlenku węgla jest mniejsza od średniej o 7%. Niestety dzieje się to kosztem mniejszej o 25% mocy uzyskiwanej z jednostki objętości oraz kosztem momentu obrotowego, którego objętościowy wskaźnik jest mniejszy o 23%.

Tabela 3.4. Wybrane dane techniczne silników spalinowych, które zwyciężyły w kategorii Silnik Przyjazny Środowisku

| Rok  | $N_e$<br>kW | $n_N$<br>obr/min | $M_o$<br>Nm | $n_M$<br>obr/min | $S$<br>mm | $D$<br>mm | $\varepsilon$ | CO <sub>2</sub><br>g/km | $V_{ss}$<br>dm <sup>3</sup> | Model silnika                   | $N_e/V_{ss}$<br>kW/dm <sup>3</sup> | $M_o/V_{ss}$<br>Nm/dm <sup>3</sup> |
|------|-------------|------------------|-------------|------------------|-----------|-----------|---------------|-------------------------|-----------------------------|---------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| 1999 | 45          | 4000             | 140         | 1800             | 86,4      | 76,5      | 19,5:1        | 81                      | 1,200                       | Volkswagen 1.2L TDI             | 37,50                              | 116,67                             |
| 2000 | 50          | 5700             | 92          | 4800             | 81,5      | 72,0      | 10,8:1        | 80                      | 1,000                       | Honda 1.0L E07Z ECA             | 50,00                              | 92,00                              |
| 2001 | 50          | 5700             | 92          | 4800             | 81,5      | 72,0      | 10,8:1        | 80                      | 1,000                       | Honda 1.0L E07Z ECA             | 50,00                              | 92,00                              |
| 2002 | 50          | 5700             | 92          | 4800             | 81,5      | 72,0      | 10,8:1        | 80                      | 1,000                       | Honda 1.0L E07Z ECA             | 50,00                              | 92,00                              |
| 2003 | 70          | 6000             | 123         | 4600             | 80,0      | 73,0      | 10,8:1        | 109                     | 1,300                       | Honda 1.3L IMA                  | 53,85                              | 94,62                              |
| 2004 | 57          | 5000             | 115         | 4000             | 84,7      | 75,0      | 13,0:1        | 120                     | 1,500                       | Toyota 1.5L 1NZ-FXE             | 38,00                              | 76,67                              |
| 2005 | 57          | 5000             | 115         | 4000             | 84,7      | 75,0      | 13,0:1        | 120                     | 1,500                       | Toyota 1.5L 1NZ-FXE             | 38,00                              | 76,67                              |
| 2006 | 57          | 5000             | 115         | 4000             | 84,7      | 75,0      | 13,0:1        | 120                     | 1,500                       | Toyota 1.5L 1NZ-FXE             | 38,00                              | 76,67                              |
| 2007 | 57          | 5000             | 115         | 4000             | 84,7      | 75,0      | 13,0:1        | 120                     | 1,500                       | Toyota 1.5L 1NZ-FXE             | 38,00                              | 76,67                              |
| 2008 | 57          | 5000             | 115         | 4000             | 84,7      | 75,0      | 13,0:1        | 120                     | 1,500                       | Toyota 1.5L 1NZ-FXE             | 38,00                              | 76,67                              |
| 2009 | 125         | 6000             | 240         | 1750             | 75,6      | 76,5      | 10,0:1        | 175                     | 1,400                       | Volkswagen 1.4L TSI             | 89,29                              | 171,43                             |
| 2010 | 73          | 5200             | 142         | 4000             | 88,3      | 80,5      | 13,0:1        | 89                      | 1,800                       | Toyota 1.8L 2ZR-FXE             | 40,56                              | 78,89                              |
| 2011 | 63          | 5500             | 145         | 1900             | 86,0      | 80,5      | 10,0:1        | 95                      | 0,875                       | Fiat 875cc TwinAir              | 72,00                              | 165,71                             |
| 2012 | 62          | 4800             | 125         | 4000             | 82,6      | 73,4      | 10,5:1        | 27                      | 1,400                       | GM 1.4L Ecotec                  | 44,29                              | 89,29                              |
| 2013 | 59          | 5500             | 140         | 2500             | 86,0      | 80,5      | 10,0:1        | 86                      | 0,875                       | Fiat 875cc 2-cylinder turbo CNG | 67,43                              | 160,00                             |

Tabela 3.5. Wybrane dane techniczne silników spalinowych, które zwyciężyły w kategorii Silnik o najlepszej charakterystyce pracy

| Rok  | $N_e$<br>kW  | $n_N$<br>obr/min | $M_o$<br>Nm | $n_M$<br>obr/min | $S$<br>mm | $D$<br>mm | $\varepsilon$ | CO <sub>2</sub><br>g/km | $V_{ss}$<br>dm <sup>3</sup> | Model silnika             | $N_e/V_{ss}$<br>kW/dm <sup>3</sup> | $M_o/V_{ss}$<br>Nm/dm <sup>3</sup> |
|------|--------------|------------------|-------------|------------------|-----------|-----------|---------------|-------------------------|-----------------------------|---------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| 1999 | nie oceniano |                  |             |                  |           |           |               |                         |                             |                           | -                                  | -                                  |
| 2000 | nie oceniano |                  |             |                  |           |           |               |                         |                             |                           | -                                  | -                                  |
| 2001 | nie oceniano |                  |             |                  |           |           |               |                         |                             |                           | -                                  | -                                  |
| 2002 | nie oceniano |                  |             |                  |           |           |               |                         |                             |                           | -                                  | -                                  |
| 2003 | 265          | 5500             | 530         | 3150             | 92,0      | 97,0      | 10,5:1        | 321                     | 5,400                       | Mercedes-AMG 5.4L M113E55 | 49,07                              | 98,15                              |
| 2004 | 450          | 4800             | 1000        | 2000             | 93,0      | 82,6      | 9,0:1         | 362                     | 6,000                       | Mercedes-AMG 6.0L M275    | 75,00                              | 166,67                             |
| 2005 | 373          | 7750             | 520         | 6100             | 75,2      | 92,0      | 12,0:1        | 357                     | 5,000                       | BMW 5.0L S85B50           | 74,60                              | 104,00                             |
| 2006 | 373          | 7750             | 520         | 6100             | 75,2      | 92,0      | 12,0:1        | 357                     | 5,000                       | BMW 5.0L S85B50           | 74,60                              | 104,00                             |
| 2007 | 373          | 7750             | 520         | 6100             | 75,2      | 92,0      | 12,0:1        | 357                     | 5,000                       | BMW 5.0L S85B50           | 74,60                              | 104,00                             |
| 2008 | 390          | 6500             | 680         | 2200             | 76,4      | 100,0     | 9,0:1         | 298                     | 3,600                       | Porsche 3.6L              | 108,33                             | 188,89                             |
| 2009 | 386          | 6800             | 630         | 5200             | 94,6      | 102,2     | 11,3:1        | 319                     | 6,200                       | Mercedes-AMG 6.2L M156    | 62,26                              | 101,61                             |
| 2010 | 386          | 6800             | 630         | 5200             | 94,6      | 102,2     | 11,3:1        | 319                     | 6,200                       | Mercedes-AMG 6.2L M156    | 62,26                              | 101,61                             |
| 2011 | 419          | 9000             | 540         | 6000             | 81,0      | 94,0      | 12,5:1        | 307                     | 4,500                       | Ferrari 4.5L V8           | 93,11                              | 120,00                             |
| 2012 | 419          | 9000             | 540         | 6000             | 81,0      | 94,0      | 12,5:1        | 307                     | 4,500                       | Ferrari 4.5L V8           | 93,11                              | 120,00                             |
| 2013 | 544          | 8700             | 690         | 6000             | 75,1      | 94,0      | 13,5:1        | 350                     | 6,300                       | Ferrari 6.3L V12          | 86,35                              | 109,52                             |

Dla kategorii *Best Performance Engine* (tab. 3.5) średnie geometryczne, opisujące tę strefę silników, mają następujące wartości:  $76 \text{ kW/dm}^3$  dla jednostkowej mocy,  $117 \text{ Nm/dm}^3$  dla jednostkowego momentu oraz  $64 \text{ (g/km)/dm}^3$  dla emisji dwutlenku węgla. Oznacza to, że statystyczny silnik tej grupy spełnia wymagania silnika ekologicznego (mniejsza emisja dwutlenku węgla do atmosfery z jednostki objętości o 20% w stosunku do *statystycznego silnika*) i równocześnie zachowuje dużą moc jednostkową, uzyskując objętościowy wskaźnik mocy większy o 19%. Dzieje się to jednak kosztem momentu, którego wskaźnik jest mniejszy od statystycznego o 8%.

W obrębie kategorii Silnik o objętości skokowej równej i poniżej  $1,0 \text{ dm}^3$  (ang. *Sul 1 Litre*, tab. 3.6) zidentyfikowano skrajne przykłady jednostkowych wskaźników mocy od 50 do ponad  $90 \text{ kW/dm}^3$ , od 92 do  $170 \text{ Nm/dm}^3$  dla jednostkowego momentu oraz dla emisji  $\text{CO}_2$  od 80 do  $127 \text{ (g/km)/dm}^3$ . Średnie geometryczne objętościowych wskaźników są następujące:  $56 \text{ kW/dm}^3$  dla mocy użytecznej,  $104 \text{ Nm/dm}^3$  dla jednostkowego momentu oraz  $100 \text{ (g/km)/dm}^3$  dla dwutlenku węgla. W porównaniu do średnich statystycznego silnika, zbudowanego dla silników wszystkich kategorii wartości dla silników kategorii o objętości skokowej równej lub poniżej  $1,0 \text{ dm}^3$  są o 12% mniejsze dla mocy, 18% mniejsze dla momentu obrotowego i o 26% większe dla dwutlenku węgla.

Tabela 3.6. Wybrane dane techniczne silników spalinyowych, które zwyciężały w kategorii Silnik o objętości skokowej równej i poniżej  $1,0 \text{ dm}^3$

| Rok  | $N_e$<br>kW | $n_N$<br>obr/min | $M_o$<br>Nm | $n_M$<br>obr/min | $S$<br>mm | $D$<br>mm | $\varepsilon$ | $\text{CO}_2$<br>g/km | $V_{ss}$<br>$\text{dm}^3$ | Model silnika       | $N_e/V_{ss}$<br>$\text{kW/dm}^3$ | $M_o/V_{ss}$<br>$\text{Nm/dm}^3$ | $\text{CO}_2/V_{ss}$<br>$\text{g/km dm}^3$ |
|------|-------------|------------------|-------------|------------------|-----------|-----------|---------------|-----------------------|---------------------------|---------------------|----------------------------------|----------------------------------|--------------------------------------------|
| 1999 | 51,5        | 6000             | 95          | 4000             | 66,7      | 69,0      | 10,0:1        | 137                   | 1,000                     | Toyota 1.0L 1SZ-FE  | 51,50                            | 95,00                            | 137,00                                     |
| 2000 | 50,0        | 5700             | 92          | 4800             | 81,5      | 72,0      | 10,8:1        | 80                    | 1,000                     | Honda 1.0L E07Z ECA | 50,00                            | 92,00                            | 80,00                                      |
| 2001 | 50,0        | 5700             | 92          | 4800             | 81,5      | 72,0      | 10,8:1        | 80                    | 1,000                     | Honda 1.0L E07Z ECA | 50,00                            | 92,00                            | 80,00                                      |
| 2002 | 50,0        | 5700             | 92          | 4800             | 81,5      | 72,0      | 10,8:1        | 80                    | 1,000                     | Honda 1.0L E07Z ECA | 50,00                            | 92,00                            | 80,00                                      |
| 2003 | 50,0        | 5700             | 92          | 4800             | 81,5      | 72,0      | 10,8:1        | 80                    | 1,000                     | Honda 1.0L E07Z ECA | 50,00                            | 92,00                            | 80,00                                      |
| 2004 | 50,0        | 5700             | 92          | 4800             | 81,5      | 72,0      | 10,8:1        | 80                    | 1,000                     | Honda 1.0L E07Z ECA | 50,00                            | 92,00                            | 80,00                                      |
| 2005 | 50,0        | 5700             | 92          | 4800             | 81,5      | 72,0      | 10,8:1        | 80                    | 1,000                     | Honda 1.0L E07Z ECA | 50,00                            | 92,00                            | 80,00                                      |
| 2006 | 50,0        | 5700             | 92          | 4800             | 81,5      | 72,0      | 10,8:1        | 80                    | 1,000                     | Honda 1.0L E07Z ECA | 50,00                            | 92,00                            | 80,00                                      |
| 2007 | 51,0        | 6000             | 93          | 3600             | 84,0      | 71,0      | 10,5:1        | 127                   | 1,000                     | Toyota 1.0L 1KR-FE  | 51,00                            | 93,00                            | 127,00                                     |
| 2008 | 51,0        | 6000             | 93          | 3600             | 84,0      | 71,0      | 10,5:1        | 127                   | 1,000                     | Toyota 1.0L 1KR-FE  | 51,00                            | 93,00                            | 127,00                                     |
| 2009 | 51,0        | 6000             | 93          | 3600             | 84,0      | 71,0      | 10,5:1        | 127                   | 1,000                     | Toyota 1.0L 1KR-FE  | 51,00                            | 93,00                            | 127,00                                     |
| 2010 | 51,0        | 6000             | 93          | 3600             | 84,0      | 71,0      | 10,5:1        | 127                   | 1,000                     | Toyota 1.0L 1KR-FE  | 51,00                            | 93,00                            | 127,00                                     |
| 2011 | 63,0        | 5500             | 145         | 1900             | 86,0      | 80,5      | 10,0:1        | 95                    | 0,875                     | Fiat 875cc TwinAir  | 72,00                            | 165,71                           | 108,57                                     |
| 2012 | 90,5        | 6000             | 170         | 4500             | 82,0      | 71,9      | 10,0:1        | 114                   | 0,999                     | Ford 999cc EcoBoost | 90,59                            | 170,17                           | 114,11                                     |
| 2013 | 90,5        | 6000             | 170         | 4500             | 82,0      | 71,9      | 10,0:1        | 114                   | 0,999                     | Ford 999cc EcoBoost | 90,59                            | 170,17                           | 114,11                                     |

W grupie silników kategorii Silnik o objętości skokowej od  $1,0$  do  $1,4 \text{ dm}^3$  (tab. 3.7) zidentyfikowano przedział jednostkowych wskaźników mocy od  $37,5$  do blisko  $90,0 \text{ kW/dm}^3$ , a dla dwutlenku węgla wartości objętościowej emisji zmieniają się  $67,5$ – $125,0 \text{ (g/km)/dm}^3$ . Objętościowy wskaźnik momentu zawiera się w przedziale  $94$ – $171 \text{ Nm/dm}^3$ . Średnia geometryczna objętościowego wskaźnika mocy wynosi  $66 \text{ kW/dm}^3$ , co jest o 3% wartością większą od wartości średniej dla statystycznego silnika dla wszystkich kategorii. Średnia geometryczna jednostkowego momentu

jest równa  $137 \text{ Nm/dm}^3$  i jest o 8% większa od wartości statystycznej, a średni objętościowy wskaźnik emisji dwutlenku węgla uzyskiwany przez silniki kategorii 1,0–1,4 litra wynosi  $105 \text{ (g/km)/dm}^3$  i jest o 31% większy od średniej wartości dla *statystycznego silnika* reprezentującego silniki wszystkich kategorii.

Tabela 3.7. Wybrane dane techniczne silników spalinowych, które zwyciężyły w kategorii Silnik o objętości skokowej od 1,0 do 1,4  $\text{dm}^3$

| Rok  | $N_e$<br>kW | $n_N$<br>obr/min | $M_o$<br>Nm | $n_M$<br>obr/min | $S$<br>mm | $D$<br>mm | $\varepsilon$ | $\text{CO}_2$<br>g/km | $V_{ss}$<br>$\text{dm}^3$ | Model silnika                   | $N_e/V_{ss}$<br>kW/ $\text{dm}^3$ | $M_o/V_{ss}$<br>Nm/ $\text{dm}^3$ |
|------|-------------|------------------|-------------|------------------|-----------|-----------|---------------|-----------------------|---------------------------|---------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| 1999 | 45,0        | 4000             | 140         | 1800             | 86,4      | 76,5      | 19,5:1        | 81                    | 1,200                     | Volkswagen 1.2L TDI             | 37,50                             | 116,67                            |
| 2000 | 62,0        | 6000             | 122         | 4400             | 73,5      | 75,0      | 10,5:1        | 154                   | 1,300                     | Toyota 1.3L 2NZ-FE              | 47,69                             | 93,85                             |
| 2001 | 55,0        | 4000             | 195         | 2200             | 95,5      | 79,5      | 19,5:1        | 116                   | 1,400                     | Volkswagen 1.4L TDI             | 39,29                             | 139,29                            |
| 2002 | 70,0        | 6000             | 123         | 4600             | 80,0      | 73,0      | 10,8:1        | 109                   | 1,300                     | Honda 1.3L IMA                  | 53,85                             | 94,62                             |
| 2003 | 70,0        | 6000             | 123         | 4600             | 80,0      | 73,0      | 10,8:1        | 109                   | 1,300                     | Honda 1.3L IMA                  | 53,85                             | 94,62                             |
| 2004 | 70,0        | 6000             | 123         | 4600             | 80,0      | 73,0      | 10,8:1        | 109                   | 1,300                     | Honda 1.3L IMA                  | 53,85                             | 94,62                             |
| 2005 | 52,0        | 4000             | 145         | 1500             | 82,0      | 69,6      | 18,0:1        | 114                   | 1,300                     | Fiat 1.3L MultiJet              | 40,00                             | 111,54                            |
| 2006 | 125,0       | 6000             | 240         | 1750             | 75,6      | 76,5      | 10,0:1        | 175                   | 1,400                     | Volkswagen 1.4L TSI             | 89,29                             | 171,43                            |
| 2007 | 125,0       | 6000             | 240         | 1750             | 75,6      | 76,5      | 10,0:1        | 175                   | 1,400                     | Volkswagen 1.4L TSI             | 89,29                             | 171,43                            |
| 2008 | 125,0       | 6000             | 240         | 1750             | 75,6      | 76,5      | 10,0:1        | 175                   | 1,400                     | Volkswagen 1.4L TSI             | 89,29                             | 171,43                            |
| 2009 | 125,0       | 6000             | 240         | 1750             | 75,6      | 76,5      | 10,0:1        | 175                   | 1,400                     | Volkswagen 1.4L TSI             | 89,29                             | 171,43                            |
| 2010 | 125,0       | 6000             | 240         | 1750             | 75,6      | 76,5      | 10,0:1        | 175                   | 1,400                     | Volkswagen 1.4L TSI             | 89,29                             | 171,43                            |
| 2011 | 125,0       | 6000             | 240         | 1750             | 75,6      | 76,5      | 10,0:1        | 175                   | 1,400                     | Volkswagen 1.4L TSI             | 89,29                             | 171,43                            |
| 2012 | 125,0       | 6000             | 240         | 1750             | 75,6      | 76,5      | 10,0:1        | 175                   | 1,400                     | Volkswagen 1.4L TSI             | 89,29                             | 171,43                            |
| 2013 | 125,0       | 6000             | 240         | 1750             | 75,6      | 76,5      | 10,0:1        | 175                   | 1,400                     | Volkswagen 1.4L TSI TwinCharger | 89,29                             | 171,43                            |

Tabela 3.8. Wybrane dane techniczne silników spalinowych, które zwyciężyły w kategorii Silnik o objętości skokowej od 1,4 do 1,8  $\text{dm}^3$

| Rok  | $N_e$<br>kW | $n_N$<br>obr/min | $M_o$<br>Nm | $n_M$<br>obr/min | $S$<br>mm | $D$<br>mm | $\varepsilon$ | $\text{CO}_2$<br>g/km | $V_{ss}$<br>$\text{dm}^3$ | Model silnika             | $N_e/V_{ss}$<br>kW/ $\text{dm}^3$ | $M_o/V_{ss}$<br>Nm/ $\text{dm}^3$ |
|------|-------------|------------------|-------------|------------------|-----------|-----------|---------------|-----------------------|---------------------------|---------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| 1999 | 57,0        | 5000             | 115         | 4000             | 84,7      | 75,0      | 13,0:1        | 120                   | 1,500                     | Toyota 1.5L 1NZ-FXE       | 38,00                             | 76,67                             |
| 2000 | 103,0       | 6100             | 169         | 5000             | 81,5      | 85,0      | 9,3:1         | 200                   | 1,800                     | Honda 1.8L F18B           | 57,22                             | 93,89                             |
| 2001 | 77,0        | 5300             | 165         | 2500             | 83,5      | 85,0      | 9,7:1         | 188                   | 1,800                     | BMW 1.8L N42B18           | 42,78                             | 91,67                             |
| 2002 | 141,0       | 7800             | 180         | 6800             | 85,0      | 82,0      | 11,5:1        | 208                   | 1,800                     | Toyota 1.8L 2ZZ-GE        | 78,33                             | 100,00                            |
| 2003 | 125,0       | 6000             | 220         | 4000             | 85,8      | 77,0      | 8,3:1         | 211                   | 1,600                     | BMW 1.6L Supercharged     | 78,13                             | 137,50                            |
| 2004 | 57,0        | 5000             | 115         | 4000             | 84,7      | 75,0      | 13,0:1        | 120                   | 1,500                     | Toyota 1.5L 1NZ-FXE       | 38,00                             | 76,67                             |
| 2005 | 57,0        | 5000             | 115         | 4000             | 84,7      | 75,0      | 13,0:1        | 120                   | 1,500                     | Toyota 1.5L 1NZ-FXE       | 38,00                             | 76,67                             |
| 2006 | 57,0        | 5000             | 115         | 4000             | 84,7      | 75,0      | 13,0:1        | 120                   | 1,500                     | Toyota 1.5L 1NZ-FXE       | 38,00                             | 76,67                             |
| 2007 | 110,0       | 5800             | 240         | 1400             | 85,8      | 77,0      | 10,5:1        | 166                   | 1,600                     | BMW-PSA 1.6L Turbo        | 68,75                             | 150,00                            |
| 2008 | 110,0       | 5800             | 240         | 1400             | 85,8      | 77,0      | 10,5:1        | 166                   | 1,600                     | BMW-PSA 1.6L Turbo        | 68,75                             | 150,00                            |
| 2009 | 110,0       | 5800             | 240         | 1400             | 85,8      | 77,0      | 10,5:1        | 166                   | 1,600                     | BMW-PSA 1.6L Turbo        | 68,75                             | 150,00                            |
| 2010 | 110,0       | 5800             | 240         | 1400             | 85,8      | 77,0      | 10,5:1        | 166                   | 1,600                     | BMW-PSA 1.6L Turbo        | 68,75                             | 150,00                            |
| 2011 | 110,0       | 5800             | 240         | 1400             | 85,8      | 77,0      | 10,5:1        | 166                   | 1,600                     | BMW-PSA 1.6L Turbo        | 68,75                             | 150,00                            |
| 2012 | 110,0       | 5800             | 240         | 1400             | 85,8      | 77,0      | 10,5:1        | 166                   | 1,600                     | BMW-PSA 1.6L Turbo petrol | 68,75                             | 150,00                            |
| 2013 | 110,0       | 5800             | 240         | 1400             | 85,8      | 77,0      | 10,5:1        | 166                   | 1,600                     | BMW-PSA 1.6L Turbo petrol | 68,75                             | 150,00                            |

Dla silników z kategorii Silniki o objętości skokowej od 1,4 do 1,8  $\text{dm}^3$  (tab. 3.8) wyznaczono jednostkowe wskaźniki mocy, które zawierają się w przedziale od 38 do ponad 78  $\text{kW/dm}^3$ . Zidentyfikowano też przedziały objętościowego wskaźnika momentu obrotowego (od 76 do 150  $\text{Nm/dm}^3$ ) oraz objętościowej emisji dwutlenku węgla – od 80 do 131  $\text{(g/km)/dm}^3$ . Średnie geometryczne dla tych przedziałów są następujące: 57  $\text{kW/dm}^3$  (mniejsze o 10% od wartości średniej dla *statystycznego*

*silnika* dla wszystkich kategorii), dla momentu  $114 \text{ Nm/dm}^3$  (mniejszy o 10%) oraz  $100 \text{ (g/km)/dm}^3$  dla emisji dwutlenku węgla, czyli o 25% więcej niż średnia *statystycznego silnika*.

W kategorii Silniki o objętości skokowej od  $1,8$  do  $2,0 \text{ dm}^3$  (tab. 3.9) są silniki, których objętościowe wskaźniki mocy zawierają się w przedziale od  $40$  do  $90 \text{ kW/dm}^3$ , a średnia geometryczna wynosi  $77 \text{ kW/dm}^3$  i jest o 21% większa od wartości średniej dla *statystycznego silnika* dla wszystkich kategorii. W tej samej kategorii (silniki  $1,8\text{--}2,0 \text{ l}$ ) objętościowe wskaźniki momentu obrotowego zawierają się w przedziale od  $104$  do  $200 \text{ Nm/dm}^3$ , gdzie średnia wartość wynosi  $138 \text{ Nm/dm}^3$  i jest ona o 8% większa od wartości dla *statystycznego silnika*. Objętościowa emisja dwutlenku węgla zawiera się w przedziale od  $69$  do  $118 \text{ (g/km)/dm}^3$ . Średnia geometryczna  $\text{CO}_2$  wynosi  $92 \text{ (g/km)/dm}^3$  i jest o 15% większa od średniej *statystycznego silnika* wyznaczonej dla silników wszystkich kategorii.

Tabela 3.9. Wybrane dane techniczne silników spalinowych, które zwyciężyły w kategorii Silnik o objętości skokowej od  $1,8$  do  $2,0 \text{ dm}^3$

| Rok  | $N_e$<br>kW | $n_N$<br>obr/min | $M_o$<br>Nm | $n_M$<br>obr/min | $S$<br>mm | $D$<br>mm | $\varepsilon$ | $\text{CO}_2$<br>g/km | $V_{ss}$<br>$\text{dm}^3$ | Model silnika             | $N_e/V_{ss}$<br>$\text{kW/dm}^3$ | $M_o/V_{ss}$<br>$\text{Nm/dm}^3$ |
|------|-------------|------------------|-------------|------------------|-----------|-----------|---------------|-----------------------|---------------------------|---------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
| 1999 | 77,2        | 4000             | 250         | 1900             | 95,5      | 79,5      | 19,0:1        | 132                   | 1,900                     | Volkswagen 1.9L TDI 110PS | 40,63                            | 131,58                           |
| 2000 | 179,0       | 8300             | 208         | 7500             | 84,0      | 87,0      | 11,7:1        | 236                   | 2,000                     | Honda 2.0L F20C           | 89,50                            | 104,00                           |
| 2001 | 179,0       | 8300             | 208         | 7500             | 84,0      | 87,0      | 11,7:1        | 236                   | 2,000                     | Honda 2.0L F20C           | 89,50                            | 104,00                           |
| 2002 | 179,0       | 8300             | 208         | 7500             | 84,0      | 87,0      | 11,7:1        | 236                   | 2,000                     | Honda 2.0L F20C           | 89,50                            | 104,00                           |
| 2003 | 179,0       | 8300             | 208         | 7500             | 84,0      | 87,0      | 11,7:1        | 236                   | 2,000                     | Honda 2.0L F20C           | 89,50                            | 104,00                           |
| 2004 | 179,0       | 8300             | 208         | 7500             | 84,0      | 87,0      | 11,7:1        | 236                   | 2,000                     | Honda 2.0L F20C           | 89,50                            | 104,00                           |
| 2005 | 147,0       | 5100             | 280         | 1800             | 92,8      | 82,5      | 10,3:1        | 186                   | 2,000                     | Volkswagen 2.0L FSI Turbo | 73,50                            | 140,00                           |
| 2006 | 147,0       | 5100             | 280         | 1800             | 92,8      | 82,5      | 10,3:1        | 186                   | 2,000                     | Volkswagen 2.0L FSI Turbo | 73,50                            | 140,00                           |
| 2007 | 147,0       | 5100             | 280         | 1800             | 92,8      | 82,5      | 10,3:1        | 186                   | 2,000                     | Volkswagen 2.0L FSI Turbo | 73,50                            | 140,00                           |
| 2008 | 147,0       | 5100             | 280         | 1800             | 92,8      | 82,5      | 10,3:1        | 186                   | 2,000                     | Volkswagen 2.0L FSI Turbo | 73,50                            | 140,00                           |
| 2009 | 132,4       | 4000             | 320         | 1500             | 92,8      | 82,5      | 9,6:1         | 152                   | 2,000                     | Volkswagen 2.0L TFSI      | 66,20                            | 160,00                           |
| 2010 | 150,0       | 4400             | 400         | 2000             | 90,0      | 84,0      | 16,1:1        | 138                   | 2,000                     | BMW 2.0L N47D20           | 75,00                            | 200,00                           |
| 2011 | 150,0       | 4400             | 400         | 2000             | 90,0      | 84,0      | 16,1:1        | 138                   | 2,000                     | BMW 2.0L N47D20           | 75,00                            | 200,00                           |
| 2012 | 180,5       | 5000             | 350         | 1250             | 90,1      | 84,0      | 10,0:1        | 159                   | 2,000                     | BMW 2.0L N20B20           | 90,25                            | 175,00                           |
| 2013 | 180,5       | 5000             | 350         | 1250             | 90,1      | 84,0      | 10,0:1        | 159                   | 2,000                     | BMW 2.0L N20B20           | 90,25                            | 175,00                           |

Objętościowe wskaźniki badanych wielkości pracy silników kategorii Silniki o objętości skokowej od  $2,0$  do  $2,5 \text{ dm}^3$  (tab. 3.10) zawierają się w następujących przedziałach: dla mocy od  $52$  do  $105 \text{ kW/dm}^3$ , a dla emisji dwutlenku węgla od  $65$  do  $112 \text{ (g/km)/dm}^3$ . Średnie geometryczne tych wskaźników wynoszą  $70 \text{ kW/dm}^3$  i  $83 \text{ (g/km)/dm}^3$  i są większe od wartości średniej *statystycznego silnika* dla wszystkich kategorii, odpowiednio o 10% oraz 4%. Z kolei średnia geometryczna objętościowego wskaźnika momentu jest większa o 16% w porównaniu do *statystycznego silnika* i wynosi  $147 \text{ Nm/dm}^3$ .

Dla kategorii Silnika o objętości skokowej od  $2,5$  do  $3,0 \text{ dm}^3$  (tab. 3.11) objętościowe wskaźniki mocy mieszczą się w przedziale od  $48$  do  $141 \text{ kW/dm}^3$ , a objętościową emisję dwutlenku węgla można zmierzyć od  $60$  do  $205 \text{ (g/km)/dm}^3$ , przy czym górna wartość jest dedykowana silnikom Wankla (Mazda 1,3L), których przeliczeniowa



Tabela 3.10. Wybrane dane techniczne silników spalinowych,  
które zwyciężyły w kategorii Silnik o objętości skokowej od 2,0 do 2,5 dm<sup>3</sup>

| Rok  | $N_e$<br>kW | $n_N$<br>obr/min | $M_o$<br>Nm | $n_M$<br>obr/min | $S$<br>mm | $D$<br>mm | $\varepsilon$ | CO <sub>2</sub><br>g/km | $V_{ss}$<br>dm <sup>3</sup> | Model silnika              | $N_e/V_{ss}$<br>kW/dm <sup>3</sup> | $M_o/V_{ss}$<br>Nm/dm <sup>3</sup> | CO <sub>2</sub> / $V_{ss}$<br>g/km dm <sup>3</sup> |
|------|-------------|------------------|-------------|------------------|-----------|-----------|---------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|------------------------------------|------------------------------------|----------------------------------------------------|
| 1999 | 132,4       | 4000             | 370         | 1500             | 86,4      | 78,3      | 18,5:1        | 240                     | 2,500                       | Audi 2.5L TDI V6           | 52,96                              | 148,00                             | 96,00                                              |
| 2000 | 141,0       | 6300             | 218         | 5000             | 68,3      | 88        | 10,3:1        | 282                     | 2,500                       | Alfa Romeo 2.5L V6         | 56,40                              | 87,20                              | 112,80                                             |
| 2001 | 125,3       | 4000             | 370         | 1500             | 96        | 85        | 16,6:1        | 170                     | 2,200                       | PSA 2.2L HDI               | 56,95                              | 168,18                             | 77,27                                              |
| 2002 | 125,3       | 4000             | 370         | 1500             | 96        | 85        | 16,6:1        | 170                     | 2,200                       | PSA 2.2L HDI               | 56,95                              | 168,18                             | 77,27                                              |
| 2003 | 141,0       | 6100             | 245         | 3500             | 75        | 84        | 10,5:1        | 217                     | 2,500                       | BMW 2.5L M54B25            | 56,40                              | 98,00                              | 86,80                                              |
| 2004 | 141,0       | 6100             | 245         | 3500             | 75        | 84        | 10,5:1        | 217                     | 2,500                       | BMW 2.5L M54B25            | 56,40                              | 98,00                              | 86,80                                              |
| 2005 | 102,0       | 4000             | 340         | 2000             | 97,1      | 85        | 16,7:1        | 143                     | 2,200                       | Honda 2.2L i-CTDi          | 46,36                              | 154,55                             | 65,00                                              |
| 2006 | 195,0       | 5600             | 350         | 2400             | 79        | 99,5      | 8,4:1         | 211                     | 2,500                       | Subaru 2.5L EJ255          | 78,00                              | 140,00                             | 84,40                                              |
| 2007 | 149,0       | 6000             | 244         | 4000             | 78,8      | 82        | 11,0:1        | 203                     | 2,500                       | BMW 2.5L N52B25            | 59,60                              | 97,60                              | 81,20                                              |
| 2008 | 205,8       | 6000             | 392         | 4000             | 79        | 99,5      | 8,0:1         | 257                     | 2,500                       | Subaru 2.5L EJ257          | 82,32                              | 156,80                             | 102,80                                             |
| 2009 | 150,0       | 4200             | 500         | 1600             | 99        | 83        | 16,2:1        | 125                     | 2,100                       | Mercedes 2.1L OM651        | 71,43                              | 238,10                             | 59,52                                              |
| 2010 | 264,7       | 5500             | 465         | 1650             | 92,8      | 82,5      | 10,0:1        | 209                     | 2,500                       | Audi 2.5L 5-cylinder Turbo | 105,88                             | 186,00                             | 83,60                                              |
| 2011 | 264,7       | 5500             | 465         | 1650             | 92,8      | 82,5      | 10,0:1        | 209                     | 2,500                       | Audi 2.5L 5-cylinder Turbo | 105,88                             | 186,00                             | 83,60                                              |
| 2012 | 264,7       | 5500             | 465         | 1650             | 92,8      | 82,5      | 10,0:1        | 209                     | 2,500                       | Audi 2.5L 5-cylinder Turbo | 105,88                             | 186,00                             | 83,60                                              |
| 2013 | 264,7       | 5500             | 465         | 1650             | 92,8      | 82,5      | 10,0:1        | 209                     | 2,500                       | Audi 2.5L 5-cylinder Turbo | 105,88                             | 186,00                             | 83,60                                              |

objętość odpowiada tej kategorii. Jeśli z tej grupy wyłączyć wspomniane silniki, a następnie wyliczyć średnie geometryczne dla objętościowych wskaźników mocy i emisji dwutlenku węgla, to otrzyma się następujące wartości: 65 kW/dm<sup>3</sup> i jest ona o 2% większa od średniej dla *statystycznego silnika* wyznaczonego dla silników wszystkich kategorii oraz 68 (g/km)/dm<sup>3</sup>, która jest o 16% mniejsza od wartości dla *statystycznego silnika*, co oznacza, że silniki tej kategorii spełniają wymagania ekologiczne, zachowując moc rozwijaną z jednostkowej objętości skokowej. W tej kategorii objętościowy wskaźnik momentu wynosi 146 Nm/dm<sup>3</sup>, a po wyłączeniu silników Wankla, jego wartość maleje do 143 Nm/dm<sup>3</sup>. Oznacza to zwiększenie jego wartości w stosunku do wskaźnika momentu *statystycznego silnika* o 15 lub 13%.

Tabela 3.11. Wybrane dane techniczne silników spalinowych,  
które zwyciężyły w kategorii Silnik o objętości skokowej od 2,5 do 3,0 dm<sup>3</sup>

| Rok  | $N_e$<br>kW | $n_N$<br>obr/min | $M_o$<br>Nm | $n_M$<br>obr/min | $S$<br>mm | $D$<br>mm | $\varepsilon$ | CO <sub>2</sub><br>g/km | $V_{ss}$<br>dm <sup>3</sup> | Model silnika             | $N_e/V_{ss}$<br>kW/dm <sup>3</sup> | $M_o/V_{ss}$<br>Nm/dm <sup>3</sup> | CO <sub>2</sub> / $V_{ss}$<br>g/km dm <sup>3</sup> |
|------|-------------|------------------|-------------|------------------|-----------|-----------|---------------|-------------------------|-----------------------------|---------------------------|------------------------------------|------------------------------------|----------------------------------------------------|
| 1999 | 141,5       | 4000             | 410         | 1750             | 88,0      | 84,0      | 18,0:1        | 189                     | 2,900                       | BMW 2.9L M57D30           | 48,79                              | 141,38                             | 65,17                                              |
| 2000 | 141,5       | 4000             | 410         | 1750             | 88,0      | 84,0      | 18,0:1        | 189                     | 2,900                       | BMW 2.9L M57D30           | 48,79                              | 141,38                             | 65,17                                              |
| 2001 | 141,5       | 4000             | 410         | 1750             | 88,0      | 84,0      | 18,0:1        | 189                     | 2,900                       | BMW 2.9L M57D30           | 48,79                              | 141,38                             | 65,17                                              |
| 2002 | 141,5       | 4000             | 410         | 1750             | 88,0      | 84,0      | 18,0:1        | 189                     | 2,900                       | BMW 2.9L M57D30           | 48,79                              | 141,38                             | 65,17                                              |
| 2003 | 184,0       | 8500             | 216         | 5500             | -         | -         | 10,0:1        | 267                     | 1,300                       | Mazda 1.3L Renesis/Wankel | 141,54                             | 166,15                             | 205,38                                             |
| 2004 | 184,0       | 8500             | 216         | 5500             | -         | -         | 10,0:1        | 267                     | 1,300                       | Mazda 1.3L Renesis/Wankel | 141,54                             | 166,15                             | 205,38                                             |
| 2005 | 210,3       | 4400             | 580         | 1750             | 90,0      | 84,0      | 17,0:1        | 182                     | 3,000                       | BMW 3.0L M57TUD30         | 70,10                              | 193,33                             | 60,67                                              |
| 2006 | 210,3       | 4400             | 580         | 1750             | 90,0      | 84,0      | 17,0:1        | 182                     | 3,000                       | BMW 3.0L M57TUD30         | 70,10                              | 193,33                             | 60,67                                              |
| 2007 | 225,0       | 5800             | 400         | 1200             | 88,3      | 89,0      | 10,0:1        | 214                     | 3,000                       | BMW 3.0L N54B30           | 75,00                              | 133,33                             | 71,33                                              |
| 2008 | 225,0       | 5800             | 400         | 1200             | 88,3      | 89,0      | 10,0:1        | 214                     | 3,000                       | BMW 3.0L N54B30           | 75,00                              | 133,33                             | 71,33                                              |
| 2009 | 225,0       | 5800             | 400         | 1200             | 88,3      | 89,0      | 10,0:1        | 214                     | 3,000                       | BMW 3.0L N54B30           | 75,00                              | 133,33                             | 71,33                                              |
| 2010 | 225,0       | 5800             | 400         | 1200             | 88,3      | 89,0      | 10,0:1        | 214                     | 3,000                       | BMW 3.0L N54B30           | 75,00                              | 133,33                             | 71,33                                              |
| 2011 | 225,0       | 5800             | 400         | 1200             | 88,3      | 89,0      | 10,0:1        | 214                     | 3,000                       | BMW 3.0L N54B30           | 75,00                              | 133,33                             | 71,33                                              |
| 2012 | 235,6       | 5900             | 500         | 1500             | 89,6      | 84,0      | 10,2:1        | 210                     | 3,000                       | BMW 3.0L N55B30           | 78,53                              | 166,67                             | 70,00                                              |
| 2013 | 202,0       | 6700             | 280         | 4500             | 72,5      | 89,0      | 12,5:1        | 192                     | 2,700                       | Porsche 2.7 Litre DI      | 74,81                              | 103,70                             | 71,11                                              |



Tabela 3.12. Wybrane dane techniczne silników spalinowych,  
które zwyciężyły w kategorii Silnik o objętości skokowej od 3,0 do 4,0 dm<sup>3</sup>

| Rok  | $N_e$<br>kW | $n_N$<br>obr/min | $M_o$<br>Nm | $n_M$<br>obr/min | $S$<br>mm | $D$<br>mm | $\varepsilon$ | CO <sub>2</sub><br>g/km | $V_{ss}$<br>dm <sup>3</sup> | Model silnika        | $N_e/V_{ss}$<br>kW/dm <sup>3</sup> | $M_o/V_{ss}$<br>Nm/dm <sup>3</sup> | CO <sub>2</sub> / $V_{ss}$<br>g/km dm <sup>3</sup> |
|------|-------------|------------------|-------------|------------------|-----------|-----------|---------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------|------------------------------------|------------------------------------|----------------------------------------------------|
| 1999 | 180,5       | 4000             | 560         | 1750             | 88,0      | 84,0      | 18,1:1        | 260                     | 3,900                       | BMW 3.9L M67D39      | 46,28                              | 143,59                             | 66,67                                              |
| 2000 | 180,5       | 4000             | 560         | 1750             | 88,0      | 84,0      | 18,1:1        | 260                     | 3,900                       | BMW 3.9L M67D39      | 46,28                              | 143,59                             | 66,67                                              |
| 2001 | 256,0       | 7900             | 365         | 8000             | 91,0      | 87,0      | 11,5:1        | 295                     | 3,200                       | BMW 3.2L S54B32      | 80,00                              | 114,06                             | 92,19                                              |
| 2002 | 256,0       | 7900             | 365         | 8000             | 91,0      | 87,0      | 11,5:1        | 295                     | 3,200                       | BMW 3.2L S54B32      | 80,00                              | 114,06                             | 92,19                                              |
| 2003 | 256,0       | 7900             | 365         | 8000             | 91,0      | 87,0      | 11,5:1        | 295                     | 3,200                       | BMW 3.2L S54B32      | 80,00                              | 114,06                             | 92,19                                              |
| 2004 | 256,0       | 7900             | 365         | 8000             | 91,0      | 87,0      | 11,5:1        | 295                     | 3,200                       | BMW 3.2L S54B32      | 80,00                              | 114,06                             | 92,19                                              |
| 2005 | 256,0       | 7900             | 365         | 8000             | 91,0      | 87,0      | 11,5:1        | 295                     | 3,200                       | BMW 3.2L S54B32      | 80,00                              | 114,06                             | 92,19                                              |
| 2006 | 256,0       | 7900             | 365         | 8000             | 91,0      | 87,0      | 11,5:1        | 295                     | 3,200                       | BMW 3.2L S54B32      | 80,00                              | 114,06                             | 92,19                                              |
| 2007 | 390,0       | 6500             | 680         | 2200             | 76,4      | 100,0     | 9,0:1         | 298                     | 3,600                       | Porsche 3.6L         | 108,33                             | 188,89                             | 82,78                                              |
| 2008 | 308,7       | 8300             | 400         | 3900             | 75,2      | 92,0      | 12,0:1        | 290                     | 4,000                       | BMW 4.0L S65B40      | 77,18                              | 100,00                             | 72,50                                              |
| 2009 | 308,7       | 8300             | 400         | 3900             | 75,2      | 92,0      | 12,0:1        | 290                     | 4,000                       | BMW 4.0L S65B40      | 77,18                              | 100,00                             | 72,50                                              |
| 2010 | 308,7       | 8300             | 400         | 3900             | 75,2      | 92,0      | 12,0:1        | 290                     | 4,000                       | BMW 4.0L S65B40      | 77,18                              | 100,00                             | 72,50                                              |
| 2011 | 308,7       | 8300             | 400         | 3900             | 75,2      | 92,0      | 12,0:1        | 290                     | 4,000                       | BMW 4.0L S65B40      | 77,18                              | 100,00                             | 72,50                                              |
| 2012 | 308,7       | 8300             | 400         | 3900             | 75,2      | 92,0      | 12,0:1        | 290                     | 4,000                       | BMW 4.0L S65B40      | 77,18                              | 100,00                             | 72,50                                              |
| 2013 | 460,0       | 7500             | 600         | 3000             | 69,9      | 93,0      | 8,7:1         | 279                     | 3,800                       | McLaren 3.8 Litre V8 | 121,05                             | 157,89                             | 73,42                                              |

W kategorii Silnik o objętości skokowej od 3,0 do 4,0 dm<sup>3</sup> (tab. 3.12) są to silniki, których objętościowe wskaźniki mocy zawierają się w przedziale od 46 do 121 kW/dm<sup>3</sup>, a średnia geometryczna wynosi 77 kW/dm<sup>3</sup> i jest o 21% większa od średniej dla *statystycznego silnika* dla wszystkich kategorii. W tej samej kategorii (silniki 3,0–4,0 dm<sup>3</sup>) jednostkowe wskaźniki momentu tworzą przedział od 100 do 189 Nm/dm<sup>3</sup>, w którym można wskazać średnią geometryczną o wartości 119 Nm/dm<sup>3</sup>, która jest mniejsza o 6% w stosunku do *statystycznego silnika*. Objętościowa emisja dwutlenku węgla mieści się w przedziale od 66 do 92 (g/km)/dm<sup>3</sup>. Średnia geometryczna objętościowej emisji dwutlenku węgla wynosi 80 (g/km)/dm<sup>3</sup> i jest taka sama jak średnia *statystycznego silnika* zbudowanego dla silników wszystkich kategorii.

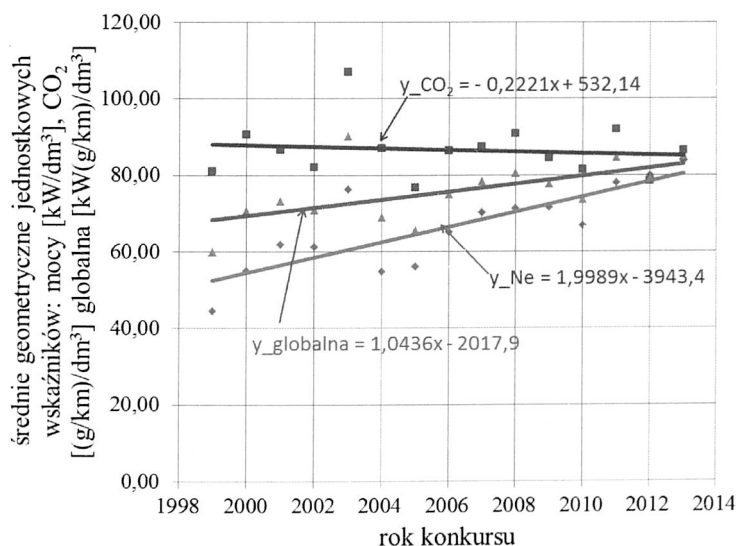
Tabela 3.13. Wybrane dane techniczne silników spalinowych,  
które zwyciężyły w kategorii Silnik o objętości skokowej powyżej 4,0 dm<sup>3</sup>

| Rok  | $N_e$<br>kW | $n_N$<br>obr/min | $M_o$<br>Nm | $n_M$<br>obr/min | $S$<br>mm | $D$<br>mm | $\varepsilon$ | CO <sub>2</sub><br>g/km | $V_{ss}$<br>dm <sup>3</sup> | Model silnika           | $N_e/V_{ss}$<br>kW/dm <sup>3</sup> | $M_o/V_{ss}$<br>Nm/dm <sup>3</sup> | CO <sub>2</sub> / $V_{ss}$<br>g/km dm <sup>3</sup> |
|------|-------------|------------------|-------------|------------------|-----------|-----------|---------------|-------------------------|-----------------------------|-------------------------|------------------------------------|------------------------------------|----------------------------------------------------|
| 1999 | 240,1       | 5000             | 490         | 3900             | 79,0      | 85,0      | 10,0:1        | 333                     | 5,400                       | BMW 5.4L M73B54         | 44,46                              | 90,74                              | 61,67                                              |
| 2000 | 361,7       | 7000             | 568         | 5000             | 75,0      | 88,0      | 10,8:1        | 530                     | 5,500                       | Ferrari Tipo 5.5L F133A | 65,76                              | 103,27                             | 96,36                                              |
| 2001 | 361,7       | 7000             | 568         | 5000             | 75,0      | 88,0      | 10,8:1        | 530                     | 5,500                       | Ferrari Tipo 5.5L F133A | 65,76                              | 103,27                             | 96,36                                              |
| 2002 | 245,0       | 6100             | 450         | 3600             | 82,7      | 92,0      | 10,5:1        | 283                     | 4,400                       | BMW 4.4L N62B44         | 55,68                              | 102,27                             | 64,32                                              |
| 2003 | 229,7       | 3750             | 750         | 2000             | 95,5      | 81,0      | 18,0:1        | 308                     | 5,000                       | Volkswagen 5.0L TDI V10 | 45,94                              | 150,00                             | 61,60                                              |
| 2004 | 229,7       | 3750             | 750         | 2000             | 95,5      | 81,0      | 18,0:1        | 308                     | 5,000                       | Volkswagen 5.0L TDI V10 | 45,94                              | 150,00                             | 61,60                                              |
| 2005 | 373,0       | 7750             | 520         | 6100             | 75,2      | 92,0      | 12,0:1        | 357                     | 5,000                       | BMW 5.0L S85B50         | 74,60                              | 104,00                             | 71,40                                              |
| 2006 | 373,0       | 7750             | 520         | 6100             | 75,2      | 92,0      | 12,0:1        | 357                     | 5,000                       | BMW 5.0L S85B50         | 74,60                              | 104,00                             | 71,40                                              |
| 2007 | 373,0       | 7750             | 520         | 6100             | 75,2      | 92,0      | 12,0:1        | 357                     | 5,000                       | BMW 5.0L S85B50         | 74,60                              | 104,00                             | 71,40                                              |
| 2008 | 373,0       | 7750             | 520         | 6100             | 75,2      | 92,0      | 12,0:1        | 357                     | 5,000                       | BMW 5.0L S85B50         | 74,60                              | 104,00                             | 71,40                                              |
| 2009 | 386,0       | 6800             | 630         | 5200             | 94,6      | 102,2     | 11,3:1        | 319                     | 6,200                       | Mercedes-AMG 6.2L M156  | 62,26                              | 101,61                             | 51,45                                              |
| 2010 | 386,0       | 6800             | 630         | 5200             | 94,6      | 102,2     | 11,3:1        | 319                     | 6,200                       | Mercedes-AMG 6.2L M156  | 62,26                              | 101,61                             | 51,45                                              |
| 2011 | 419,0       | 9000             | 540         | 6000             | 81,0      | 94,0      | 12,5:1        | 307                     | 4,500                       | Ferrari 4.5L V8         | 93,11                              | 120,00                             | 68,22                                              |
| 2012 | 419,0       | 9000             | 540         | 6000             | 81,0      | 94,0      | 12,5:1        | 307                     | 4,500                       | Ferrari 4.5L V8         | 93,11                              | 120,00                             | 68,22                                              |
| 2013 | 544,0       | 8700             | 690         | 6000             | 75,1      | 94,0      | 13,5:1        | 350                     | 6,300                       | Ferrari 6.3 Litre V12   | 86,35                              | 109,52                             | 55,56                                              |

Silniki w najwyższej objętościowo kategorii o objętości skokowej powyżej  $4,0 \text{ dm}^3$  (tab. 3.13) charakteryzują się wskaźnikami objętościowymi z następujących przedziałów: od 44 do  $93 \text{ kW/dm}^3$  dla mocy użytecznej, od 90 do  $120 \text{ Nm/dm}^3$  dla momentu obrotowego oraz od 51 do  $96 \text{ (g/km)/dm}^3$  dla emisji dwutlenku węgla. Średnie geometryczne objętościowych wskaźników są następujące; dla mocy  $65 \text{ kW/dm}^3$ , dla momentu  $110 \text{ Nm/dm}^3$ , a średnia dla emisji dwutlenku węgla jest równa  $68 \text{ (g/km)/dm}^3$ . Oznacza to, w porównaniu do średnich *statystycznego silnika* zbudowanego dla silników wszystkich kategorii, że moc uzyskiwana z jednostki objętości skokowej jest o 2% większa, jednostkowy moment jest mniejszy o 13%, podobnie jak mniejsza jest emisja dwutlenku węgla do atmosfery o 16%.

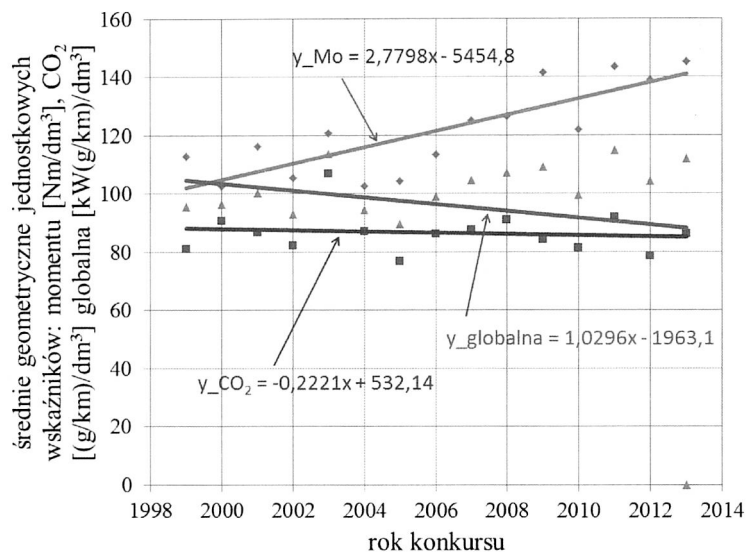
Obecność techniki downsizingu w grupie silników objętych konkursem *Engine of the Year* na przestrzeni lat można również wykazać na podstawie oceny globalnej średniej geometrycznej w zakresie objętościowych wskaźników mocy i emisji dwutlenku węgla – rys. 3.12.

Z wykresu wynika różne tempo zmian (współczynniki funkcji liniowych), które są najsilniejsze dla objętościowego wskaźnika mocy ( $a = 1,9989$ ) wobec malejącej funkcji zmian emisji dwutlenku węgla ze stałą  $a = -0,2221$ . Charakterystyczna jest też zbieżność średnich geometrycznych objętościowych wskaźników wraz z upływem lat, które w roku 1999 tworzyły przedział od 44 do 80 wartości jednostkowych, a w roku 2013 przedział ten zawężił się od 83 do 86 wskaźników objętościowych.



Rys. 3.12. Zmiany średnich geometrycznych objętościowych wskaźników mocy, emisji dwutlenku węgla i wskaźnika globalnego w funkcji roku konkursu *Engine of the Year*

Podobnie należy zdefiniować globalną średnią geometryczną w zakresie objętościowych wskaźników momentu obrotowego i emisji dwutlenku węgla – rys. 3.13.



Rys. 3.13. Zmiany średnich geometrycznych objętościowych wskaźników momentu, emisji dwutlenku węgla i wskaźnika globalnego w funkcji roku konkursu *Engine of the Year*

Z wykresu można odczytać tempo zmian poszczególnych wskaźników na przestrzeni kilkunastu lat. Dla objętościowego wskaźnika momentu (który odpowiada zmianom średniego ciśnienia efektywnego w komorze spalania) współczynnik funkcji wynosi  $a = 2,7798$ , co oznacza znacznie większy przyrost zmian w stosunku do zmian mocy i jest w opozycji do malejącej funkcji zmian emisji dwutlenku węgla ze stałą  $a = -0,2221$ . W przypadku momentu obrotowego obserwuje się rozbieżność zmian średnich geometrycznych objętościowych wskaźników wraz z upływem lat, co potwierdza tendencję rozwojową silników spalinowych, dla której jednostkowe wartości momentu wzrastają wobec malejących wartości emisji dwutlenku węgla do atmosfery.

Zgromadzone w tym rozdziale dane dotyczą silników, które zyskały najlepsze oceny jurorów, którzy swoje typy opierali na studiach nad znacznie szerszą grupą modeli. Szacuje się, że średnio rocznie w każdym konkursie typowanych jest od 5 do 10 jednostek dla każdej kategorii, co sprawia, że grupa badawcza na przestrzeni 15 lat dotychczasowych konkursów jest znacznie liczniejsza i można ją określić od 900 do 1800 sztuk. Jeśli zatem, w tej szerszej grupie dokona się rozpoznania rzeczywistego udziału downsizingu, to można wskazać kilka wzorcowych przykładów. Są nimi na przykład silniki:

- 2,0 FSI i 1,4 TSI produkowane przez firmę Volkswagen,
- 1,4 FIRE i 0,9 TwinAir firmy Fiat,
- 1,6 16V i 0,999 EcoBoost wytworzone przez firmę Ford.

Silnik 2,0 FSI był w roku 2005 jednostką napędową samochodu VW Passat. Jego moc sięgała wartości 110,4 kW przy 6000 obr/min, a moment napędowy był równy 200 Nm przy 3000 obr/min. Silnik ten został zastąpiony – 1,4 TSI o identycznej mocy, ale większym momencie wynoszącym 220 Nm przy 5500 obr/min. Wielkość zmiany objętości skokowej w omawianych silnikach wynosi 30% i jest to miara downsizingu.

Z kolei silnik Fiat 1,4 FIRE, montowany między innymi w samochodzie Fiat 500, miał w roku 2010 moc 70,1 kW przy obrotach 6000 obr/min i moment 127 Nm przy prędkości obrotowej 5500 obr/min. W roku 2011 wyprodukowano jego następcę o objętości skokowej 0,9 dm<sup>3</sup>, o oznaczeniu TwiAir, którego parametry są następujące: moc = 77,2 kW przy 5500 obr/min oraz moment 145 Nm dla 2000 obr/min. Zmiana objętości w tym przypadku wynosi 35% i towarzyszy jej wzrost mocy i momentu.

Najbardziej spektakularnym przykładem downsizingu są silniki firmy Ford, montowane między innymi w modelu Focus. W roku 2004, był to silnik 1,6 dm<sup>3</sup> 16V, który dysponował mocą 73,8 kW przy 5500 obr/min oraz momentem 150 Nm przy prędkości obrotowej 4000 obr/min. W roku 2012, zwycięzca konkursu *Engine of the Year* – silnik o objętości skokowej mniejszej o 38%, tj. 0,999 dm<sup>3</sup> EcoBoost zastąpił wcześniejsze silniki, w tym wspomnianego 1,6 dm<sup>3</sup>. Silnik ten ma moc 90,5 kW przy prędkości obrotowej 6000 obr/min i moment obrotowy 170 Nm przy 4500 obr/min.

Jeśli uznać, że silnikiem bazowym dla 1,6 dm<sup>3</sup> był silnik 3,5 dm<sup>3</sup> V6, a dla niego był inny silnik o objętości skokowej 6,2 dm<sup>3</sup> V8, to należy stwierdzić obecność kaskadowego downsizingu o rozpiętości wartości objętościowego wskaźnika mocy od 46 kW/dm<sup>3</sup> dla jednostek 1,6 i 6,2 dm<sup>3</sup> do 90,5 kW/dm<sup>3</sup> dla silnika 0,999 dm<sup>3</sup>.

*W niniejszym rozdziale autor zgromadził i uporządkował w unikatowym zbiorze opisy i dane techniczno-eksploatacyjne silników objętych udziałem w konkursie Engine of the Year. Analizując te dane wykazano proekologiczne działania w rozwoju silników spalinowych, podkreślając istotne zmiany objętościowych wskaźników: mocy, momentu i emisji dwutlenku węgla do atmosfery. Z dokonanej oceny wynika, że współczesne silniki spalinowe powinny charakteryzować się jednostkową mocą o wartości ponad 80 kW/dm<sup>3</sup>, a emisja dwutlenku węgla do atmosfery powinna być mniejsza od 80 g/km.*

## 4. PROBLEM BADAWCZY

### 4.1. ISTOTA PROBLEMU

W badaniach silników spalinowych powszechne jest odnoszenie wskaźników i parametrów do masy silnika lub objętości skokowej. Uzyskiwane w ten sposób jednostkowe wskaźniki umożliwiają ocenę efektywności pracy silnika i są miarą rozwoju konstrukcji tej maszyny cieplnej.

Spalanie czynnika roboczego w silnikach wewnętrznego spalania odnosi się do wydzielonej konstrukcyjnie przestrzeni, która zmienia się wraz z realizacją cyklu pracy. Zmiana objętości jest zatem ważniejszą wielkością fizyczną niż masa silnika, stąd najczęściej ocenianymi są wskaźniki objętościowe. Wśród nich dominuje objętościowy wskaźnik mocy, zwany też mocą jednostkową. Można wykreować również na przykład objętościowy wskaźnik emisji szkodliwego składnika gazów spalinowych, gdzie wartość tego parametru odniesiona jest do jednostki objętości.

W praktyce inżynierskiej występują silniki o podobnych objętościach skokowych, ale odmiennych parametrach pracy. Oznacza to zróżnicowanie efektywności cyklu pracy wspieranego przez odmienne architektury systemów tworzących silniki, tj. sposób podawania paliwa, doładowanie, zmiana faz rozrządu itp.

Zróżnicowanie objętościowych wskaźników pracy silników spalinowych zostało mocniej uwidocznione wraz z pojawieniem się idei downsizingu silników, która zakłada zmniejszenie objętości skokowej dla osiągnięcia efektów ekonomicznych (mniejsze zużycie paliwa) i ekologicznych (ochrona środowiska przede wszystkim w aspekcie mniejszej emisji dwutlenku węgla do atmosfery, gwarantującej ograniczenie efektu cieplarnianego).

Istotą **problemu badawczego** było wykazanie istnienia dodatkowych (obok objętości lub z nią związanych) parametrów umożliwiających ocenę wpływu zmian objętości przestrzeni spalania na inne parametry i wskaźniki pracy silnika spalinowego.

Identyfikacja tych parametrów jest istotna w formułowaniu wniosków naukowych i praktycznych z badań termodynamicznych cykli pracy oraz w ocenie wskaźników pracy zarówno na etapie konstruowania, jak i eksploatacji silników spalinowych. Ist-

nienie więcej niż jednego parametru oznaczałoby konieczność uzyskania zależności między nimi w postaci bezwymiarowego wskaźnika umożliwiającego ocenę efektywności pracy i wzajemne porównywanie silników między sobą.

Dodatkowo dążono do zgromadzenia i uporządkowania informacji na temat downsizingu silników spalinowych.

## 4.2. GŁÓWNE PYTANIE BADAWCZE

Przedmiotem analiz prowadzonych w ramach niniejszej pracy są zagadnienia związane z badaniem uogólnionego termodynamicznego cyklu pracy czterosuwowego silnika spalinowego i oceną wskaźników pracy, będących pochodną tego cyklu. Z dotychczasowych analiz (rozdz. 2 i 3) można sformułować następujący wniosek: stosowanie objętości przestrzeni spalania do opisu przemian termodynamicznych cyklu pracy silnika jest niewystarczające do analizy wpływu zmian tej objętości na wartości parametrów cyklu oraz wskaźniki eksploatacyjne i parametry konstrukcyjne silnika spalinowego.

Postawiono zatem **główne pytanie badawcze**, które sformułowano następująco: **czy można, a jeżeli tak, to w jaki sposób, zastąpić objętość skokową silnika spalinowego w rozważaniach nad cyklem jego pracy pewną objętością zastępczą oraz czy zastosowanie nowego rozwiązania może posłużyć do zbadania związków przyczynowo-skutkowych między parametrami termodynamicznymi a wskaźnikami pracy silnika spalinowego?**

Pytanie nabiera szczególnego znaczenia w pracach nad identyfikacją efektywności zmian związanych z downsizingiem.

## 4.3. CEL I ZAKRES PRACY

Celem pracy było uzyskanie odpowiedzi na główne pytanie badawcze, sformułowane w podrozdziale 4.2.

Poszukiwanie odpowiedzi wiązało się z pogłębioną analizą termodynamicznego cyklu pracy silnika spalinowego i skonfrontowanie otrzymanych wyników z badaniami rzeczywistych silników. Do oceny wykorzystano silniki spalinowe z grupy objętej konkursem *Engine of the Year* w latach 1999–2013 (rozdz. 3), uznając za celowe prowadzenie badań na silnikach zaliczanych do najlepszych na świecie w swoich kategoriach. Badania te umożliwiły identyfikację objętościowych wskaźników mocy, mo-

mentu i emisji dwutlenku węgla do atmosfery. Obiektami badań były zarówno silniki o zapłonie iskrowym, jak i o zapłonie samoczynnym o objętości skokowej od  $1,0 \text{ dm}^3$  do ponad  $4,0 \text{ dm}^3$ .

Równocześnie prowadzono studia literaturowe (rozdz. 2) nad teorią i badaniami downsizingu silnika spalinowego, które wykazały bardzo małą ilość takich analiz, i które jednak prowadzone były w tradycyjny sposób, tj. z wykorzystaniem wyników otrzymywanych dla rzeczywistej objętości skokowej, co stało w sprzeczności z postawionym pytaniem badawczym. Studia literaturowe wskazały znaczący udział w downsizingu takich systemów, jak: bezpośredni wtrysk benzyny, doładowanie czy też zmienny stopień sprężania jako opcji technicznych wspierających efektywność zmian objętości powodowanych zmianami wymiarów geometrycznych. Wnioski z badań literaturowych znalazły potwierdzenie w praktyce motoryzacyjnej wyrażonej oceną rzeczywistych silników.

Porównując wskaźniki teoretycznych cykli pracy z wskaźnikami rzeczywistych silników spalinowych wskazano na średnicę cylindra i skok tłoka jako wielkości określające objętość, których różne kombinacje zapewniają tę samą zmianę objętości, ale różnicują wartości badanych parametrów silnika dotyczących zarówno cyklu pracy, jak i konstrukcji elementów (rozdz. 7).

Ważne podczas realizacji celu pracy było wprowadzenie średnicy cylindra i skoku tłoka do bezwymiarowego wskaźnika  $W_d$ , który nazwano wskaźnikiem downsizingu.

Wynikiem prac było również zidentyfikowanie i nazwanie trzech rodzajów downsizingu (skoku, średnicy i mieszanego), które opisano za pomocą wskaźnika  $W_d$ . W ten sposób wykazano, że zmiany objętości skokowej silnika spalinowego według nowego ujęcia powinny być rozpatrywane jako kombinacje zmian średnicy cylindra i skoku tłoka, zamiast zmiany objętości skokowej traktowanej jako pojedynczy parametr.

Zmianę parametrów cyklu pracy wraz ze zmianami średnicy cylindra i skoku tłoka opisano zmodyfikowanym wzorem, definiującym sprawność teoretyczną cyklu. Rozwiązując kilka zadań badawczych, wyprowadzono wzory dla trzech rodzajów downsizingu, obejmujące ocenę:

- wpływu zmian wartości średnicy cylindra i skoku tłoka na parametry porównawczego cyklu pracy dla jednakowej wartości wskaźnika downsizingu,
- wpływu różnych stopni doładowania na zmiany parametrów cyklu pracy po zmianie objętości skokowej silnika dla określonego wskaźnika downsizingu,
- wpływu zastosowania sprężonego gazu ziemnego jako paliwa alternatywnego w silniku o zmniejszonej objętości skokowej,
- wpływu składowych wskaźnika downsizingu na parametry konstrukcyjne elementów układu korbowo-tłokowego silnika spalinowego,
- zmiany wartości parametrów cyklu pracy i parametrów konstrukcyjnych dla różnych wartości wskaźnika downsizingu,



- synergii parametrów opisujących opcje techniczne wspierające efektywność zmian objętości skokowej.

W trakcie analiz rozszerzono zakres badań własnych o zadania związane z tzw. dodanymi wartościami downsizingu, tj. zmianą masy silnika i prognozą emisji w silnikach rzeczywistych. Dodatkowo rozwiązano następujące zadania, czyli ocena:

- zmian masy silnika po downsizingu (rozdz. 8),
- efektu ekologicznego w procesie użytkowania samochodów ciężarowych, w których źródłami napędu były silniki o zmniejszonej objętości skokowej (rozdz. 9).

Do ilościowej oceny zmian wybranych parametrów cyklu pracy oraz wskaźników eksploatacyjnych i parametrów konstrukcyjnych silnika spalinowego w aspekcie zmian średnicy cylindra i skoku tłoka oraz wskaźnika downsizingu wykorzystano autorski program numeryczny.

## 5. ISTOTA DOWNSIZINGU SILNIKA SPALINOWEGO

Wyraz *downsizing* stanowi trwałą formę czasownika *downsize*, oznaczającą zmniejszanie, czyli czynienie czegoś mniejszym. Występuje zawsze z podmiotem, którego dotyczy. Pochodną tej czynności może być forma przymiotnikowa *downsized*, oznaczająca pomniejszony, poddany zmniejszeniu. Wyraz ten, mimo zapożyczenia z języka angielskiego, zadomowił się w literaturze naukowej. W odniesieniu do inżynierii pojazdowej jest najczęściej kojarzony z silnikiem spalinowym.

Downsizing silnika spalinowego można by interpretować jako zmniejszenie silnika, a zatem możliwe byłoby użycie wyrazu *miniaturyzacja* – jako polskiego odpowiednika. Wyraz ten nie niesie jednak w sobie pełnej treści merytorycznej, lecz oznacza zmniejszenie wymiarów głównych, ale niekoniecznie z zachowaniem parametrów wyężeniowych danej maszyny. Przykładem mogą być mini lub mikrosiłownie lub wręcz nanosilniki elektryczne i spalinowe [40, 42, 44, 50, 129, 135], które wydają się kresem miniaturyzacji, a nie *downsizingu*.

Tymczasem termin *downsizing silnika spalinowego* związany jest ze zmniejszeniem objętości skokowej, które w konsekwencji prowadzi do zmniejszenia wymiarów głównych i będzie to wyłącznie pochodna wcześniejszych działań. Dodatkowo *downsizing silnika spalinowego* oznacza: zmniejszenie zużycia paliwa, a przez to ograniczenie emisji dwutlenku węgla do atmosfery z równoczesnym zachowaniem lub nawet zwiększeniem mocy silnika. Ten ostatni warunek istotnie zwiększa jednostkową moc silnika wyrażaną mocą uzyskiwaną z jednostki objętości, co decyduje o poprawie sprawności ogólnej silnika – o czym wspomniano w rozdziale 3. Należy zatem zwrócić uwagę, że termin *downsizing silnika spalinowego* jest pojęciem znaczeniowo rozbudowanym i nie może być zastąpiony przez mniej precyzyjny wyraz *miniaturyzacja*.

Znamiona *downsizingu*, chociaż nie do końca zamierzone, można dostrzec już w pierwszych latach historii rozwoju silnika spalinowego. Otóż, silnik opracowany przez Otto i Langena (tzw. silnik Otto I) w roku 1867 miał pojemność ponad 80 dm<sup>3</sup> i zapewniał moc dwóch koni mechanicznych. Sprawność tego silnika szacowano na 11%. W niespełna dziesięć lat później, w roku 1876, idea czterosuwowego silnika pana Otto nabrała wyrazu technicznego (Otto II). Powstał silnik z dokładnie taką samą mocą, ale jego objętość skokowa była równa tylko 5 dm<sup>3</sup>. Przy okazji zmniejszono

masę silnika z ponad 1800 kg do 567 kg [62, 134]. Sprawność użyteczna silnika Otto II wynosiła 14%. Efekt downsizingu, z zachowaniem mocy silnika, został osiągnięty przez zastosowanie innego sposobu podania paliwa, sprężenie mieszanki paliwowo-powietrznej, a także przez wydzielenie suwu wydechu w cyklu pracy. Wdrożono również wówczas ideę spalania ładunku uwarstwionego.

W tamtych czasach rozwijano dopiero teorię i konstrukcję maszyny cieplnej. Nikt jednak nie zastanawiał się nad dzisiejszym wyzwaniem, jakim jest ograniczenie emisji CO<sub>2</sub> – podobnie jak nikt w ogóle nie dyskutował o ochronie środowiska. Gdyby jednak przyjąć parametry konstrukcyjne ówczesnych silników spalinowych oraz założyć, że do zasilania zastosowano paliwo o podobnej zawartości węgla jak obecnie i spalałoby się ono całkowicie i zupełnie, to efekt w ograniczeniu zużycia paliwa byłby równy 0,24 kg/h, co przeniosłoby się na efekt ekologiczny w postaci mniejszej emisji dwutlenku węgla o 0,76 kg w ciągu każdej godziny eksploatacji. Wykorzystując sprężanie mieszanki oraz inny sposób zasilania w paliwo (jako systemy wsparcia downsizingu), znacząco zwiększono objętościowy wskaźnik mocy, charakteryzujący stopień wykorzystania objętości skokowej, zwany również stopniem wysilenia silnika lub mocą jednostkową. Dla silnika Otto I wynosi on około 0,02 kW/dm<sup>3</sup>, a dla silnika Otto II jest ponad 14 razy większy, 0,29 kW/dm<sup>3</sup>. Różnica między nimi jest wyraźna, ale i tak znacznie odbiega od wartości osiąganych obecnie. Na przykład silnik firmy Ford o objętości skokowej 0,999 dm<sup>3</sup>, o którym wspomniano w rozdziale 3, uznany przez dwa lata z rzędu, tj. w roku 2012 i 2013, za międzynarodowy silnik roku w konkursie *Engine of the Year*, ma moc równą 90 kW, co oznacza, że jego objętościowy wskaźnik mocy wynosi 90,60 kW/dm<sup>3</sup>. Konstruktorzy tego silnika zadbali też o to, aby spełniał on bardzo restrykcyjne normy zawartości emisji dwutlenku węgla w gazach spalinowych, które wejdą w życie w 2015 roku [110].

Świadome technologicznie wdrażanie downsizingu nastąpiło w pierwszych latach XXI wieku, czyli dopiero z chwilą osiągania kluczowych dat, które były wskazywane przez kolejne regulacje prawne. Europejskie Stowarzyszenie Producentów Samochodów (ACEA) zdefiniowało w roku 2000 emisję dwutlenku węgla w pojazdach napędzanych silnikami o zapłonie iskrowym na poziomie 177 g/km, a dla silników o zapłonie samoczynnym 157 g/km. Równocześnie ustalono perspektywę na lata 2012 i 2020, w których emisja dwutlenku węgla miała nie przekraczać odpowiednio 120 i 80 g/km według testu NEDC, a odpowiadające im zużycie paliwa powinno być mniejsze niż 4,9 dm<sup>3</sup>/100 km [14, 86, 116].

Poza ekologicznym aspektem stosowania techniki downsizingu, należy podkreślić jego znaczenie dla ochrony naturalnych źródeł ropy naftowej wynikające ze zmniejszenia zużycia paliwa. Z kolei przez zmianę obszaru eksploatacji silnika w obrębie charakterystyki uniwersalnej downsizing przyczynia się do poprawy komfortu jazdy [117, 149, 156], co wynika z przesunięcia punktu pracy w stronę większych obciążeń i mniejszych prędkości obrotowych silnika (*downspeeding*). To sprawia, że ostatecznym wynikiem jest poprawa sprawności efektywnej.

Dodatkowo zmniejszenie wymiarów głównych silnika wpływa na obniżenie jego masy, co z kolei wspiera ogólnościowy inny trend rozwojowy inżynierii samochodowej związany z redukcją masy pojazdu [21, 26, 133, 157].

Istota downsizingu wynika z równania mocy, które przyjmuje postać (5.1) [138]

$$N_e = p_e V_{ss} \frac{n}{30\tau} \quad (5.1)$$

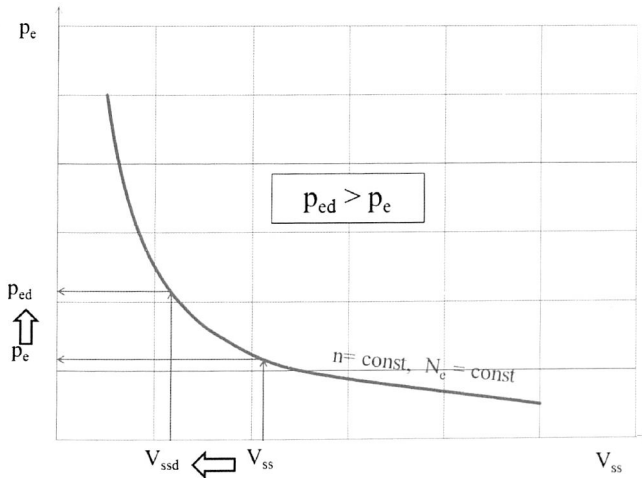
Zmieniając objętość skokową według reguły  $V_{ssd} < V_{ss}$  (gdzie:  $V_{ssd}$  – objętość po downsizingu) i zachowując moc silnika  $N_{ed} = N_e$  (gdzie:  $N_{ed}$  – moc silnika po downsizingu), otrzymuje się (5.2)

$$p_e V_{ss} \frac{n}{30\tau} = p_{ed} V_{ssd} \frac{n_d}{30\tau_d} \quad (5.2)$$

Przyjmując na wstępie założenie o niezmienności prędkości obrotowej, tj.  $n_d = n$  oraz niezmienności liczby suwów  $\tau_d = \tau$ , otrzymuje się (5.3)

$$p_e V_{ss} = p_{ed} V_{ssd} \quad (5.3)$$

$$p_{ed} = p_e \left( \frac{V_{ss}}{V_{ssd}} \right) \quad (5.4)$$



Rys. 5.1. Zmiana średniego ciśnienia efektywnego wraz ze zmianą objętości skokowej silnika z zachowaniem stałych wartości mocy i prędkości obrotowej wału korbowego silnika

Z kolei zużycie paliwa wyrażone wartością jednostkową ( $g_e$ ) można zapisać jako (5.5)

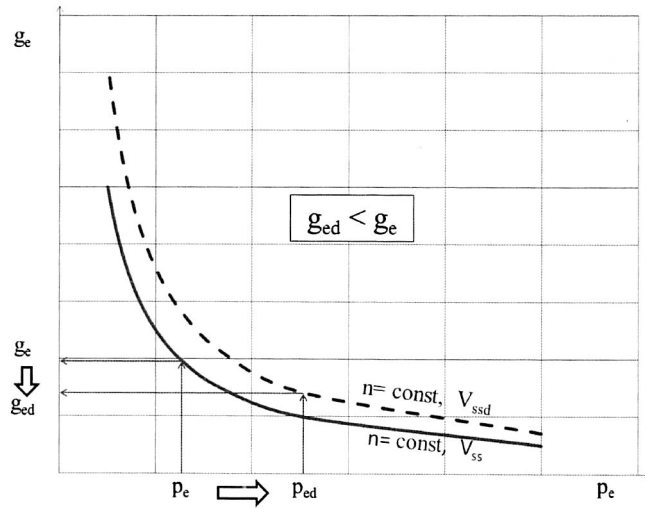
$$g_e = \frac{1}{\eta_e W_u} \quad (5.5)$$

Jeśli uwzględni się (5.6)

$$\eta_e = \frac{MRL_p p_e T_o}{\eta_v W_u p_o} \quad (5.6)$$

oraz przyjmie założenie o niezmienności wielkości we wzorze poza  $p_e$  podczas eksploatacji silnika po downsizingu, sprawność efektywna staje się zależna wyłącznie od średniego ciśnienia efektywnego. Jeśli przyjąć, że pozostałe wielkości razem tworzą pewną stałą wymiarową  $Z$ , to wówczas otrzymuje się (5.7)

$$g_e = \frac{Z}{p_e} \quad (5.7)$$



Rys. 5.2. Jednostkowe zużycie paliwa w funkcji zmian średniego ciśnienia efektywnego z zachowaniem stałej wartości prędkości obrotowej wału korbowego silnika

Jednostkowe zużycie paliwa wyraża ilość spalonego paliwa, przypadającą na jednostkę mocy rozwijanej przez silnik w jednostce czasu (5.8).

$$g_e = \frac{G_e}{N_e} \quad (5.8)$$

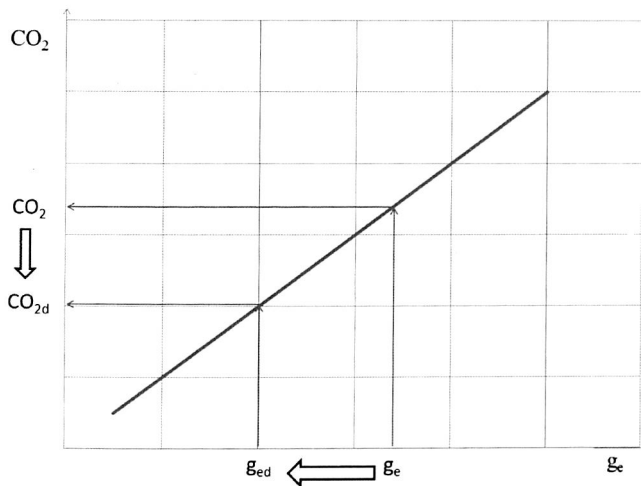
Utrzymując stałą moc po downsizingu, tj.  $N_{ed} = N_e$ , otrzymuje się

$$\frac{G_{ed}}{g_{ed}} = \frac{G_e}{g_e} \quad (5.9)$$

$$G_{ed} = G_e \left( \frac{g_{ed}}{g_e} \right) \quad (5.10)$$

Przyjmując, że paliwo zawierające węgiel spala się całkowicie i zupełnie (1 kg benzyny lub oleju napędowego wytwarza 3,16 kg CO<sub>2</sub> [10, 11, 102]), można uznać zależność (5.10) za wprost proporcjonalną, przyjmującą zapis

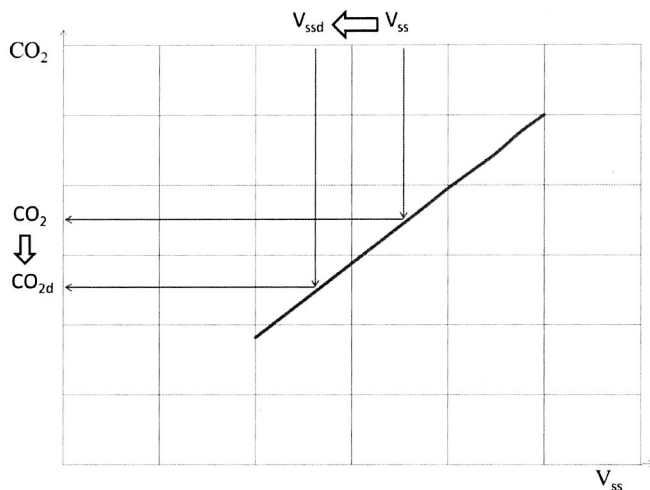
$$CO_{2d} = CO_2 \left( \frac{g_{ed}}{g_e} \right) \quad (5.11)$$



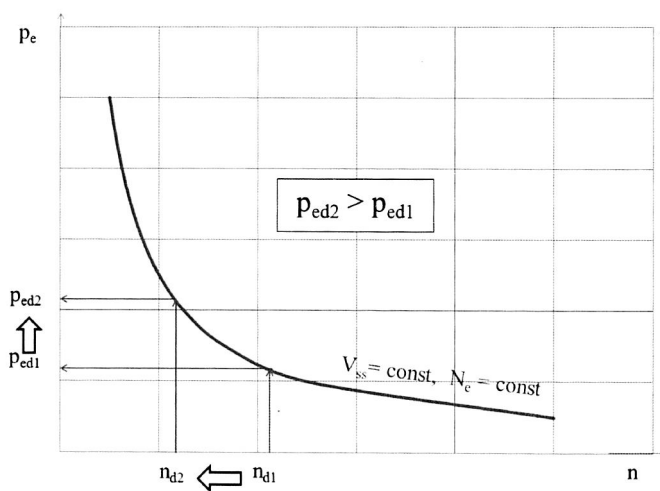
Rys. 5.3. Zmiany stężenia dwutlenku węgla w spalinach wraz ze zmianą jednostkowego zużycia paliwa

Jeśli w downsizingu silnika spalinowego uwzględnimy również zmniejszenie prędkości obrotowej (*downspeeding*), to efekt zmniejszenia zużycia paliwa i ograniczenia emisji dwutlenku węgla do atmosfery zostanie wzmocniony. Dla silnika, w którym już dokonano downsizingu (oznaczonego numerem „2”), tj.  $V_{ssd2} = V_{ssd1}$ , utrzymuje się moc na tym samym poziomie, co w silniku bazowym (oznaczonym

jako „1”), tj.  $N_{ed2} = N_{ed1}$  oraz zachowano formę pracy  $\tau_{d2} = \tau_{d1}$ , a zmienia wyłącznie prędkość obrotową  $n_{d2} < n_{d1}$ , otrzymuje się (5.12) i (5.13)

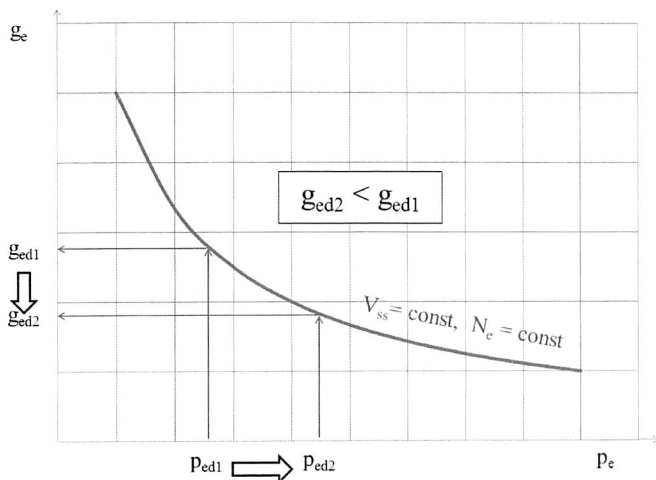


Rys. 5.4. Zmiana stężenia dwutlenku węgla w spalinach wraz ze zmianą objętości skokowej silnika



Rys. 5.5. Zmiany średniego ciśnienia efektywnego w funkcji zmian prędkości obrotowej silnika przy stałej mocy i niezmienionej objętości skokowej silnika





Rys. 5.6. Jednostkowe zużycie paliwa w funkcji zmian średniego ciśnienia efektywnego przy stałej mocy i niezmienionej objętości skokowej silnika

$$p_{ed1} V_{ssd1} \frac{n_{d1}}{30\tau_{d1}} = p_{ed2} V_{ssd2} \frac{n_{d2}}{30\tau_{d2}} \quad (5.12)$$

$$p_{ed2} = p_{ed1} \left( \frac{n_{d1}}{n_{d2}} \right) \quad (5.13)$$

*Downsizing* silnika spalinowego można zrealizować na dwa sposoby:

- **statycznie**, kiedy w sposób trwały zmniejsza się objętość skokową,
- **dynamicznie**, realizowany przez czasowe wyłączenie grupy cylindrów w trakcie pracy silnika.

Pierwszy ze sposobów jest konsekwencją prowadzonych wcześniej rozważań. Drugi natomiast, choć docelowo też wypełnia opisaną teorię, wymaga dodatkowych rozwiązań technicznych.

Pomysł wyłączania (dezaktywacji) cylindrów powstał pod koniec lat 70. ubiegłego wieku w Stanach Zjednoczonych, kiedy w praktyce eksploatacyjnej zaobserwowano takie stany pracy silnika, w których wytwarzany moment był dużo większy niż było rzeczywiste zapotrzebowanie na niego, wynikające z chwilowego obciążenia. Powodowało to nadmierne zużycie paliwa i nie sprzyjało ochronie środowiska. Sytuacje takie występowały, kiedy pojazdy napędzane silnikami o dużej objętości skokowej wolno poruszały się w ulicznym ruchu zakorkowanych dużych miast. Praca pod małym obciążeniem, np. z przymkniętą prawie całkowicie przepustnicą, zmniejszała ciśnienie w układzie dolotowym, zwiększając straty procesu napełniania cylindra, a przez to sprawiając, że silnik zużywał dużo paliwa i praco-

wał z bardzo małą sprawnością [55, 95]. Wyłączanie cylindrów było realizowane w latach 80. i 90. ubiegłego wieku między innymi w silniku Cadillac V 8-6-4, gdzie już samo oznaczenie silnika sugerowało możliwość eksploatacji z wykorzystaniem 8, 6 lub 4 cylindrów. Downsizing dynamiczny objął w tamtym okresie również silniki firmy Mitsubishi – MD (ang. *Modulated Displacement*). Jednak brak właściwego sterowania pracą silnika uniemożliwił pełniejsze stosowanie tej techniki, chociaż uzyskiwano oszczędności w zużyciu paliwa na poziomie 10%. Obecnie, kiedy w technikach sterowania pracą silnika dominuje elektronika z wszelkimi jej zaletami, downsizing dynamiczny zyskał nowy wymiar. Idea zmiennej objętości skokowej jest wspólna i zakłada dynamiczne wyłączenie z pracy grupy cylindrów wraz z blokadą ich zasilania w paliwo. Producenci czołowych firm silnikowych, jak: Daimler-Chrysler, Honda, VW czy Ford, wprowadzają na rynek własne rozwiązania w zakresie dynamicznych zmian objętości skokowych. Jednym z takich rozwiązań jest użycie podwójnych dźwigien zaworowych (standardowych i o zerowym wzniosie), które w zależności od obciążenia, a zwłaszcza w dolnym jego zakresie i przy małych prędkościach obrotowych, są łączone lub rozłączane przez hydrauliczny trzpień [55, 95, 137].

*Oczekiwane wraz ze zmniejszeniem objętości skokowej silnika mniejsze zużycie paliwa wpływa na obniżenie mocy silnika. Aby zatem wypełnić ideę downsizingu związaną z zachowaniem parametrów eksploatacyjnych silnika, konieczne staje się użycie nowoczesnych rozwiązań technicznych w różnych zespołach silnika. Dotyczy to przede wszystkim: układów zasilania w paliwo i powietrze oraz układów rozrządu. Pośrednio obejmuje to również układ wydechowy z systemem recyrkulacji spalin.*

## 6. TECHNIKI SPRZYJAJĄCE WYPEŁNIENIU WYMAGAŃ EKOLOGICZNYCH I BĘDĄCE WSPARCIEM DLA DOWNSIZINGU SILNIKA SPALINOWEGO

Współczesny silnik różni się w sposób znaczący od swojego protoplasty sprzed 145 lat. Podstawowa funkcja transformacji energii skumulowanej w paliwie, zamienianej w reakcjach chemicznych i procesach cieplnych w użyteczną energię mechaniczną nadal jest zachowana, ale forma realizacji jest całkowicie inna. Dzieje się tak ze względu na nieprzerwany rozwój konstrukcji silnika i stosowanie nowych technik udoskonalających pracę silnika spalinowego. Do najważniejszych z nich, wypełniających wyzwania zrównoważonego rozwoju, gwarantującego ekonomiczną i ekologiczną eksploatację oraz zapewniające komfort eksploatacji w aspekcie uzyskiwanych wskaźników pracy, a zarazem wspierające technikę *downsizingu* należą: zarówno bezpośredni wtrysk paliwa, doładowanie, systemy zmiennych faz rozrządu i geometrii układu dolotowego oraz zmiennego stopnia sprężania, jak również stosowanie systemu recyrkulacji spalin.

**Bezpośredni wtrysk paliwa** w silnikach o zapłonie samoczynnym był stosowany niemal od zawsze, ale wprowadzenie w roku 1995 na rynek przez korporację Denso/Toyota systemu Common Rail należy uznać za rewolucję w tej dziedzinie, chociaż, historycznie rzecz ujmując, idea ta była upubliczniona znacznie wcześniej, bo w roku 1916 przez firmę Vickers [32]. W tamtych czasach zabrakło jednak opracowanych technologii uzyskiwania wysokich ciśnień, będących podstawą działania systemu Common Rail. Atomizacja kropli paliwa gromadzonego pod ciśnieniem 150–200 MPa i możliwość kilkukrotnego jego wtrysku w jednym cyklu stwarzają warunki zbliżone do optymalnych, zapewniając pełniejsze odparowanie i spalanie paliwa [78, 152]. W wyniku tego działania zużycie paliwa jest mniejsze, a emisja szkodliwych składników spalin, z uwagi na obniżenie temperatury w komorze spalania, osiąga wartości, jakie kiedyś zapewniało jedynie, stosując katalizatory. Dodatkowo uzyskano niższy poziom hałasu, co w sposób znaczący poprawia komfort eksploatacji, zwłaszcza w pojazdach osobowych [77].

Większe znaczenie w ekonomiczno-ekologicznym rozwoju silników miało pojawienie się bezpośredniego wtrysku w silnikach o zapłonie iskrowym. Wprawdzie pierwsze próby wtrysku benzyny bezpośrednio do komory spalania zrealizował Jonas Hesselman w 1925 roku, ale to dopiero rozwiązanie z roku 1996, zaproponowane przez konstruktorów firmy Mitsubishi, znane pod nazwą GDI (ang. *Gasoline Direct Injection*), przyniosło sukces rozwojowy i komercyjny w tym zakresie [59, 63]. Wtrysk benzyny, realizowany co najmniej w dwóch fazach podczas suwu ssania i sprężania daje możliwość spalania uwarstwionego, w tym spalania bardzo ubogich mieszanek (50:1 wobec stechiometrycznego – konwencjonalnego 14,7:1), co z kolei sprzyja zwiększeniu stopnia sprężania bez efektu spalania stukowego. Obserwowany wzrost mocy silnika o ponad 20% z równoczesnym zmniejszeniem zużycia paliwa o około 10% jest też wynikiem zastosowania specjalnej geometrii komory spalania (w koronie tłoka) i uzyskiwanego w ten sposób zawirowania ładunku. Wadą tego systemu jest niestety zwiększenie emisji tlenków azotu, co oznacza konieczność wyposażenia silnika w katalizator redukujący i system recyrkulacji spalin. Bardzo duże znaczenie w wypełnianiu zadań stawianych wtryskowi paliwa odgrywa sterowanie, w którym dominującą rolę zajmuje elektronika z informatyką – łącznie z systemami adaptacyjnymi [63, 146, 147].

*Stosowanie wtrysku bezpośredniego bardzo dobrze wkomponowuje się w architekturę silnika objętego downsizingiem, ponieważ wprost uzupełnia straty mocy powstałe w wyniku zmian geometrycznych. Z kolei dla silników bazowych, które już miały ten system zasilania, istnieje możliwość zmiany w obszarze sterowania wtryskiem tak, aby dostosować go do potrzeb downsizingu, w tym wymagań ekologicznych.*

**Doładowanie.** Potrzebę doładowania dla zwiększenia stopnia napełnienia dostrzegł już w 1885 roku Gottlieb Daimler w swoim patencie o konieczności mechanicznego podwyższenia ciśnienia powietrza powyżej atmosferycznego na początku każdego cyklu [49, 94, 138]. Potem pojawiła się koncepcja wtórnego zagospodarowania energii traconej wraz z wylotem gazów spalinowych i w roku 1916 Auguste Reteau zbudował pierwszą turbosprężarkę. Przez wiele lat funkcjonowała koncepcja pojedynczego turbodoładowania. Ważna zmiana nastąpiła wraz z pojawieniem się turbodoładowania Honeywell, gdzie na wspólnej osi obok jednej turbiny pojawiły się dwa koła sprężarki, wzajemnie uzupełniające się ze względu na różną ich bezwładność i związanym z nią czasem odpowiedzi. Silnik z takim systemem działa sprawniej, zwłaszcza w dolnych zakresach prędkości obrotowej i obciążenia. Wyzwaniem dla konstruktorów była poprawa sprawności doładowania w stanach dynamicznych, stąd pojawienie się zmiennych nastaw łopatek turbiny VNT (ang. *Variable Nozzle Turbine*). Kolejnym krokiem w rozwoju doładowania, a tym samym i silnika spalinowego było opracowanie dwustopniowego doładowania (*Dual-stage*). Architektura systemu składa się z dwóch turbosprężarek, usytuowanych szeregowo, z oddzielnym chłodzeniem (*intercooler*) po każdej sprężarce. Taki system zapewnia dostarczenie ładunku powietrza o odpowiedniej gęstości w całym zakresie prędkości i momentu obrotowego, ale przede wszystkim poprzez wzajemne uzupełnianie się likwiduje opóźnienie doładowania (*turbo lag*), wynikające z bezwład-

ności pojedynczego urządzenia. Do doładowania dwustopniowego zalicza się też system równolegle pracujących dwóch turbosprężarek, które, zastępując jedną dużą, zasilają oddzielnie cylindry po obu stronach kadłuba, najczęściej w silnikach typu V. Turbosprężarki osadzone są bezpośrednio na bloku silnika i chłodzone cieczą. Dzięki takiemu rozwiązaniu, turbosprężarki są mniejsze (zgodne z ideą downsizingu) i bardziej kompaktowe z całością układu wylotowego, a to powoduje generowanie mniejszych strat ciepła do atmosfery. Ich kompaktowość zapewnia też niższy poziom hałasu i drgań. Jeszcze innym rozwiązaniem jest zestawienie turbodoładowania zapewniającego właściwy poziom wskaźników pracy w górnym zakresie charakterystyki uniwersalnej z doładowaniem mechanicznym (sprężarkowym), które bardzo dobrze wypełnia potrzeby eksploatacyjne w dolnym zakresie prędkości i obciążenia [58, 76, 149].

*Doładowanie jest najprostszą formą wsparcia silnika objętego downsizingiem zarówno w zakresie strat mocy, jak i przez stworzenie warunków do spalania mieszanek ubogich do wypełnienia wymagań ekologicznych.*

W układzie wylotowym silnika, obok systemu doładowania, coraz częściej montowany jest układ recyrkulacji spalin, którego podstawowym zadaniem jest powtórne wykorzystanie części gazów spalinowych w celu obniżenia stężania tlenków azotu.

**System recyrkulacji spalin** – EGR (ang. *Exhaust Gas Recirculation*) zapewnia powtórne skierowanie (ok. 5–15%) gazów spalinowych do komory spalania. Współczesne systemy EGR, uzupełnione w wymiennik ciepła, zapewniają wzrost sprawności termodynamicznej nawet o 40%. Poprawa sprawności następuje przede wszystkim w początkowej fazie pracy silnika, kiedy jest on zimny i kiedy gazy spalinowe są podgrzewane we wspomnianym wymienniku ciepła, eliminując w ten sposób kondensację sadzy i ograniczając emisję węglowodorów. Z kolei dla silnika gorącego, gazy spalinowe są chłodzone, przez co następuje zwiększenie gęstości ładunku, zapewniając wzrost mocy silnika, zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa i w znaczący sposób ograniczając emisję tlenków azotu [76].

*System EGR przez obniżenie strat ciepła może być wsparciem dla techniki downsizingu silnika spalinowego.*

**Zmienne fazy rozrządu.** System zmiennych faz rozrządu powstał jako odpowiedź na kompromis między mocą i momentem, zużyciem paliwa oraz ekologią, jaki musiał wypełniać układ wymiany ładunku pracujący z praktycznie stałymi nastawami. System zmiennych faz rozrządu zapewnia dopasowanie kątów i czasów otwarcia oraz zamknięcia zaworów do aktualnego obciążenia i prędkości obrotowej silnika. Terminem VVT (ang. *Variable Valve Timing*) określa się zarówno metodę, jak i technikę zmiennych faz rozrządu, która w zależności od producenta przybiera różne nazwy [92, 103]. Pierwszy system zmiennych faz rozrządu pojawił się w roku 1981 w silnikach firmy Alfa Romeo, ale dopiero wprowadzenie sterowania elektronicznego w roku 1989 przez firmę Honda (światowego lidera w systemach zmiennych faz rozrządu) zapewniło rozwój tej konstrukcji znanej pod nazwą VTEC (ang. *Variable Valve Timing and lift Electronic Control*), a w najnowszej wersji i-VTEC (i – inteligentny system, działający z wyprzedzeniem). Z kolei znany powszechnie system VarioCam, zaprojektowany w firmie Porsche

w roku 1992, dokonywał zmian położenia zaworów przez zmiany napięcia łańcucha łączącego wałki rozrządu zaworów dolotowych i wylotowych. Dzisiaj system ten został rozwinięty i zapewnia również możliwość wzniosu zaworów przez układ podwójnych krzywek o zróżnicowanej geometrii. Innym przykładem może być system Valvetronic firmy BMW z pełną kontrolą wzniosu zaworów dolotowych, co znacznie obniża straty przepływu, a czas reakcji na zmiany obciążenia jest zredukowany do minimum. Jeszcze innym przykładem w tej dziedzinie jest system niezależnych zmian faz pracy zaworów dolotowych i wylotowych firmy Ford – TI-VCT (ang. *Twin Independent – Variable Camshaft Timing*), którego główną zaletą w stosunku do innych systemów jest lepsze napełnienie cylindra i przepłukanie komory spalania, zapewniając oszczędności w zużyciu paliwa do 5% i wypełniając częściowo zadania systemu recyrkulacji spalin.

*System zmiennych faz rozrządu jest dobrym uzupełnieniem techniki downsizingu przez możliwość obniżenia strat przepływu wynikających z mniejszych wymiarów zaworów oraz przez zapewnienie właściwego napełnienia komory spalania dla zachowania lub zwiększenia sprawności efektywnej silnika.*

Podczas doładowania silników o zapłonie iskrowym może wystąpić ryzyko samozapłonu, które z natury rzeczy jest niepożądane. Aby temu zapobiec, należy obniżyć stopień sprężania, który z kolei decyduje o wartości ciśnienia w komorze spalania, a to wpływa na moc silnika w całym zakresie jego pracy. Rozwiązaniem tego problemu jest układ o zmiennym stopniu sprężania.

**Zmienny stopień sprężania** – VCR (ang. *Variable Compression Ratio*), którego zasada działania wiąże się ze zmianą objętości komory sprężania w ten sposób, że wraz ze wzrostem obciążenia maleje stopień sprężania. Istnieje kilka technicznych rozwiązań tego zagadnienia. Jednym z nich jest np. zmiana skoku w mechanizmie korbowym (ang. Multi Cycle Engine 5, realizowany przez firmę Peugeot). Innym sposobem jest kątowe przesunięcie głowicy silnika oferowane przez firmę SAAB (system SVC – *Saab Variable Compression*). Jeszcze innym rozwiązaniem jest dynamiczne przemieszczanie całego układu korbowego (ang. Cortina VC – *Variable Compression*). Ciekawe konstrukcyjnie jest rozwiązanie zmiennego stopnia sprężania realizowane przez firmę Gomecsys pod tą samą nazwą lub jako GoEngine, która zapewnia zmianę stopnia sprężania w zakresie od 8:1 do 18:1. Istotną zaletą tego systemu jest możliwość znacznego (do 20%) wydłużenia suwu rozprężania w stosunku do sprężania, co zapewnia lepsze warunki spalania dawki paliwa oraz generuje lepszy rozkład ciśnienia na denko tłoka. Wydłużony suw rozprężania przyczynia się również do obniżenia temperatury gazów spalinowych. Powoduje to uzyskiwanie dużych (do 40%) oszczędności w zużyciu paliwa oraz zapewnia mniejszą emisję toksycznych związków do atmosfery.

*System zmiennego stopnia sprężania, przez zmianę objętości skokowej, może być uznawany za jedną z form downsizingu dynamicznego, a nie jako system wsparcia. Stosując ten system w silniku objętym downsizingiem, wspomaga on proces zmniejszenia geometrii komory spalania przez obniżenie temperatury gazów spalinowych, poprawiając sprawność termodynamiczną i zapobiegając znacznym stratom ciepła.*

## 7. NOWY POGLĄD NA ISTOTĘ DOWNSIZINGU SILNIKA SPALINOWEGO

### 7.1. WSTĘP DO DOWNSIZINGU

Tłokowe silniki spalinowe są zaliczane do grupy gazowych objętościowych maszyn energetycznych, w których zmiana objętości komory roboczej odbywa się przez przesunięcie lub obrót sztywnej ściany [45]. Zmiana położenia głównych elementów konstrukcyjnych silnika jest wynikiem przepływu czynnika roboczego i konwersji energii. Zmiana objętości komory roboczej może być rozpatrywana jako zmiana dynamiczna, będąca wynikiem realizacji cyklu pracy oraz zmiana statyczna, która jest związana ze zmianą wymiarów geometrycznych elementów silnika.

Każdej z tych zmian towarzyszy inna konwersja energii zawartej w paliwie, które z założenia powinno spalać się całkowicie i zupełnie. Chcąc uzyskać ten efekt, należałoby przeprowadzić ocenę spójności zmian objętości komory roboczej z konwersją energii. Jest to zagadnienie wieloparametryczne, obejmujące opisy zmian geometrycznych, mechanicznych, hydraulicznych, termodynamicznych i chemicznych.

Zmiany geometryczne wymagają oceny relacji wymiarowych między poszczególnymi elementami silnika spalinowego nie tylko otaczającymi komorę roboczą, ale i pozostałymi. Z uwagi na różne rodzaje ruchów, ważny jest opis kinematyki i dynamiki zmian wynikających ze zmiany objętości komory roboczej. Należy również uwzględnić rozważania nad mechaniką ruchu, uwzględniającą masy i siły występujące w różnych mechanizmach silnika. Z kolei ruch czynnika roboczego w zmienionej objętości wymaga oceny procesu przepływu i zdefiniowania oporów z nim związanych. Może to dotyczyć zarówno komory roboczej, jak i przewodów doprowadzających paliwo i powietrze, przejść przez otwory i rozgałęzienia konstrukcyjnego systemu zasilania. Problemy napełniania i opróżniania cylindra, zwłaszcza w aspekcie zmian właściwości czynnika roboczego, który na początku procesu napełniania jest mieszaniną paliwa i powietrza, a na koniec spaliniem, jest wieloparametrycznym bardzo skomplikowanym zagadnieniem badawczym. Spalająca się mieszanina paliwowo-powietrzna w zamkniętej przestrzeni, gdzie występują nowo powstające spaliny, ale także resztki



spalin z wcześniejszego cyklu, generuje kolejne zagadnienia do rozważań wraz ze zmianą objętości komory roboczej. Wśród nich są, np. ilość i forma dostarczenia energii cieplnej, jak również wymiana i przejmowanie ciepła w całym cyklu pracy. Ciepło w silniku pojawia się również wraz z tarciami między elementami silnika i to zagadnienie wymaga oddzielnej analizy. Spalanie paliwa jest procesem chemicznym, które podlega również wieloparametrycznej ocenie nie tylko ze względu na zmianę warunków, wynikających ze zmiany objętości komory roboczej, ale również ze względu na różnorodność stosowanych paliw.

Każde ze wspomnianych zagadnień niesie ze sobą wiele parametrów, z których tylko nieliczne są opisane wskaźnikami i które mogą ułatwiać ocenę zjawisk zachodzących w silniku lub być podstawą oceny konstrukcji lub eksploatacji silnika. Istnieje zatem potrzeba ciągłego poszukiwania wskaźników stanowiących kryteria oceny.

W niniejszej pracy autor podjął się badań nad jednym z omówionych zagadnień, poddając ocenę geometryczne zmiany objętości skokowej silnika spalinowego i analizując ich wpływ na parametry i wskaźniki cyklu jego pracy.

## 7.2. WSKAŹNIK DOWNSIZINGU SILNIKA SPALINOWEGO

W dotychczasowych pracach (rozdz. 2) zmianę objętości skokowej silnika w odniesieniu do downsizingu wyrażano za pomocą relacji objętości po zmianach do objętości przed zmianami i czasami nazywano stopniem downsizingu DR (ang. *downsizing ratio*) (7.1)

$$DR = \frac{V_{ssd}}{V_{ss}} \quad (7.1)$$

Stopień ten jest również wyrażany w skali względnej i wówczas przyjmuje postać (7.2)

$$DR = \left( \frac{V_{ssd} - V_{ss}}{V_{ss}} \right) 100\% \quad (7.2)$$

W ten sposób punktem odniesienia do wszelkich analiz stają się zmiany objętości, które oznaczają procentowe wartości zmniejszenia objętości skokowej silnika w stosunku do silnika bazowego. Na tej podstawie określa się zmiany objętościowych wskaźników pracy, jak np. objętościowy wskaźnik mocy, moment czy emisja dwutlenku węgla do atmosfery z jednostki objętości.

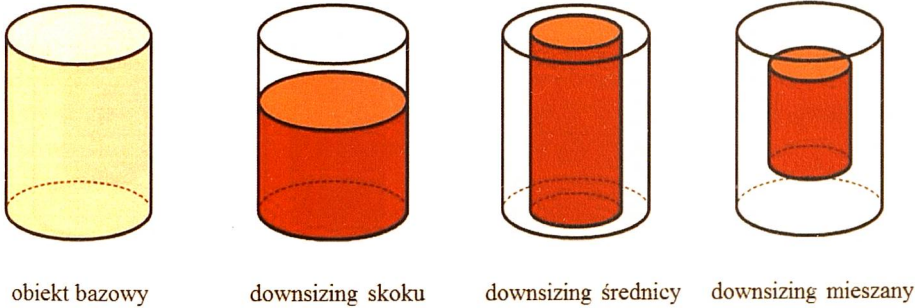
Tymczasem objętość skokowa jest parametrem konstrukcyjnym, który można wyrazić za pomocą: skoku tłoka i średnicy cylindra jako składników elementarnych, a to oznacza, że ich wzajemna kombinacja może wywoływać tę samą zmianę objętości, ale skutki pośrednie mogą być różne. Jeśli objętość skokową silnika ( $V_{ss}$ ) potraktuje się jako walec, to może ona być opisana za pomocą zależności (7.3)

$$V_{ss} = S \frac{\pi D^2}{4} i \quad (7.3)$$

W ten sposób można zdefiniować różne rodzaje downsizingu:

- **downsizing skoku**, gdzie zmieniany jest wyłącznie skok tłoka,
- **downsizing średnicy**, gdzie zmieniana jest wyłącznie średnica cylindra,
- **downsizing mieszany**, gdzie zmieniane są zarówno średnica cylindra, jak i skok tłoka.

Na rysunku 7.1 przedstawiono graficzną interpretację rodzajów downsizingu.



Rys. 7.1. Rodzaje downsizingu

Uwzględniając zależności poszczególnych objętości ze skokami tłoków i średnicami cylindrów oraz przyjmując założenie o tej samej liczbie cylindrów, tj.  $i_d = i$ , formuła (7.1), przyjmie nową postać (7.4)

$$DR = \frac{V_{ssd}}{V_{ss}} = \frac{S_d \frac{\pi D_d^2}{4} i_d}{S \frac{\pi D^2}{4} i} = \frac{S_d}{S} \left( \frac{D_d}{D} \right)^2 \quad (7.4)$$

Jeśli relację między skokami tłoków oznaczyć jako  $A$ , a relację między średnicami cylindrów jako  $B$ :

$$A = \frac{S_d}{S} \quad B = \frac{D_d}{D} \quad (7.5)$$

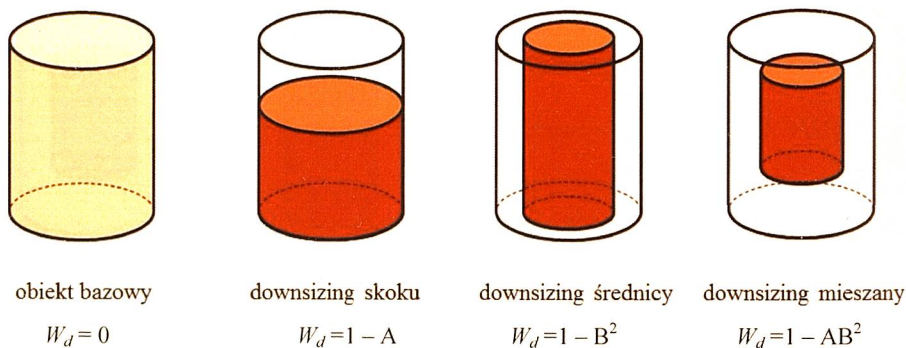
to otrzymuje się (7.6) [124, 125]

$$DR = AB^2 \quad (7.6)$$

Chcąc jednak, aby zależność ta określała nie stopień pozostałości, lecz stopień zmiany, powinno się przyjąć (7.7)

$$W_d = 1 - AB^2 \quad (7.7)$$

Wzór (7.7) opisuje ogólną postać zmian objętości skokowej silnika i dlatego nazywano go *wskaźnikiem downsizingu*  $W_d$ . Dla poszczególnych rodzajów downsizingu wskaźnik ten przyjmuje takie postaci, jak przedstawiono na rysunku 7.2. Zakładając przykładowo zmniejszenie tłoka o 14%, tj.  $A = 0,86$ , i zmniejszenie średnicy cylindra o 10%, czyli  $B = 0,90$ , uzyskuje się zmniejszenie objętości wyrażone wskaźnikiem  $W_d = 0,30$ .



Rys. 7.2. Rodzaje downsizingu wraz ze wskaźnikami  $W_d$

Dalej przedstawiono cząstkową macierz zmian objętości skokowej silnika dla różnych wariantów modyfikacji skoku tłoka i średnicy cylindra – tabela 7.1. Dane przedstawione w tabeli 7.1 należy interpretować w następujący sposób: im większa wartość wskaźnika downsizingu, tym większa zmiana objętości. Wartość  $W_d = 0,0$  oznaczałaby całkowity brak zmiany objętości skokowej. Najważniejszy wniosek, wynikający z tej tabeli, to możliwość realizacji zmian objętości skokowej według różnych rodzajów downsizingu. W tabeli zaznaczono odmiennym kolorem przypadek downsizingu mieszanego  $W_d = 0,31$  zrealizowany dla różnych wariantów współczynników  $A$  i  $B$ :

- $A = 0,75 \quad B = 0,96$
- $A = 0,85 \quad B = 0,90$
- $A = 0,95 \quad B = 0,85$



Możliwe jest również uzyskanie takiej samej zmiany objętości ( $W_d = 0,31$ ) w przypadku, kiedy jeden ze współczynników jest większy od jedności np.  $A = 0,57$  i  $B = 1,10$ , ale takich przypadków nie rozpatrywano, kierując się zasadą zmniejszania nie tylko objętości, ale i współczynników, czyli niepowiększania średnicy cylindra ani skoku tłoka.

Tabela 7.1. Macierz zmian wskaźnika downsizingu  $W_d$  dla wybranych zmian współczynników:  $A$  (zmiany skoku tłoka) i  $B$  (zmiany średnicy cylindra)

|                                          |      | Zmiana współczynnika $B$ dla średnicy |      |      |      |      |      |      |
|------------------------------------------|------|---------------------------------------|------|------|------|------|------|------|
|                                          |      | 1.00                                  | 0.96 | 0.90 | 0.85 | 0.80 | 0.75 | 0.70 |
| Zmiana współczynnika $A$ dla skoku tłoka | 1.00 | 0.00                                  | 0.08 | 0.19 | 0.28 | 0.36 | 0.44 | 0.51 |
|                                          | 0.95 | 0.05                                  | 0.12 | 0.23 | 0.31 | 0.39 | 0.47 | 0.53 |
|                                          | 0.90 | 0.10                                  | 0.17 | 0.27 | 0.35 | 0.42 | 0.49 | 0.56 |
|                                          | 0.85 | 0.15                                  | 0.22 | 0.31 | 0.39 | 0.46 | 0.52 | 0.58 |
|                                          | 0.80 | 0.20                                  | 0.26 | 0.35 | 0.42 | 0.49 | 0.55 | 0.61 |
|                                          | 0.75 | 0.25                                  | 0.31 | 0.39 | 0.46 | 0.52 | 0.58 | 0.63 |
|                                          | 0.70 | 0.30                                  | 0.35 | 0.43 | 0.49 | 0.55 | 0.61 | 0.66 |

Takie ujęcie tematu nakazuje uszczegółowienie zapisów matematycznych określających ideę downsizingu w odniesieniu do średniego ciśnienia efektywnego, gdy rozważamy przypadek wyłącznie zmian geometrycznych. Zmniejszając objętość  $V_{ssd} < V_{ss}$ , z zachowaniem mocy  $N_{ed} = N_e$ , następuje modyfikacja (5.2) na (7.8)

$$p_e \frac{S\pi D^2 i}{4} \frac{n}{30\tau} = p_{ed} \frac{S_d \pi D_d^2 i_d}{4} \frac{n_d}{30\tau_d} \quad (7.8)$$

Jeśli nie zmienia się rodzaju pracy  $\tau_d = \tau$  i prędkości obrotowej silnika  $n_d = n$  oraz zakłada się brak zmiany liczby cylindrów  $i_d = i$ , to wzór określający wartość średniego ciśnienia efektywnego  $p_{ed}$  można wyznaczyć na podstawie (7.9) lub (7.10)

$$p_{ed} = p_e \frac{V_{ss}}{V_{ssd}} = p_e \frac{S \frac{\pi D^2}{4}}{S_d \frac{\pi D_d^2}{4}} = p_e \frac{S}{S_d} \left( \frac{D}{D_d} \right)^2 \quad (7.9)$$

$$p_{ed} = p_e \frac{1}{A} \left( \frac{1}{B} \right)^2 = p_e \frac{1}{AB^2} \quad (7.10)$$

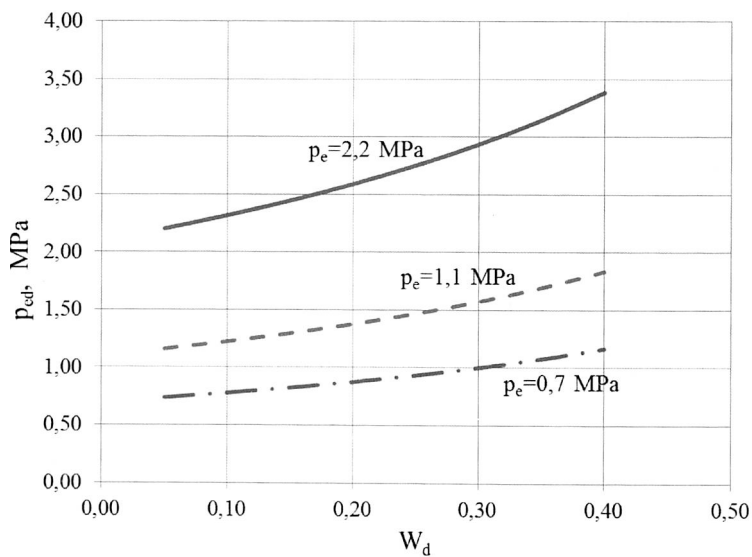
Z zależności (7.10) jednoznacznie wynika, iż zmiana wartości średniego ciśnienia efektywnego jest powiązana ze zmianami skoku i/lub średnicy. Na podstawie macierzy zmian wskaźnika downsizingu (tab. 7.1) można zbudować macierz zmian wskaź-

nika do określania  $p_{ed}$  wraz ze zmianami współczynników skoku tłoka i średnicy cylindra – tabela 7.2.

Tabela 7.2. Macierz zmian wskaźnika dla średniego ciśnienia efektywnego  $p_{ed}$  w wybranych zmianach współczynników  $A$  (zmiany skoku tłoka) i  $B$  (zmiany średnicy cylindra)

|                                          |      | Zmiana współczynnika $B$ dla średnicy |      |      |      |      |      |      |
|------------------------------------------|------|---------------------------------------|------|------|------|------|------|------|
|                                          |      | 1,00                                  | 0,96 | 0,90 | 0,85 | 0,80 | 0,75 | 0,70 |
| Zmiana współczynnika $A$ dla skoku tłoka | 1,00 | 1,00                                  | 1,09 | 1,23 | 1,38 | 1,56 | 1,78 | 2,04 |
|                                          | 0,95 | 1,05                                  | 1,14 | 1,30 | 1,46 | 1,64 | 1,87 | 2,15 |
|                                          | 0,90 | 1,11                                  | 1,21 | 1,37 | 1,54 | 1,74 | 1,98 | 2,27 |
|                                          | 0,85 | 1,18                                  | 1,28 | 1,45 | 1,63 | 1,84 | 2,09 | 2,40 |
|                                          | 0,80 | 1,25                                  | 1,36 | 1,54 | 1,73 | 1,95 | 2,22 | 2,55 |
|                                          | 0,75 | 1,33                                  | 1,45 | 1,65 | 1,85 | 2,08 | 2,37 | 2,72 |
|                                          | 0,70 | 1,43                                  | 1,55 | 1,76 | 1,98 | 2,23 | 2,54 | 2,92 |

Dane zawarte w tabeli 7.2 należy uwzględnić podczas wyznaczania zmian średniego ciśnienia efektywnego w silniku objętym techniką downsizingu.



Rys. 7.3. Zmiany średniego ciśnienia efektywnego po downsizingu ( $p_{ed}$ ) w funkcji zmian współczynnika downsizingu ( $W_d$ ) dla różnych wartości wyjściowych ( $p_e$ ) silnika przed downsizingiem

W macierzy (tab. 7.2) zaznaczono miejsca o jednakowych wartościach  $p_e$  osiągane dla tego samego poziomu zmian objętości, ale przy odmiennych wartościach współczynników  $A$  i  $B$ . Obszary zmian pokrywają się ze zmianami wskaźnika downsizingu, co oznacza możliwość włączenia do (7.10) współczynnika  $W_d$  – (7.11, rys. 7.3).

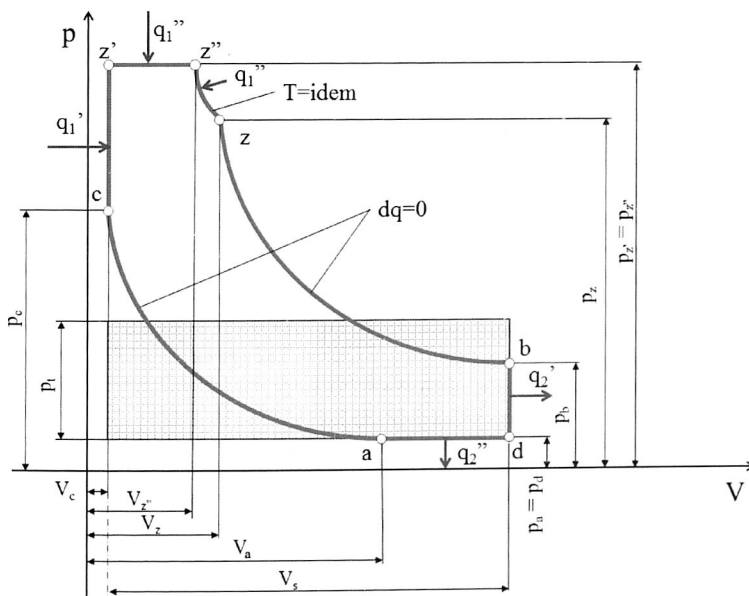
$$p_{ed} = p_e \frac{1}{1 - W_d} \quad (7.11)$$

Przedstawiona w tym rozdziale nowa interpretacja downsizingu, zależnego nie wprost od zmian objętości, ale od składników elementarnych tworzących ją, tj. skoku tłoka i średnicy cylindra, wymusza konieczność obserwacji efektów w postaci zmian wskaźników pracy silnika, to zaś zapewnia weryfikację udziału różnych opcji wspierających efektywność downsizingu, czyli doładowania, zmianę fazy rozrządu czy zmianę stopnia sprężania.

### 7.3. OCENA UOGÓLNIIONEGO CYKLU PRACY SILNIKA SPALINOWEGO W ASPEKTCIE DOWNSIZINGU

#### 7.3.1. SPRAWNOŚĆ UOGÓLNIIONEGO CYKLU PRACY SILNIKA

Paliwo mieszane z powietrzem w komorze spalania tłokowego silnika spalinowego tworzy czynnik roboczy, który podlega przemianom termodynamicznym, wynikającym



Rys. 7.4. Uogólniony termodynamiczny cykl pracy czterosuwowego tłokowego silnika spalinowego [3]

między innymi ze zmiany objętości przestrzeni spalania. Zmiany te są powtarzalne, a występujące przemiany tworzą cykl pracy silnika, który można opisać matematycznie lub graficznie [2, 3, 6, 20, 39, 40, 43, 66, 113]. W uogólnionej postaci, tj. takiej, która odpowiada wszystkim znanym teoriom silników spalinowych, cykl pracy można przedstawić jak na rysunku 7.4 [3].

Podstawową wielkością opisującą efektywność cyklu pracy silnika jest sprawność, która dla cyklu teoretycznego nazywa się sprawnością teoretyczną  $\eta_t$  i która wyraża zależność między pracą cyklu a ilością dostarczonego ciepła. Na podstawie relacji termodynamicznych uogólnionego cyklu pracy sprawność można wyrazić za pomocą wzoru (7.12) [2, 3, 5]

$$\eta_t = 1 - \frac{\frac{\lambda_p \rho_p \varepsilon_s^{\kappa-1}}{\delta^{\kappa-1}} + \kappa(\rho' - 1) - \rho'}{\varepsilon_s^{\kappa-1} \left\{ \lambda_p \left[ \kappa \rho_p - (\kappa - 1)(1 + \rho_p \ln \rho_T) \right] - 1 \right\}} \quad (7.12)$$

gdzie poszczególne wielkości bezwymiarowe, występujące we wzorze (7.12), opisano zgodnie z rysunkiem 7.4:

- stopień wzrostu ciśnienia podczas izochorycznego doprowadzenia ciepła

$$\lambda_p = \frac{p_{z'}}{p_c} = \frac{p_{z''}}{p_c} \quad (7.13)$$

- stopień ekspansji podczas izobarycznego doprowadzenia ciepła

$$\rho_p = \frac{V_{z''}}{V_{z'}} = \frac{V_{z''}}{V_c} \quad (7.14)$$

- efektywny stopień sprężania

$$\varepsilon_s = \frac{V_a}{V_c} \quad (7.15)$$

- wykładnik izentropy

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (7.16)$$

- stopień kolejnego procesu ekspansji

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} \quad (7.17)$$



- stopień wstępnej kompresji podczas odprowadzenia ciepła przy stałym ciśnieniu

$$\rho' = \frac{V_d}{V_a} = \frac{V_b}{V_a} \quad (7.18)$$

- stopień ekspansji podczas izotermicznego doprowadzenia ciepła

$$\rho_T = \frac{V_z}{V_{z''}} \quad (7.19)$$

- geometryczny stopień sprężania

$$\varepsilon = \frac{V_b}{V_c} = \frac{V_d}{V_c} \quad (7.20)$$

Wprowadzając wielkości wyrażone wzorami (7.14)–(7.20) do (7.12), otrzymuje się zależności uwypuklające zmiany różnych objętości, które będzie można wykorzystać do opisu zmian powodowanych downsizingiem

$$\eta_t = 1 - \frac{\frac{\lambda_p \left( \frac{V_{z^*}}{V_c} \right) \left( \frac{V_a}{V_c} \right)^{\kappa-1}}{\left( \frac{V_b}{V_z} \right)^{\kappa-1}} + \kappa \left[ \left( \frac{V_b}{V_a} \right) - 1 \right] - \frac{V_b}{V_a}}{\left( \frac{V_a}{V_c} \right)^{\kappa-1} \left\{ \lambda_p \left[ \kappa \left( \frac{V_{z^*}}{V_c} \right) - (\kappa-1) \left( 1 + \left( \frac{V_{z^*}}{V_c} \right) \ln \left( \frac{V_z}{V_{z^*}} \right) \right) \right] - 1 \right\}} \quad (7.21)$$

Składniki wzoru (7.21), czyli  $\lambda_p$ ,  $V_a$ ,  $V_z$ ,  $V_{z''}$ ,  $\kappa$  wynikają z właściwości paliwa oraz organizacji procesu spalania, natomiast  $V_b$  i  $V_c$  są parametrami konstrukcyjnymi związanymi z geometrią przestrzeni spalania, a zatem są związane z działaniem w ramach downsizingu, przy (7.22)

$$V_b = V_s + V_c \quad (7.22)$$

Dla oceny efektywności downsizingu rozpatrzono trzy przypadki:

1.  $V_{sd} \neq V_s$ ;  $V_{cd} \neq V_c$ ;  $\varepsilon_d = \varepsilon$
2.  $V_{sd} \neq V_s$ ;  $V_{cd} = V_c$ ;  $\varepsilon_d \neq \varepsilon$
3.  $V_{sd} \neq V_s$ ;  $V_{cd} \neq V_c$ ;  $\varepsilon_d \neq \varepsilon$

#### ad. 1.

W pierwszym przypadku zmianie objętości skokowej silnika  $V_s$  będzie towarzyszyła zamiana objętości przestrzeni kompresji  $V_c$  dla zachowania geometrycznego stopnia

sprężania  $\varepsilon$ . Zgodnie z wcześniejszą systematyką, wszystkie zmiany związane z downsizingiem, oznaczono indeksem  $d$ . W ten sposób otrzymuje się dwie zależności (7.23)

$$\varepsilon = \frac{V_s + V_c}{V_c} \quad \varepsilon_d = \frac{V_{sd} + V_{cd}}{V_{cd}} \quad (7.23)$$

Jeśli ma być spełniony warunek  $\varepsilon_d = \varepsilon$ , to, porównując podane wzory, otrzymuje się

$$\frac{V_{sd} + V_{cd}}{V_{cd}} = \frac{V_s + V_c}{V_c} \quad (7.24)$$

po przekształceniach otrzymamy (7.25)

$$V_{sd}V_c = V_sV_{cd} \quad (7.25)$$

stąd

$$V_{cd} = \frac{V_{sd}V_c}{V_s} \quad (7.26)$$

Jeśli uwzględnimy wskaźnik downsizingu  $W_d$  (7.7)

$$W_d = 1 - AB^2 = 1 - \frac{V_{sd}}{V_s} \quad (7.27)$$

to zmianę objętości przestrzeni sprężania można wyrazić jako funkcję wskaźnika downsizingu (7.28) lub (7.29) jako funkcję zmian skoku tłoka i średnicy cylindra wyrażanych współczynnikami  $A$  i  $B$ , opisanymi wzorem (7.5)

$$V_{cd} = V_c(1 - W_d) \quad (7.28)$$

$$V_{cd} = V_cAB^2 \quad (7.29)$$

Z kolei całkowita objętość przestrzeni spalania w jednym cylindrze po downsizingu przyjmuje postać:

$$V_{bd} = V_{sd} + V_{cd} \quad (7.30)$$

Jeśli we wzorze (7.30) uwzględnic (7.27) i (7.29), to otrzymuje się

$$V_{bd} = V_sAB^2 + V_cAB^2 = (V_s + V_c)AB^2 \quad (7.31)$$

Wzór opisujący sprawność teoretyczną cyklu pracy silnika spalinowego po downsizingu przyjmuje nową postać

$$\eta_{td} = 1 - \frac{\lambda_{pd} \left( \frac{V_{z''d}}{V_c AB^2} \right) \left( \frac{V_{ad}}{V_c AB^2} \right)^{\kappa_d - 1}}{\left( \frac{(V_s + V_c) AB^2}{V_{zd}} \right)^{\kappa_d - 1}} + \kappa_d \left[ \left( \frac{(V_s + V_c) AB^2}{V_{ad}} \right) - 1 \right] - \frac{(V_s + V_c) AB^2}{V_{ad}}}{\left( \frac{V_{ad}}{V_c AB^2} \right)^{\kappa_d - 1} \left\{ \lambda_{pd} \left[ \kappa_d \left( \frac{V_{z''d}}{V_c AB^2} \right) - (\kappa_d - 1) \left( 1 + \left( \frac{V_{z''d}}{V_c AB^2} \right) \ln \left( \frac{V_{zd}}{V_{z''d}} \right) \right) \right] - 1 \right\}} \quad (7.32)$$

Wprowadzenie do wzoru (7.32) zmiennych  $A$  i  $B$  jako współczynników downsizingu daje pełniejszy obraz zmian zachodzących w przemianach termodynamicznych w teoretycznym cyklu pracy silnika spalinowego poddanego procesowi downsizingu. Wzór ten może być stosowany do opisu downsizingu w przypadku zmiany objętości przestrzeni spalania wraz ze zmianą przestrzeni kompresji i przy stałym geometrycznym stopniu sprężania.

## ad. 2.

W drugim przypadku wraz ze zmianą objętości skokowej silnika  $V_s$  będzie zmieniany stopień sprężania  $\varepsilon$  o niezmienionej objętości przestrzeni kompresji  $V_c$  (7.33)

$$V_{cd} = V_c \quad (7.33)$$

Przekształcając wzory (7.27) i (7.30), otrzyma się (7.34) i (7.35)

$$V_{bd} = V_{sd} + V_{cd} = V_{sd} + V_c = V_s AB^2 + V_c \quad (7.34)$$

$$\eta_{td} = 1 - \frac{\lambda_{pd} \left( \frac{V_{z''d}}{V_c} \right) \left( \frac{V_{ad}}{V_c} \right)^{\kappa_d - 1}}{\left( \frac{V_s AB^2 + V_c}{V_{zd}} \right)^{\kappa_d - 1}} + \kappa_d \left[ \left( \frac{V_s AB^2 + V_c}{V_{ad}} \right) - 1 \right] - \frac{V_s AB^2 + V_c}{V_{ad}}}{\left( \frac{V_{ad}}{V_c} \right)^{\kappa_d - 1} \left\{ \lambda_{pd} \left[ \kappa_d \left( \frac{V_{z''d}}{V_c} \right) - (\kappa_d - 1) \left( 1 + \left( \frac{V_{z''d}}{V_c} \right) \ln \left( \frac{V_{zd}}{V_{z''d}} \right) \right) \right] - 1 \right\}} \quad (7.35)$$

Wzór (7.35) opisuje efektywność zmian zachodzących w teoretycznym cyklu pracy silnika spalinowego poddanego procesowi downsizingu w ten sposób, że zmianie ulega objętość przestrzeni spalania oraz geometryczny stopień sprężania, a objętość przestrzeni sprężania pozostaje niezmieniona.

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} \quad V_{cd} = \frac{V_{sd}}{\varepsilon_d - 1} \quad (7.36)$$

Dla rozpatrywanego przypadku  $V_{cd} = V_c$  otrzymuje się

$$\frac{V_{sd}}{\varepsilon_d - 1} = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} \quad (7.37)$$

a po uwzględnieniu (7.27) otrzymuje się wzór definiujący geometryczny stopień sprężania po downsizingu

$$\varepsilon_{cd} = (\varepsilon - 1)AB^2 + 1 \quad (7.38)$$

### ad. 3.

Aby analiza downsizingu mogła być dokonana w trzecim z rozważanych przypadków, należy jeden z parametrów, tj. objętość przestrzeni kompresji  $V_{cd}$  lub geometryczny stopień sprężania  $\varepsilon_d$ , wprowadzić jako znaną wartość wejściową. W praktyce projektowej najczęściej jest to stopień sprężania, którego wartość definiuje poprawność samozapłonu w silnikach o zapłonie samoczynnym, a w przypadku silników o zapłonie iskrowym umożliwia spalanie czynnika roboczego bez niepożądanego efektu stukowego. Jeśli zatem stopień sprężania jest wielkością wejściową, to we wzorze określającym teoretyczną sprawność cyklu pracy wystąpi on jako wielkość niezależna od wskaźnika downsizingu  $W_d$ , czyli od współczynników  $A$  i  $B$ . Stąd wzory (7.27) i (7.36) można przekształcić do postaci (7.39) opisującej objętość przestrzeni sprężania w silniku po downsizingu, w którym wprowadzono zamianę stopnia sprężania  $\varepsilon$  na  $\varepsilon_d$ .

$$V_{cd} = \frac{V_{sd}}{\varepsilon_d - 1} = \frac{V_s AB^2}{\varepsilon_d - 1} = \frac{V_c (\varepsilon - 1) AB^2}{(\varepsilon_d - 1)} \quad (7.39)$$

Całkowitą przestrzeń spalania, opisana zależnością (7.30) w odniesieniu do silnika po downsizingu, przedstawia zależność (7.41)

$$V_{bd} = V_{sd} + V_{cd} = V_s AB^2 + \frac{V_c (\varepsilon - 1) AB^2}{(\varepsilon_d - 1)} \quad (7.40)$$

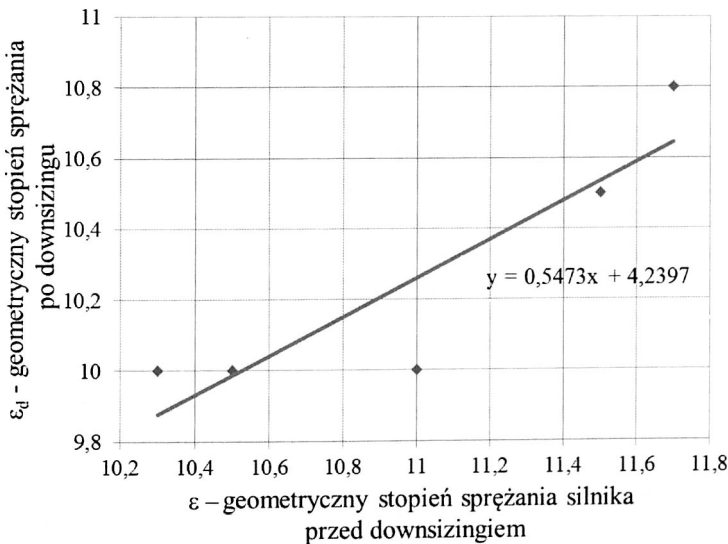
$$V_{bd} = \left[ V_s + V_c \frac{(\varepsilon - 1)}{(\varepsilon_d - 1)} \right] AB^2 \quad (7.41)$$

Dlatego wzór (7.21) przyjmuje nową postać (7.42)

$$\eta_{ad} = 1 - \frac{\lambda_{pd} \left( \frac{V_{z'd}}{V_c \frac{(\varepsilon-1)}{(\varepsilon_d-1)} AB^2} \right) \left( \frac{V_{ad}}{V_c \frac{(\varepsilon-1)}{(\varepsilon_d-1)} AB^2} \right)^{\kappa_d-1} + \kappa_d \left[ \left( \frac{V_s + V_c \frac{(\varepsilon-1)}{(\varepsilon_d-1)} AB^2}{V_{ad}} \right) - 1 \right] - \frac{\left( V_s + V_c \frac{(\varepsilon-1)}{(\varepsilon_d-1)} AB^2 \right) AB^2}{V_{ad}}}{\left( \frac{V_s + V_c \frac{(\varepsilon-1)}{(\varepsilon_d-1)} AB^2}{V_{zd}} \right)^{\kappa_d-1}} - \left( \frac{V_{ad}}{V_c \frac{(\varepsilon-1)}{(\varepsilon_d-1)} AB^2} \right)^{\kappa_d-1} \left\{ \lambda_{pd} \left[ \kappa_d \left( \frac{V_{z'd}}{V_c \frac{(\varepsilon-1)}{(\varepsilon_d-1)} AB^2} \right) - (\kappa_d-1) \right] + \left( \frac{V_{z'd}}{V_c \frac{(\varepsilon-1)}{(\varepsilon_d-1)} AB^2} \right) \ln \left( \frac{V_{zd}}{V_{z'd}} \right) \right\} - 1 \quad (7.42)$$

Jeśli przyjąć, że dobór stopnia sprężania dla silnika poddawanego downsizingowi odbędzie się na podstawie danych doświadczalnych, np. przez porównanie wartości stopni sprężania silników objętych konkursem *Engine of the Year* (rozdz. 3), to dla typowych przykładów downsizingu zidentyfikowano relację między  $\varepsilon$  i  $\varepsilon_d$  jak na rysunku 7.4. Oznacza to możliwość wprowadzenia nowego współczynnika ( $C$ ), wyrażonego zależnością (7.43).

$$\frac{\varepsilon_d - 1}{\varepsilon - 1} = C \quad (7.43)$$



Rys. 7.5. Zależność między geometrycznymi stopniami sprężania silników spalinowych przed i po downsizingu dla wybranych silników z grupy *Engine of the Year*

Wykres (rys. 7.5), który opracowano dla przykładowej grupy silników, wskazuje na istnienie związku między stopniami sprężania przed i po downsizingu. Relacje te mogą być jednak różne, kiedy rozpatrywane będą różnorodne grupy silników, np. związane z producentem lub jeśli będą określone dla różnych wskaźników downsizingu.

Po uwzględnieniu zależności (7.43) wzór opisujący teoretyczną sprawność cyklu pracy silnika przyjmuje postać

$$\eta_{ld} = 1 - \frac{\lambda_{pd} \left( \frac{V_{z''d}}{V_c \frac{AB^2}{C}} \right) \left( \frac{V_{ad}}{V_c \frac{AB^2}{C}} \right) \left[ \left( \frac{V_s + V_c \frac{1}{C}}{V_{ad}} \right) AB^2 - 1 \right] - \left( \frac{V_s + V_c \frac{1}{C}}{V_{zd}} \right) AB^2}{\left( \frac{V_{ad}}{V_c \frac{AB^2}{C}} \right)^{\kappa_d - 1} \left\{ \lambda_{pd} \left[ \kappa_d \left( \frac{V_{z''d}}{V_c \frac{AB^2}{C}} \right) - (\kappa_d - 1) \left( 1 + \left( \frac{V_{z''d}}{V_c \frac{AB^2}{C}} \right) \ln \left( \frac{V_{zd}}{V_{z''d}} \right) \right) \right] - 1 \right\}} \quad (7.44)$$

Podane wzory, a zwłaszcza (7.32), (7.35) i (7.38) (7.44) można wykorzystać do identyfikacji zmian termodynamicznych w cyklu pracy silnika po dokonaniu downsizingu.

Drugim ważnym wskaźnikiem cyklu pracy silnika spalinowego jest średnie ciśnienie teoretyczne  $p_t$ , którego wartość dla silnika objętego procesem downsizingu można wyliczyć według wzoru (7.45)

$$p_{td} = \frac{Q_{ld} \eta_{ld}}{V_{sd}} \quad (7.45)$$

gdzie:  $Q_{ld}$  – ciepło dostarczone do cyklu zawarte w dawce paliwa ( $B_h$ ) o wartości opałowej ( $W_u$ ) w silniku po downsizingu  $Q_{ld} = B_h W_u$ ,  $\eta_{ld}$  – teoretyczna sprawność silnika po downsizingu wyznaczona według wzorów (7.32) lub (7.35), lub (7.44),  $V_{sd}$  – objętość skokowa pojedynczego cylindra po downsizingu, zgodnie ze wzorem (7.27).

Wartość tego parametru jest podstawą do oceny techniczno-ekonomicznych wskaźników pracy silnika spalinowego.

### 7.3.2. PARAMETRY CYKLU I WSKAŹNIKI PRACY SILNIKA W FUNKCJI WSPÓŁCZYNNIKÓW ZMIAN ŚREDNICY CYLINDRA I SKOKU TŁOKA

Teoretyczne cykle pracy silników spalinowych umożliwiają ocenę procesów zachodzących w rzeczywistych obiektach. Możliwa jest ocena nie tylko wspomnianej wcześniej sprawności i średniego ciśnienia, ale również wyznaczenie charakterystycznych punktów cyklu, jak np. maksymalnej temperatury lub maksymalnego ciśnienia. Uzyskane w ten sposób wartości są podstawą do oceny parametrów i wskaźników pracy silnika takich, jak: moc efektywna lub jednostkowe zużycie paliwa. Ocena taka odbywa się po pewnych założeniach. Tak otrzymany cykl pracy silnika nosi miano cyklu porównawczego [3, 6, 39, 43, 113, 130]. Założeniami, o których mowa, są:

- czynnikiem roboczym realizującym cykl pracy silnika jest gaz doskonały lub półdoskonały,
- kompresja i ekspansja są przemianami politropowymi,
- doprowadzenie ciepła do cyklu może być: izochoryczne, izobaryczne i izotermiczne,
- ciepło doprowadzane do cyklu jest wynikiem procesu spalania z uwzględnieniem jego niecałkowitości i niezupełności,
- uwzględnia się resztę spalin pozostałych z poprzedniego cyklu pracy.

Uwzględniając podane założenia oceniono cykl pracy silnika spalinowego poddanego zabiegowi downsizingu. W rozważaniach uwzględniono nie tylko zmiany objętości skokowej silnika, ale modyfikowano także przestrzeń sprężania, zmieniano warunki zasilania silnika w paliwo, zmieniano sposób i jakość napełnienia cylindra w świeży ładunek powietrza, zmieniano fazy rozrządu oraz warunki chłodzenia. Warunkiem koniecznym każdej modyfikacji było uzyskanie tej samej wartości mocy efektywnej. Modyfikacji podlegały:

- stopień sprężania (w zależności od rozpatrywanego wariantu modernizacji),
- ciśnienie końca procesu napełniania cylindra,
- ciśnienie i temperatura reszty spalin,
- przyrost temperatury czynnika roboczego w wyniku oddziaływań gorących ścianek elementów silnika, stykających się z czynnikiem roboczym,
- wykładniki politrop kompresji i ekspansji,
- współczynnik nadmiaru powietrza,
- molowy skład paliwa i jego wartość opałowa (jeśli rozpatrywano wariant modernizacji polegający na zmianie paliwa).

Ocenie poddano wybrane cykle pracy zmodyfikowanych silników zarejestrowanych w konkursie *Engine of the Year* (rozdz. 3). Dane techniczno-eksploatacyjne tych silników stanowiły podstawę do zbudowania bazowych cykli pracy, które następnie były modelowane zgodnie z zasadami downsizingu. W ten sposób otrzymano cykle pracy różnych silników oraz ich wskaźniki. Uśrednione wartości wybranych parametrów przedstawiono w tabelach 7.3–7.6.



W tabelach przedstawiono względne zmiany parametrów, dla których znak minus oznacza zmniejszenie wielkości procentowej, natomiast znak plus wskazuje na zwiększenie wartości danego parametru. W ten sposób nie rozpatrywano bezwzględnych wartości dla pojedynczych przypadków, lecz wskazano na tendencje ich zmian. Umożliwia to również ocenę porównawczą otrzymanych parametrów dla różnych silników lub ich grup. W kolejnych tabelach zestawiono wyniki opisujące wybrane parametry termodynamiczne cyklu pracy silnika spalinowego objętego downsizingiem z lub bez dodatkowych opcji wspierających efektywność downsizingu (doładowanie, zmiana faz rozrządu, zmiana stopnia sprężania, modyfikacja objętości przestrzeni kompresji) o takim samym wskaźniku downsizingu  $W_d$ , ale różnych współczynnikach  $A$  i  $B$  (zgodnie z tab. 7.1) i dla różnych wariantów.

Tabela 7.3. Względne zmiany wartości wybranych parametrów termodynamicznego cyklu pracy i wskaźników pracy silnika po downsizingu, obejmującym wyłącznie zmiany geometryczne ze zmianą stopnia sprężania

| Parametr      | Względna zmiana wartości dla różnych wariantów downsizingu, % |           |           |
|---------------|---------------------------------------------------------------|-----------|-----------|
|               | Wariant 1                                                     | Wariant 2 | Wariant 3 |
| $A$           | 0,75                                                          | 0,85      | 0,95      |
| $B$           | 0,96                                                          | 0,9       | 0,85      |
| $W_d$         | 0,31                                                          | 0,31      | 0,31      |
| $p_a$         | 0,00                                                          | 0,00      | 0,00      |
| $T_a$         | 1,79                                                          | 0,96      | 0,29      |
| $p_c$         | -28,75                                                        | -17,56    | -5,95     |
| $T_c$         | -7,03                                                         | -4,12     | -1,34     |
| $p_{z''}$     | -24,79                                                        | -14,93    | -5,00     |
| $T_{z''}$     | -1,82                                                         | -1,04     | -0,33     |
| $p_b$         | 3,19                                                          | 1,87      | 0,60      |
| $T_b$         | 5,09                                                          | 2,87      | 0,90      |
| $p_i$         | -7,31                                                         | -4,10     | -1,29     |
| $p_{tr}$      | -21,28                                                        | -12,77    | -4,25     |
| $p_e$         | -5,39                                                         | -2,92     | -0,89     |
| $\eta_v$      | 1,34                                                          | 0,71      | 0,21      |
| $\eta_m$      | 1,84                                                          | 1,10      | 0,37      |
| $\eta_e$      | -6,64                                                         | -3,60     | -1,09     |
| $h$           | -25,00                                                        | -15,00    | -5,00     |
| $\varepsilon$ | -21,99                                                        | -13,19    | -4,40     |
| $g_e$         | 7,11                                                          | 3,74      | 1,11      |
| $N_e$         | -35,75                                                        | -33,86    | -32,18    |
| $CO_2$        | -31,22                                                        | -31,42    | -31,47    |

Wyniki analizy cyklu pracy oraz wybranych wskaźników pracy silnika spalinowego zawarte w tabeli 7.3 dotyczą downsizingu, który polegał wyłącznie na zmianach geometrycznych, uwzględniając zmianę stopnia sprężania. Dla tego samego wskaźni-

ka  $W_d = 0,31$ , ale różnych zbiorów współczynników  $A$  i  $B$ , otrzymano różne względne zmiany ocenianych parametrów.

*W ten sposób została wykazana konieczność realizacji analizy z uwzględnieniem zmian wielkości decydujących o objętości skokowej silnika.*

Zmniejszenie objętości skokowej, bez udziału dodatkowych opcji wspierających efektywność downsizingu, skutkuje znaczącym obniżeniem mocy efektywnej ( $N_e$ ), co w skojarzeniu z odmienną realizacją cyklu (zmiany parametrów charakterystycznych) powoduje wzrost jednostkowego zużycia paliwa ( $g_e$ ). Taka relacja wywołuje zmniejszenie emisji dwutlenku węgla do atmosfery. Mimo pozytywnego efektu ekologicznego, zmniejszenie mocy jest na tyle znaczące (ponad 30%), że ten wariant downsizingu nie wypełnia oczekiwań użytkownika. Otrzymane wyniki są zgodne z teorią silnika spalinowego, ale skutki tych zmian są zależne od wartości współczynników  $A$  i  $B$ , a to potwierdza słuszność i potrzebę prowadzenia analiz według nowych reguł.

Tabela 7.4. Względne zmiany wartości wybranych parametrów termodynamicznego cyklu pracy i wskaźników pracy silnika po downsizingu obejmującym wyłącznie zmiany geometryczne bez zmiany stopnia sprężania

| Parametr      | Względna zmiana wartości dla różnych wariantów downsizingu, % |           |           |
|---------------|---------------------------------------------------------------|-----------|-----------|
|               | Wariant 1                                                     | Wariant 2 | Wariant 3 |
| $A$           | 0,75                                                          | 0,85      | 0,95      |
| $B$           | 0,96                                                          | 0,9       | 0,85      |
| $W_d$         | 0,31                                                          | 0,31      | 0,31      |
| $p_a$         | 0,00                                                          | 0,00      | 0,00      |
| $T_a$         | 0,00                                                          | 0,00      | 0,00      |
| $p_c$         | 0,00                                                          | 0,00      | 0,00      |
| $T_c$         | 0,00                                                          | 0,00      | 0,00      |
| $p_{z''}$     | 0,00                                                          | 0,00      | 0,00      |
| $T_{z''}$     | 0,00                                                          | 0,00      | 0,00      |
| $p_b$         | 0,00                                                          | 0,00      | 0,00      |
| $T_b$         | 0,00                                                          | 0,00      | 0,00      |
| $p_i$         | 0,00                                                          | 0,00      | 0,00      |
| $p_{tr}$      | -21,28                                                        | -12,77    | -4,25     |
| $p_e$         | 2,56                                                          | 1,53      | 0,51      |
| $\eta_v$      | 0,00                                                          | 0,00      | 0,00      |
| $\eta_m$      | 2,56                                                          | 1,54      | 0,52      |
| $\eta_e$      | 2,56                                                          | 1,54      | 0,51      |
| $h$           | -25,00                                                        | -15,00    | -5,00     |
| $\varepsilon$ | 0,00                                                          | 0,00      | 0,00      |
| $g_e$         | -2,50                                                         | -1,51     | -0,51     |
| $N_e$         | -30,85                                                        | -31,12    | -31,33    |
| $CO_2$        | -32,61                                                        | -32,19    | -31,71    |

Wyniki analizy, przedstawione w tabeli 7.4, dotyczą przypadku wdrożenia downsizingu wyłącznie geometrycznego, ale bez zmian stopnia sprężania ( $d\varepsilon = 0\%$ ), tj. w przeciwieństwie do wyników przedstawionych w tabeli 7.3. Brak zmiany stopnia sprężania wymusił zmianę objętości przestrzeni sprężania, a to może być dokonywane z odmiennym skutkiem przez modyfikację współczynników  $A$  i  $B$ , mimo iż podstawowa zmiana objętości dotycząca objętości skokowej jest taka sama. Zmniejszenie elementów silnika, jako następstwo zmniejszenia objętości skokowej, spowodowało mniejsze straty ciśnienia tarcia, ale są one na tym samym poziomie jak w poprzednim przypadku, gdyż są zależne od prędkości obrotowej silnika, a ta nie była zmieniana. Również i w tym przypadku stwierdzono zmniejszenie mocy efektywnej. Zmiany jednostkowego zużycia paliwa wywołały mniejszą niż poprzednio redukcję emisji dwutlenku węgla do atmosfery. Zmniejszenie mocy, mimo pozytywnego efektu ekologicznego, może być znacznym utrudnieniem w spełnieniu oczekiwań użytkownika.

Tabela 7.5. Względne zmiany wartości wybranych parametrów termodynamicznego cyklu pracy i wskaźników pracy silnika po downsizingu z opcjami doładowania i zmiennych faz rozrządu

| Parametr      | Względna zmiana wartości dla różnych wariantów downsizingu, % |           |           |
|---------------|---------------------------------------------------------------|-----------|-----------|
|               | Wariant 1                                                     | Wariant 2 | Wariant 3 |
| $A$           | 0,75                                                          | 0,85      | 0,95      |
| $B$           | 0,96                                                          | 0,9       | 0,85      |
| $W_d$         | 0,31                                                          | 0,31      | 0,31      |
| $p_a$         | 38,89                                                         | 30,56     | 28,78     |
| $T_a$         | -2,28                                                         | -2,96     | -3,04     |
| $p_c$         | 5,65                                                          | 15,33     | 32,94     |
| $T_c$         | -4,71                                                         | -1,25     | 4,70      |
| $p_{z''}$     | 10,63                                                         | 17,25     | 29,87     |
| $T_{z''}$     | -0,28                                                         | 0,34      | 2,13      |
| $p_b$         | 60,85                                                         | 51,65     | 47,57     |
| $T_b$         | 13,10                                                         | 12,65     | 10,94     |
| $p_i$         | 42,15                                                         | 39,21     | 41,18     |
| $p_{tr}$      | -21,28                                                        | -12,77    | -4,25     |
| $p_e$         | 52,63                                                         | 52,27     | 51,65     |
| $\eta_v$      | 47,84                                                         | 37,39     | 33,95     |
| $\eta_m$      | 5,49                                                          | 4,81      | 4,12      |
| $\eta_e$      | 2,21                                                          | 9,72      | 10,95     |
| $h$           | -21,79                                                        | -11,36    | -0,93     |
| $\varepsilon$ | -21,99                                                        | -13,19    | -4,40     |
| $g_e$         | -2,16                                                         | -8,86     | -9,87     |
| $N_e$         | 0,06                                                          | 0,08      | 0,02      |
| $CO_2$        | -2,14                                                         | -8,83     | -9,89     |

W tabeli 7.5 przedstawiono wyniki oceny wybranych parametrów termodynamicznego cyklu pracy i wskaźników pracy silnika po downsizingu z różnymi opcjami

wspierającymi efektywność zmian objętości. W tym przypadku zmianie podlegał również stopień sprężania. Wprowadzając doładowanie i zmieniając fazy rozrządu, w znaczący sposób oddziałuje się na charakterystyczne punkty cyklu pracy silnika.

*Konsekwencją tych zmian są oczekiwane zmiany wskaźników pracy, ale są one odmiennie dla różnych wartości współczynników  $A$  i  $B$ .*

Wyniki wskazują na zachowanie mocy efektywnej silnika oraz zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa oraz redukcję emisji dwutlenku węgla do atmosfery w odniesieniu do silnika bazowego. Realizując tę formułę downsizingu, spełni ona wymagania użytkowników z uwagi na poprawę sprawności silnika decydującej o elastyczności i dynamice eksploatacji, która równocześnie staje się bardziej przyjazna środowisku.

Tabela 7.6. Względne zmiany wartości wybranych parametrów termodynamicznego cyklu pracy i wskaźników pracy silnika po downsizingu z opcjami doładowania i zmiennych faz rozrządu i bardzo małą zmianą stopnia sprężania

| Parametr      | Względna zmiana wartości dla różnych wariantów downsizingu, % |           |           |
|---------------|---------------------------------------------------------------|-----------|-----------|
|               | Wariant 1                                                     | Wariant 2 | Wariant 3 |
| $A$           | 0,75                                                          | 0,85      | 0,95      |
| $B$           | 0,96                                                          | 0,9       | 0,85      |
| $W_d$         | 0,31                                                          | 0,31      | 0,31      |
| $p_a$         | 30,00                                                         | 30,00     | 30,00     |
| $T_a$         | -1,46                                                         | -1,46     | -1,46     |
| $p_c$         | 32,96                                                         | 32,96     | 32,96     |
| $T_c$         | 4,56                                                          | 4,56      | 4,56      |
| $p_{z''}$     | 30,15                                                         | 30,15     | 30,15     |
| $T_{z''}$     | 2,20                                                          | 2,20      | 2,20      |
| $p_b$         | 43,38                                                         | 43,38     | 43,38     |
| $T_b$         | 8,52                                                          | 8,52      | 8,52      |
| $p_i$         | 38,54                                                         | 38,54     | 38,54     |
| $p_{tr}$      | -21,28                                                        | -12,77    | -4,25     |
| $p_e$         | 52,48                                                         | 51,46     | 50,44     |
| $\eta_v$      | 33,08                                                         | 33,08     | 33,08     |
| $\eta_m$      | 5,48                                                          | 4,77      | 4,07      |
| $\eta_e$      | 12,29                                                         | 11,54     | 10,79     |
| $h$           | -21,79                                                        | -11,36    | -0,93     |
| $\varepsilon$ | -3,61                                                         | -3,61     | -3,61     |
| $g_e$         | -10,95                                                        | -10,34    | -9,73     |
| $N_e$         | -0,03                                                         | -0,42     | -0,72     |
| $CO_2$        | -11,01                                                        | -10,76    | -10,43    |

W przypadku downsizingu, dla którego wyniki analizy zawarto w tabeli 7.6, uzyskane zmiany parametrów są najkorzystniejsze spośród wszystkich badanych przypadków.

Bardzo mała zmiana stopnia sprężania wynika z dostosowania badań do rzeczywistych warunków realizacji downsizingu. Nieznaczne obniżenie stopnia sprężania pozytywnie wpływa na obniżenie obciążeń mechanicznych, jakie mogą towarzyszyć zastosowaniu doładowania oraz zabezpiecza przed niepożądanym spalaniem stukowym w silnikach o zapłonie iskrowym, a w silnikach o zapłonie samoczynnym przyczynia się do poprawy uwarstwienia ładunku. Również i w tym przypadku zaobserwowano zróżnicowanie wartości wyznaczonych parametrów w zależności od współczynników  $A$  i  $B$ .

### 7.3.3. PARAMETRY CYKLU I WSKAŹNIKI PRACY SILNIKA DLA RÓŻNYCH STOPNI DOŁADOWANIA SILNIKA OBJĘTEGO DOWNSIZINGIEM

Kontynuując rozważania nad zmianami parametrów termodynamicznych cyklu pracy silnika spalinowego po downsizingu, zbadano efekt zmiany stopnia doładowania wyrażonego przez zmianę ciśnienia w przestrzeni spalania podczas procesu napełnienia (tab. 7.7).

Tabela 7.7. Względne zmiany wartości wybranych parametrów termodynamicznego cyklu pracy i wskaźników pracy silnika po downsizingu z różnymi wartościami stopnia doładowania odniesione do bazy, jaką był silnik wyłącznie po downsizingu geometrycznym i ze zmienionym stopniem sprężania

| Parametr  | Względna zmiana wartości dla różnych stopni doładowania, % |       |       |        |        |        |
|-----------|------------------------------------------------------------|-------|-------|--------|--------|--------|
|           | baza                                                       | 1,0   | 1,5   | 2,0    | 2,5    | 3,0    |
| $p_a$     | 0,00                                                       | 12,36 | 68,54 | 124,72 | 180,90 | 237,08 |
| $T_a$     | 0,00                                                       | -0,50 | -1,83 | -2,48  | -2,87  | -3,12  |
| $p_c$     | 0,00                                                       | 12,36 | 68,54 | 124,72 | 180,90 | 237,08 |
| $T_c$     | 0,00                                                       | -0,50 | -1,83 | -2,48  | -2,87  | -3,12  |
| $p_{z''}$ | 0,00                                                       | 13,23 | 73,36 | 133,50 | 193,63 | 253,76 |
| $T_{z''}$ | 0,00                                                       | 0,23  | 0,84  | 1,14   | 1,32   | 1,43   |
| $p_b$     | 0,00                                                       | 13,23 | 73,36 | 133,50 | 193,63 | 253,76 |
| $T_b$     | 0,00                                                       | 0,23  | 0,84  | 1,14   | 1,32   | 1,43   |
| $p_i$     | 0,00                                                       | 13,50 | 74,85 | 136,21 | 197,56 | 258,92 |
| $p_{tr}$  | -15,96                                                     | 0,00  | 0,00  | 0,00   | 0,00   | 0,00   |
| $p_e$     | 3,03                                                       | 16,56 | 91,85 | 167,13 | 242,42 | 317,71 |
| $\eta_v$  | 0,00                                                       | 13,54 | 75,11 | 136,67 | 198,23 | 259,79 |
| $\eta_m$  | 3,03                                                       | 1,94  | 6,86  | 9,15   | 10,48  | 11,35  |
| $\eta_c$  | 3,03                                                       | 2,66  | 9,56  | 12,87  | 14,82  | 16,10  |
| $g_e$     | -2,94                                                      | -2,59 | -8,73 | -11,41 | -12,91 | -13,87 |
| $N_e$     | -27,83                                                     | 16,56 | 91,85 | 167,13 | 242,42 | 317,71 |
| $CO_2$    | -2,83                                                      | -2,56 | -8,70 | -11,36 | -12,82 | -13,82 |

W odniesieniu do wcześniejszej analizy, która wykazywała uśrednione wartości badanej grupy silników spośród opisanych w rozdz. 3, ocena wpływu zmian stopnia doładowania w kontekście downsizingu została przedstawiona na przykładzie jednego silnika, którego objętość została zmniejszona o 30%.

Do badań wytypowano współczesny silnik VW 2,0 FSI o objętości skokowej  $1984 \text{ dm}^3$ , czterech cylindrach średnicy  $D = 82,50 \text{ mm}$  i skoku tłoka  $S = 92,80 \text{ mm}$ . Stopień sprężania  $\varepsilon = 11$ . Silnik rozwija moc efektywną  $N_e = 120,5 \text{ kW}$  przy prędkości obrotowej  $5500 \text{ obr/min}$ . Jednostkowe zużycie paliwa dla maksymalnej mocy jest równe  $g_e = 230 \text{ g/kWh}$ . Silnik VW 2,0 FSI poddano downsizingowi o wskaźniku  $W_d = 0,30$ , zrealizowanym jako zmiana średnicy cylindra ( $B = 0,93$ ) oraz zmiana skoku tłoka ( $A = 0,81$ ). Zmniejszono stopień sprężania do wartości  $\varepsilon_d = 10$ .

Konsekwencją wprowadzenia doładowania na różnym poziomie jest wzrost mocy, spadek jednostkowego zużycia paliwa oraz zmniejszenie emisji dwutlenku węgla do atmosfery. Znaczny wzrost maksymalnego ciśnienia cyklu pracy negatywnie wpływa na zmniejszenie wytrzymałości konstrukcji silnika i tylko właściwości użytych materiałów i przyjęte współczynniki bezpieczeństwa decydują o ewentualnej zmianie materiału, technologii, ograniczeniu stopnia doładowania lub zmianie wskaźnika downsizingu. Przykładową ocenę wpływu downsizingu na parametry konstrukcyjne wybranych elementów silnika zawarto w kolejnym rozdziale (podrozdz. 7.4).

### 7.3.4. EFEKT ZASILANIA SPRĘŻONYM GAZEM ZIEMNYM SILNIKA OBJĘTEGO DOWNSIZINGIEM

Ważnym aspektem kształtowania konstrukcji i eksploatacji silników spalinowych są paliwa alternatywne, których identyfikacja jest istotna nie tylko pod kątem wyczerpywania się zasobów ropy naftowej, jako podstawowego składnika standardowych paliw, ale również ze względu na mniejsze zanieczyszczenie środowiska spalinami [4, 12, 18, 69, 70, 85, 86, 108, 109, 114, 123, 151].

W niniejszym rozdziale połączono rozważania na temat downsizingu silnika spalinowego z zastosowaniem paliw alternatywnych. Postanowiono skonfrontować downsizing dotyczący silnika zasilanego sprężonym gazem ziemnym CNG (ang. *Compressed Natural Gas*) jako przyszłościowym paliwem alternatywnym [12, 38, 41, 90, 91, 108, 131, 148].

Gaz ziemny jest mieszaniną lekkich węglowodorów, który jest wydobywany z ziemi przede wszystkim jako metan (85–98%), ale także etan, propan i butan [11, 18]. W gazie mogą występować również węglowodory ciężkie, w zależności od źródła pochodzenia. Czas eksploatacji złóż gazu ziemnego szacuje się od 60 do 70 lat [11, 80]. Gaz ziemny nie jest trujący, a jego szkodliwe działanie na organizmy żywe jest pośrednie, gdyż powoduje zmniejszenie zawartości tlenu w powietrzu. Ważną cechą CNG jest spalanie prowadzące do znacznego obniżenia emisji dwutlenku węgla do

atmosfery [11, 18, 69, 107, 127]. Jest to więc działanie spójne z tym, jakie stawia się downsizingowi.

Badania nad określeniem efektu synergii downsizingu i CNG były rozszerzoną formułą badań opisanych w tabeli 7.7 i polegały na dwuetapowym działaniu. Najpierw przeprowadzono zabieg downsizingu silnika z udziałem dodatkowych opcji, zmniejszając objętość skokową z  $2,0 \text{ dm}^3$  do  $1,4 \text{ dm}^3$ , następnie, tj. po uzyskaniu pozytywnego efektu downsizingu silnika zasilanego paliwem standardowym, dokonano zmiany paliwa (tabela 7.8).

Tabela 7.8. Względne zmiany wartości wybranych parametrów termodynamicznego cyklu pracy i wskaźników pracy silnika po downsizingu z zasilaniem sprężonym gazem ziemnym

| Parametr      | Względne zmiany, %                 |                                        |
|---------------|------------------------------------|----------------------------------------|
|               | $2,0 \rightarrow 1,4 \text{ dm}^3$ | $1,4 \rightarrow 1,4 \text{ CNG dm}^3$ |
| $p_a$         | 46,07                              | 0,00                                   |
| $T_a$         | -0,97                              | -0,51                                  |
| $p_c$         | 14,88                              | 0,00                                   |
| $T_c$         | -10,43                             | -0,51                                  |
| $p_{z''}$     | 26,14                              | -1,88                                  |
| $T_{z''}$     | -1,72                              | -5,39                                  |
| $p_b$         | 64,14                              | -3,08                                  |
| $T_b$         | 11,21                              | -5,96                                  |
| $p_i$         | 51,97                              | -3,91                                  |
| $p_{tr}$      | -21,80                             | 0,00                                   |
| $p_e$         | 69,71                              | -3,04                                  |
| $\eta_v$      | 51,20                              | 0,12                                   |
| $\eta_m$      | 9,41                               | -0,25                                  |
| $\eta_e$      | 12,24                              | 1,61                                   |
| $g_e$         | -10,90                             | -9,96                                  |
| $N_e$         | 8,97                               | -3,04                                  |
| $\text{CO}_2$ | -10,71                             | -10,15                                 |

Wyniki zawarte w tej tabeli jednoznacznie potwierdzają istnienie synergii CNG z downsizingiem dzięki wzmocnieniu wzrostu sprawności ogólnej oraz zmniejszeniu jednostkowego zużycia paliwa, połączone z redukcją emisji dwutlenku węgla do atmosfery.

Stwierdzone zmniejszenie mocy efektywnej (akceptowalne przez użytkownika) jest wynikiem innych właściwości fizykochemicznych gazów w stosunku do paliwa standardowego. Jednak wartości tych zmian są w pełni kompensowane przez zabieg downsizingu. Zmniejszenie maksymalnego ciśnienia cyklu pracy, wpływające na niższą wartość średniego ciśnienia efektywnego, które zmniejsza wielkość obciążenia mechanicznego elementów silnika spalinowego, ma pozytywny wpływ na większą niezawodność silnika [121] i może być prognozowane [9], [29–31], [97–99], [128].



*Podsumowując rozważania nad wpływem downsizingu na zmiany parametrów termodynamicznego cyklu pracy i wskaźników pracy silnika, należy stwierdzić pozytywne efekty tych zmian pod warunkiem właściwego doboru architektury systemów silnikowych oraz wyboru współczynników  $A$  i  $B$  dla wskaźnika downsizingu  $W_d$ . To ułatwia sformułowanie wniosku, że dodatkowym impulsem do działań związanych z rozwojem idei downsizingu może być stosowanie paliw alternatywnych.*

#### 7.4. OCENA WYBRANYCH PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNYCH ELEMENTÓW UKŁADU KORBOWO-TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO W ASPEKCIE DOWNSIZINGU

Zmiana objętości skokowej silnika, powodująca zmianę cyklu pracy, ma wpływ na jego parametry konstrukcyjne. Newralgicznymi elementami silnika są te, które bezpośrednio uczestniczą w cyklicznej zamianie ruchu posuwisto zwrotnego na obrotowy, a więc uczestniczą w zmianie przestrzeni roboczej. Do tej grupy należy zaliczyć elementy układu korbowo-tłokowego, czyli tłok z pierścieniami, sworzень tłokowy i korbówód [16, 49, 56, 57, 67, 75, 97, 98, 105, 115, 126, 138, 153]. Dla tych elementów postanowiono zbadać wpływ downsizingu na wybrane parametry, a wyniki przedstawiono w tabelach 7.9–7.12. Analizę zrealizowano według tych samych zasad jak podczas oceny zmian parametrów termodynamicznych cyklu pracy (tab. 7.3–7.6), tj. dla tego samego wskaźnika downsizingu, ale dla różnych wartości współczynników  $A$  i  $B$  oraz przy różnych opcjach wspierających efektywność zmiany objętości skokowej. Wyniki pierwszej analizy dotyczą wybranych parametrów konstrukcyjnych elementów układu korbowo-tłokowego podlegającego downsizingowi, obejmującego wyłącznie zmiany geometryczne łącznie ze zmianą stopnia sprężania – tabela 7.9.

Zamieszczone w tej tabeli wartości są średnimi z wyniku oceny wybranej grupy silników spośród opisanych w rozdziale 3. Wyłączne zmniejszenie geometryczne objętości skokowej niesie za sobą skutek zmniejszenia siły gazowej, zależnej od ciśnienia czynnika roboczego w cyklu pracy. Ocenie poddawana jest wartość maksymalna, która wpływa na wartości progowe badanych parametrów.

Analizując otrzymane wyniki, stwierdzono dodatnie wartości zmian jedynie dla ugięcia sworznia, naprężeń gnących w sworzniu oraz naprężeń zastępczych w trzonie korbówodu. Są to zmiany istotne. Oznacza to, że, oceniając downsizing geometryczny, należy zweryfikować wartości bezwzględne poszczególnych parametrów pod kątem wartości dopuszczalnych, zapewniających bezpieczeństwo wytrzymałościowe konstrukcji elementów silnika.

Tabela 7.9. Względne zmiany wartości wybranych parametrów konstrukcyjnych elementów układu korbowo-tłokowego po downsizingu obejmującym wyłącznie zmiany geometryczne ze zmianą stopnia sprężania

| Parametr                                | Względna zmiana wartości dla różnych wariantów downsizingu, % |        |        |
|-----------------------------------------|---------------------------------------------------------------|--------|--------|
|                                         | 1                                                             | 2      | 3      |
| $A$                                     | 0,75                                                          | 0,85   | 0,95   |
| $B$                                     | 0,96                                                          | 0,9    | 0,85   |
| $W_d$                                   | 0,31                                                          | 0,31   | 0,31   |
| <b>TŁOK</b>                             |                                                               |        |        |
| Maksymalna siła gazowa                  | -30,89                                                        | -31,20 | -31,39 |
| Długość części prowadzącej              | -46,43                                                        | -35,37 | -23,47 |
| Grubość denka                           | -16,75                                                        | -16,99 | -17,15 |
| Obciążenie cieplne tłoka                | -25,37                                                        | -15,33 | -5,15  |
| <b>PIERŚCIENIE TŁOKOWE</b>              |                                                               |        |        |
| Średnica pierścienia w stanie swobodnym | -4,40                                                         | -10,88 | -16,18 |
| Siła styczna                            | -4,00                                                         | -10,00 | -15,00 |
| Maksymalne naprężenie gnące             | -7,84                                                         | -19,00 | -27,75 |
| <b>SWORZEŃ</b>                          |                                                               |        |        |
| Średnica zewnętrzna                     | -30,89                                                        | -31,20 | -31,39 |
| Masa sworznia                           | -66,97                                                        | -67,52 | -67,84 |
| Ugięcie sworznia                        | 228,76                                                        | 234,45 | 237,96 |
| Naprężenia gnące                        | 139,99                                                        | 143,17 | 145,13 |
| <b>KORBOWÓD</b>                         |                                                               |        |        |
| Moment gnący w trzonie korbowodu        | -47,77                                                        | -41,07 | -34,31 |
| Naprężenia zastępcze w trzonie          | -4,70                                                         | 0,52   | 5,72   |

*Różnice wartości współczynników  $A$  i  $B$  mogą zdecydować o konieczności zmiany materiału lub technologii wykonania konkretnego elementu silnika.*

W odniesieniu do elementów ocenianych silników, dla których wyniki przedstawiono w tabeli 7.9, mimo znacznego wzrostu strzałki ugięcia sworznia i w konsekwencji wystąpienia dużej zmiany naprężeń gnących, nie przekroczono wartości dopuszczalnych.

Wyniki kolejnej oceny (tab. 7.10.) zmian parametrów konstrukcyjnych elementów układu korbowo-tłokowego silnika spalinowego dotyczą przypadku downsizingu geometrycznego, w którym nie dokonano zmiany stopnia sprężania. W porównaniu do danych przedstawionych w tabeli 7.9, względne zmiany wartości wybranych parametrów są mniejsze, tj. bliższe wartościom bazowym. Dla badanych silników, również i w tym przypadku stwierdzone duże zmiany naprężeń w sworznieniu nie powodują konieczności zmian materiału ani technologii, ale w ujęciu ogólnym uzyskane wyniki wskazują na potrzebę prowadzenia takich analiz.

Tabela 7.10. Względne zmiany wartości wybranych parametrów konstrukcyjnych elementów układu korbowo-tłokowego po downsizingu obejmującym wyłącznie zmiany geometryczne bez zmiany stopnia sprężania

| Parametr                                | Względna zmiana wartości dla różnych wariantów downsizingu, % |           |           |
|-----------------------------------------|---------------------------------------------------------------|-----------|-----------|
|                                         | Wariant 1                                                     | Wariant 2 | Wariant 3 |
| $A$                                     | 0,75                                                          | 0,85      | 0,95      |
| $B$                                     | 0,96                                                          | 0,9       | 0,85      |
| $W_d$                                   | 0,31                                                          | 0,31      | 0,31      |
| <b>TŁOK</b>                             |                                                               |           |           |
| Maksymalna siła gazowa                  | -7,84                                                         | -19,00    | -27,75    |
| Długość części prowadzącej              | -28,77                                                        | -24,02    | -19,45    |
| Grubość denka                           | -4,00                                                         | -10,00    | -15,00    |
| Obciążenie cieplne tłoka                | -26,87                                                        | -16,29    | -5,48     |
| <b>PIERŚCIENIE TŁOKOWE</b>              |                                                               |           |           |
| Średnica pierścienia w stanie swobodnym | -4,40                                                         | -10,88    | -16,18    |
| Siła styczna                            | -4,00                                                         | -10,00    | -15,00    |
| Maksymalne naprężenie gnące             | -7,84                                                         | -19,00    | -27,75    |
| <b>SWORZEŃ</b>                          |                                                               |           |           |
| Średnica zewnętrzna                     | -7,84                                                         | -19,00    | -27,75    |
| Masa sworznia                           | -19,53                                                        | -44,33    | -61,37    |
| Ugięcie sworznia                        | 27,15                                                         | 89,69     | 179,27    |
| Naprężenia gnące                        | 18,80                                                         | 58,88     | 111,93    |
| <b>KORBOWÓD</b>                         |                                                               |           |           |
| Moment gnący w trzonie korbowodu        | -30,78                                                        | -30,87    | -30,91    |
| Naprężenia zastępcze w trzonie          | -9,66                                                         | -3,13     | 4,25      |

W tabeli 7.11 przedstawiono wyniki analizy wartości wybranych parametrów konstrukcyjnych elementów układu korbowo-tłokowego w aspekcie downsizingu z opcjami doładowania i zmiennych faz rozrządu oraz ze zmianą stopnia sprężania. Wskazano na zmianę wartości różnych parametrów w zależności od współczynników  $A$  i  $B$ . Między innymi zmianie uległa siła gazowa, co skutkuje zmianami wartości innych parametrów.

Wprowadzając dodatkowe opcje techniczne, wspierające efektywność zmian downsizingowych, uzyskano znaczną poprawę zmian wartości parametrów, zwłaszcza w obszarze bezpieczeństwa konstrukcji elementów silnika. Należy zwrócić uwagę na zmianę jakościową niektórych parametrów. W zależności od kombinacji współczynników  $A$  i  $B$  możliwe jest uzyskanie dodatnich i ujemnych zmian, które oznaczają, np. zwiększenie lub zmniejszenie grubości denka tłoka.

Tabela 7.11. Względne zmiany wartości wybranych parametrów konstrukcyjnych elementów układu korbowo-tłokowego po downsizingu z opcjami doładowania i zmiennych faz rozrządu oraz zmianą stopnia sprężania

| Parametr                                | Względna zmiana wartości dla różnych wariantów downsizingu, % |           |           |
|-----------------------------------------|---------------------------------------------------------------|-----------|-----------|
|                                         | Wariant 1                                                     | Wariant 2 | Wariant 3 |
| $A$                                     | 0,75                                                          | 0,85      | 0,95      |
| $B$                                     | 0,96                                                          | 0,9       | 0,85      |
| $W_d$                                   | 0,31                                                          | 0,31      | 0,31      |
| <b>TŁOK</b>                             |                                                               |           |           |
| Maksymalna siła gazowa                  | 2,04                                                          | -4,90     | -5,98     |
| Długość części prowadzącej              | -21,20                                                        | -10,91    | -4,62     |
| Grubość denka                           | 0,97                                                          | -2,54     | -3,13     |
| Obciążenie cieplne tłoka                | 6,18                                                          | 12,56     | 24,71     |
| <b>PIERŚCIENIE TŁOKOWE</b>              |                                                               |           |           |
| Średnica pierścienia w stanie swobodnym | -4,40                                                         | -10,88    | -16,18    |
| Siła styczna                            | -4,00                                                         | -10,00    | -15,00    |
| Maksymalne naprężenie gnące             | -7,84                                                         | -19,00    | -27,75    |
| <b>SWORZEŃ</b>                          |                                                               |           |           |
| Średnica zewnętrzna                     | 2,04                                                          | -4,09     | -5,98     |
| Masa sworznia                           | 5,38                                                          | -12,41    | -15,05    |
| Ugięcie sworznia                        | -5,67                                                         | 15,82     | 19,79     |
| Naprężenia gnące                        | -4,08                                                         | 11,10     | 13,82     |
| <b>KORBOWÓD</b>                         |                                                               |           |           |
| Moment gnący w trzonie korbowodu        | -23,49                                                        | -19,10    | -10,58    |
| Naprężenia zastępcze w trzonie          | -10,85                                                        | -5,72     | -1,20     |

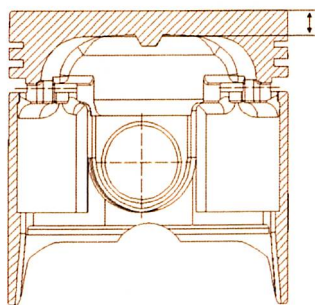
W tabeli 7.12 zawarto wyniki badań wpływu downsizingu z opcjami wspierającymi go (przy bardzo małej zmianie stopnia sprężania, którego wartość została dobrana według danych rzeczywistych silników – rozdz. 3) na wybrane parametry konstrukcyjne tłoka, pierścieni tłokowych, sworznia i korbowodu. Zmiany wartości parametrów są w pełni akceptowane, chociaż należy podkreślić ich zmienność dla różnych współczynników  $A$  i  $B$ .

*Podsumowując wyniki analizy zawarte w niniejszym rozdziale, należy podkreślić ścisły związek zmiany parametrów konstrukcyjnych wybranych elementów układu korbowo-tłokowego od współczynników  $A$  i  $B$  opisujących downsizing. Różne kombinacje wartości  $A$  i  $B$  mogą wywoływać różne w skutkach zmiany badanych parametrów, a to może wpływać na odmiennność decyzji na etapie projektowania, konstruowania lub eksploatacji silnika.*

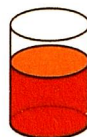
Tabela 7.12. Względne zmiany wartości wybranych parametrów konstrukcyjnych elementów układu korbowo-tłokowego po downsizingu z opcjami doładowania i zmiennych faz rozrządu z bardzo małą zmianą stopnia sprężania

| Parametr                                | Względna zmiana wartości dla różnych wariantów downsizingu, % |           |           |
|-----------------------------------------|---------------------------------------------------------------|-----------|-----------|
|                                         | Wariant 1                                                     | Wariant 2 | Wariant 3 |
| $A$                                     | 0,75                                                          | 0,85      | 0,95      |
| $B$                                     | 0,96                                                          | 0,9       | 0,85      |
| $W_d$                                   | 0,31                                                          | 0,31      | 0,31      |
| <b>TŁOK</b>                             |                                                               |           |           |
| Maksymalna siła gazowa                  | -20,19                                                        | 5,64      | -5,77     |
| Długość części prowadzącej              | -7,29                                                         | -1,11     | 4,85      |
| Grubość denka                           | 9,52                                                          | 2,68      | -3,03     |
| Obciążenie cieplne tłoka                | -3,44                                                         | 10,17     | 23,97     |
| <b>PIERŚCIENIE TŁOKOWE</b>              |                                                               |           |           |
| Średnica pierścienia w stanie swobodnym | -4,40                                                         | -10,88    | -16,18    |
| Siła stycznca                           | -4,00                                                         | -10,00    | -15,00    |
| Maksymalne naprężenie gnące             | -7,84                                                         | -19,00    | -27,75    |
| <b>SWORZEŃ</b>                          |                                                               |           |           |
| Średnica zewnętrzna                     | 20,19                                                         | 5,64      | -5,77     |
| Masa sworznia                           | 58,45                                                         | 15,13     | -14,55    |
| Ugięcie sworznia                        | -40,39                                                        | -14,55    | 19,02     |
| Naprężenia gnące                        | -30,81                                                        | -10,62    | 13,29     |
| <b>KORBOWÓD</b>                         |                                                               |           |           |
| Moment gnący w trzonie korbowodu        | -10,11                                                        | -10,29    | -10,39    |
| Naprężenia zastępcze w trzonie          | -12,36                                                        | -7,04     | -1,24     |

$$W_d = 0,20$$



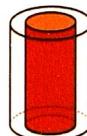
$$\delta g = +0,21\%$$



$$A = 0,80$$

$$B = 1,00$$

$$\delta g = -6,78\%$$



$$A = 1,00$$

$$B = 0,90$$

$$\delta g = -3,26\%$$



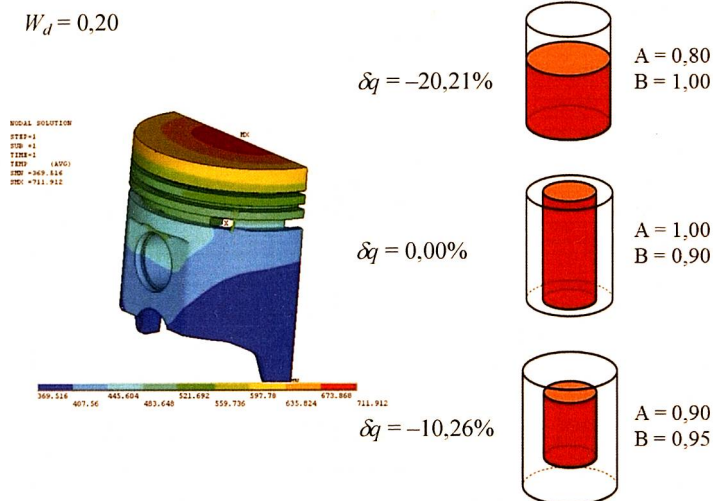
$$A = 0,90$$

$$B = 0,95$$

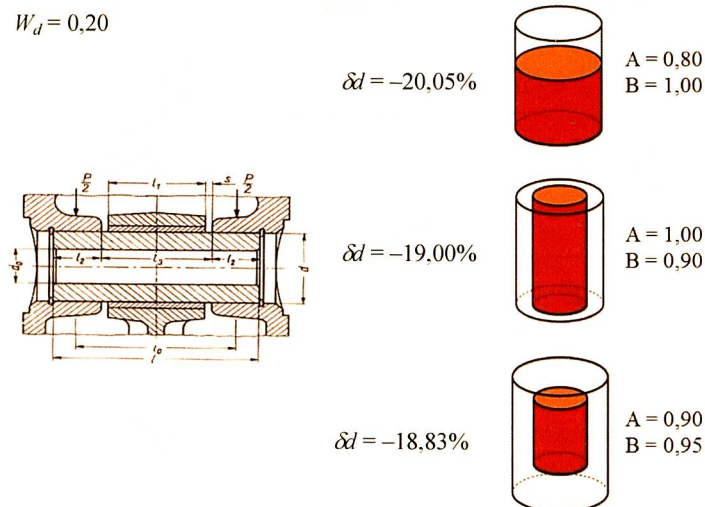
Rys. 7.6. Przykładowe względne zmiany grubości denka tłoka po downsizingu dla jednakowej zmiany objętości i przy różnych wartościach współczynników  $A$  i  $B$



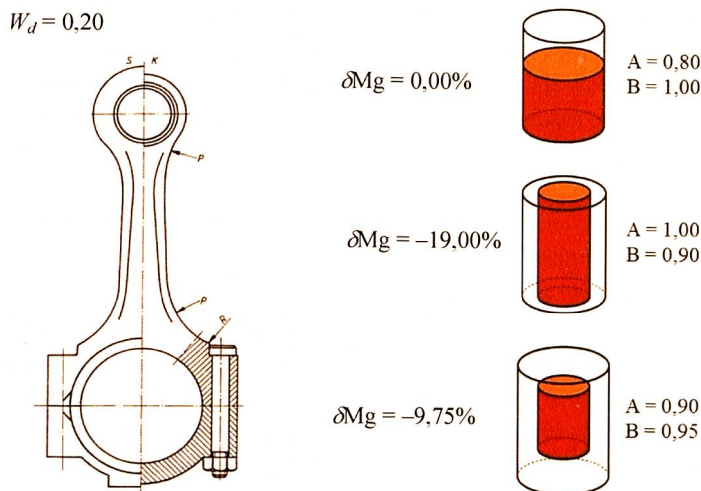
Dalej przedstawiono przykłady odmiennych zmian względnych wartości wybranych parametrów w zależności od wartości współczynników  $A$  i  $B$ , realizujących ten sam wskaźnik downsizingu  $W_d = 0,20$  – rys. 7.6–7.9.



Rys. 7.7. Przykładowe względne zmiany obciążenia cieplnego tłoka po downsizingu dla jednakowej zmiany objętości i przy różnych wartościach współczynników  $A$  i  $B$



Rys. 7.8. Przykładowe względne zmiany średnicy zewnętrznej sworznia po downsizingu dla jednakowej zmiany objętości i przy różnych wartościach współczynników  $A$  i  $B$



Rys. 7.9. Przykładowe względne zmiany momentu gnącego w trzonie korbowodu po downsizingu dla jednakowej zmiany objętości i przy różnych wartościach współczynników  $A$  i  $B$

W przedstawionych rozważaniach wykorzystano wartości średnie jako wyniki analiz nad pracą różnych silników przed i po downsizingu. W ten sposób można oszacować zmiany wybranych wskaźników pracy silnika lub ocenić parametry konstrukcyjne elementów układu korbowo-tłokowego. W tym zespole elementów znajduje się tłok, który jako ruchoma część komory spalania jest uznawany za niewrażliwy konstrukcyjnie i eksploatacyjnie element silnika spalinowego. Dlatego przeprowadzono ocenę wpływu downsizingu na obciążenia mechaniczne w szerszym ujęciu niż te przedstawione w tabelach 7.9–7.12.

Efekt downsizingu oceniono według analizy przemieszczeń i naprężeń powstających w wyniku zmiany obciążenia mechanicznego. Obliczenia dotyczyły konkretnego tłoka, którego wybór był podyktowany założeniem, aby silnik bazowy miał stosunkowo dużą objętość skokową i nie był wyposażony w dodatkowe systemy wspierające efektywność pracy silnika, np. doładowanie. W tym celu wytypowano do badań swobodnie ssący, sześciocyldrowy silnik samochodu BMW530i, którego objętość skokowa wynosi  $V_s = 2,979 \text{ dm}^3$ . Zastosowano downsizing mieszany, zmniejszając skok tłoka  $S = 83 \text{ mm}$  na  $S_d = 73 \text{ mm}$  (współczynnik  $A = 0,93$ ) oraz średnicę cylindra  $D = 89,6 \text{ mm}$  na  $D_d = 83 \text{ mm}$  (współczynnik  $B = 0,87$ ). Wskaźnik downsizingu  $W_d = 0,3$  opisuje nową objętość skokową równą  $V_{sd} = 2,084 \text{ dm}^3$ .

We wstępnej fazie badań oceniano zmiany parametrów termodynamicznych procesu spalania, uzyskując w ten sposób niezbędne dane do przeprowadzenia analizy wytrzymałościowej metodą elementów skończonych [13, 111, 112]. Model CAD tłoka, jak i późniejszą analizę MES, wykonano za pomocą systemu komputerowego CATIA V5. Rozkład naprężeń w tłoku przed i po downsizingu był ustalany na podstawie hipotezy wyężeniowej Hubera–Misesa [111, 132]. Dla wersji bazowej, tj. przed zmianą

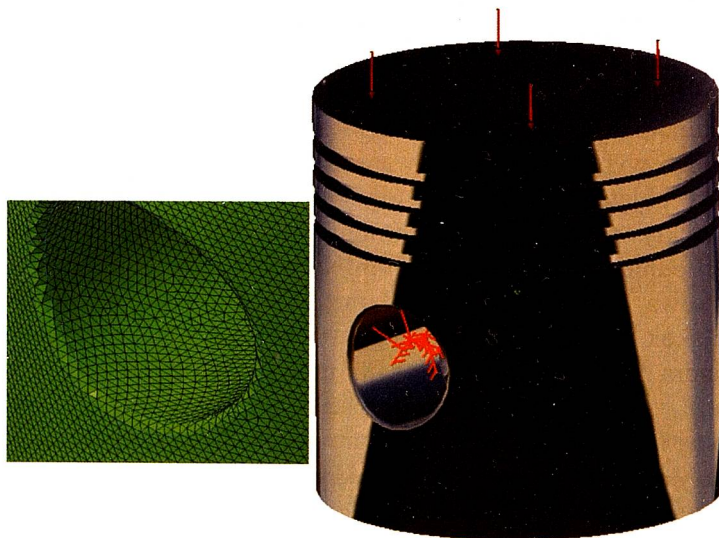


objętości, silnik rozwijał moc efektywną 165,5 kW, która zgodnie z ideą downsizingu nie zmieniała się po modernizacji (różnica między wartościami wynosi zaledwie 0,32%) i która warunkowała dobór architektury systemów wspomagających, tj. doładowanie, zmianę faz rozrządu i stopnia sprężania. Spośród wielu parametrów wybrano kilka, których różnice względne w stosunku do silnika bazowego przedstawiono w dalszej części pracy.

Chcąc zachować moc silnika, zastosowano doładowanie, co spowodowało wzrost ciśnienia końca procesu napełniania cylindra z  $p_1 = 0,1$  MPa do  $p_{1d} = 0,13$  MPa. Wzrósł wówczas stopień napełnienia cylindra o 41,0%. W celu uniknięcia spalania stukowego, obniżono stopień sprężania z  $\varepsilon = 10,2$  do  $\varepsilon_d = 9,0$ . Zmieniono wykładniki politrop dla sprężania  $dn_{1d} = 1,5\%$  oraz dla rozprężania  $dn_{2d} = -4,0\%$ . Efektem tych zmian był wzrost o 51,1% średniego ciśnienia efektywnego – do wartości  $p_{ed} = 1,66$  MPa. Maksymalne ciśnienie porównawczego cyklu pracy wzrosło o 18,1%, a maksymalna temperatura zmalała o 2,8%. Sprawność ogólna wzrosła z  $\eta_e = 0,32$  do  $\eta_{ed} = 0,37$ . Jednostkowe zużycie paliwa dla maksymalnej mocy wyniosło  $g_{ed} = 240,7$  g/kWh i było o 6,8% mniejsze od bazowego, co spowodowało redukcję emisji dwutlenku węgla do atmosfery o taką samą wartość.

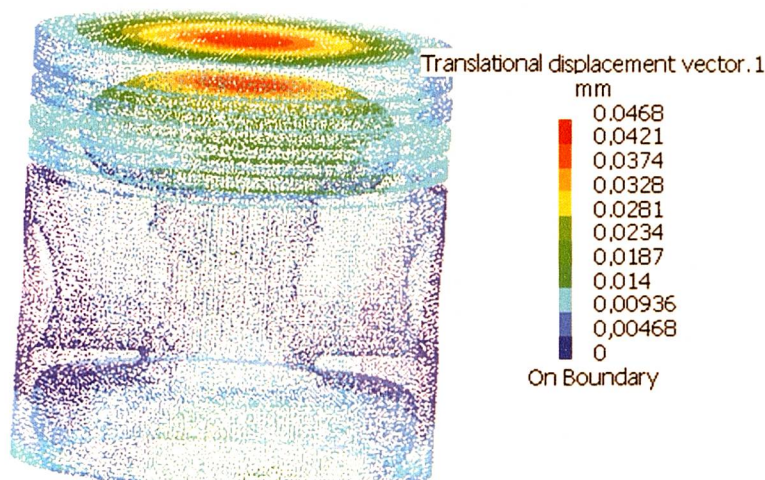
Downsizing według tego sposobu wypełnił podstawowe założenie, tj. ograniczenie zużycia paliwa i redukcję emisji CO<sub>2</sub> do atmosfery.

Ważna, z perspektywy obciążeń mechanicznych, siła gazowa działająca na układ korbowo-tłokowy zmalała o 10,7%, mimo iż uśrednione wartości ciśnienia ładunku w komorze spalania wzrosły, ale z drugiej strony zmniejszyła się powierzchnia denka tłoka, spowodowana zmianą średnicy cylindra.

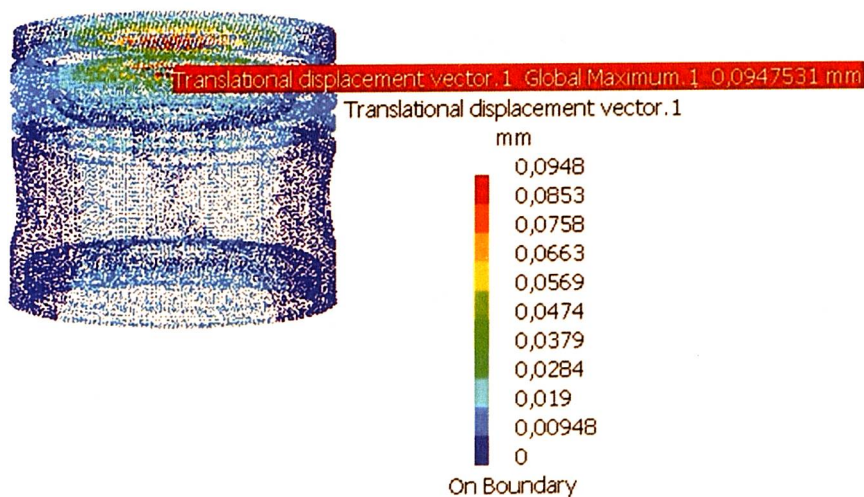


Rys. 7.10. Model CAD analizowanego tłoka (rendering) wraz z warunkami brzegowymi i z przykładową dyskretyzacją miejsca styku tłoka ze sworznem (elementy TETRA4)

Do obliczeń wykorzystano model geometryczny tłoka CAD, który dla silnika bazowego zbudowano, opierając się na rzeczywistych wymiarach geometrycznych [66], a tłok po zmianie objętości był elementem wirtualnym, dostosowanym do wskaźnika downsizingu i zbudowanym na bazie modelu rzeczywistego z zachowaniem znanych proporcji wymiarowych [67, 68]. Materiały i technologię tłoka dobrano również według ogólnie przyjętych zasad [69–71]. Wyniki modelowania przedstawiono na rysunkach 7.10–7.22.



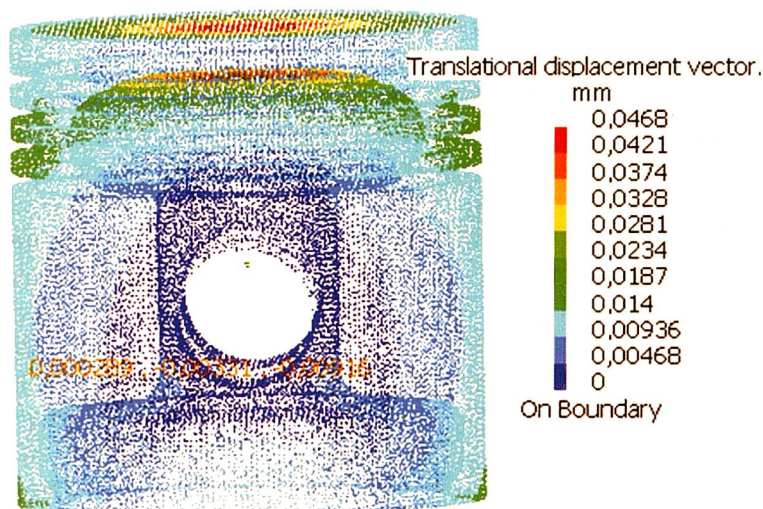
Rys. 7. 11. Przemieszczenia translacyjne w tłoku przed downsizingiem  
– widok poprzecznie do osi sworznia



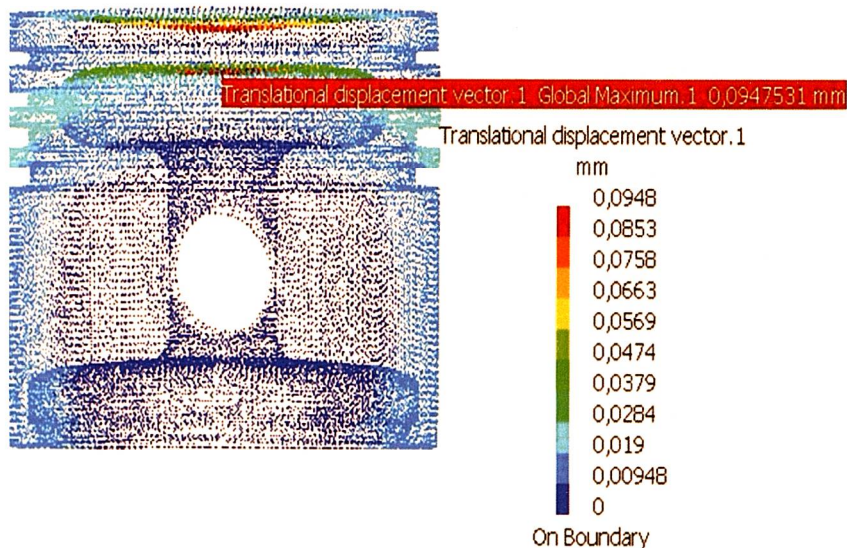
Rys. 7.12. Przemieszczenia translacyjne w tłoku po downsizingu  
– widok poprzecznie do osi sworznia



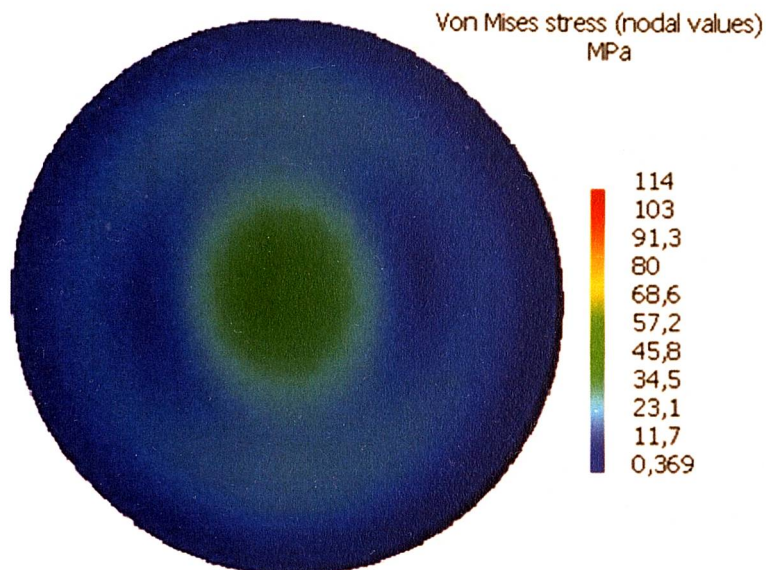
Na rysunku 7.10 przedstawiono geometrię tłoka z zaznaczonymi miejscami przyłożenia sił gazowych i dyskretyzacją miejsca osadzenia sworznia w tłoku. Na kolejnych rysunkach uwidoczniło przemieszczenia translacyjne i naprężenia w tłoku (rys. 7.11–7.22).



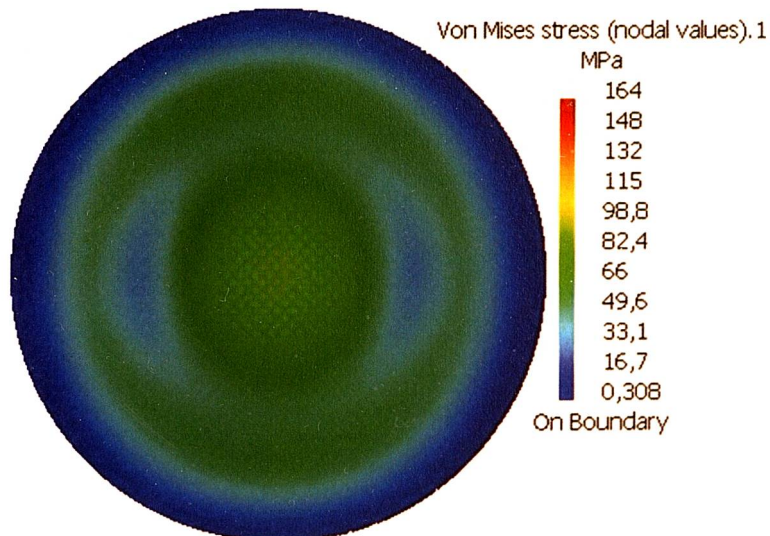
Rys. 7.13. Przemieszczenia translacyjne w tłoku przed downsizingiem  
– widok wzdłuż osi sworznia



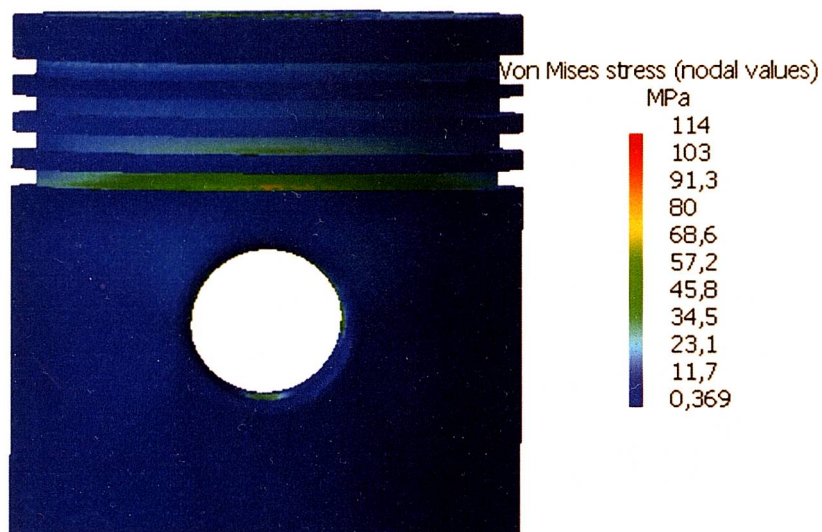
Rys. 7.14. Przemieszczenia translacyjne w tłoku po downsizingu  
– widok wzdłuż osi sworznia



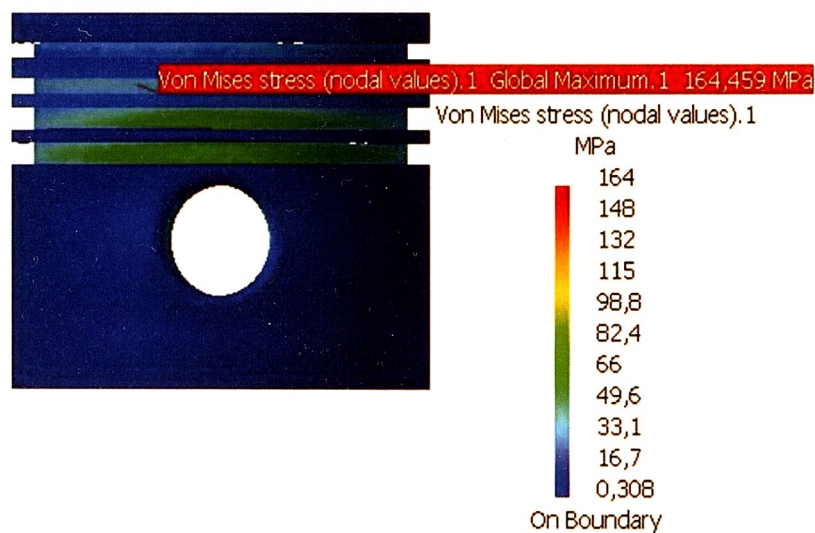
Rys. 7.15. Naprężenia (Huber–Mises) w tłoku przed downsizingiem  
– widok z góry na koronę tłoka



Rys. 7.16. Naprężenia (Huber–Mises) w tłoku po downsizingu  
– widok z góry na koronę tłoka

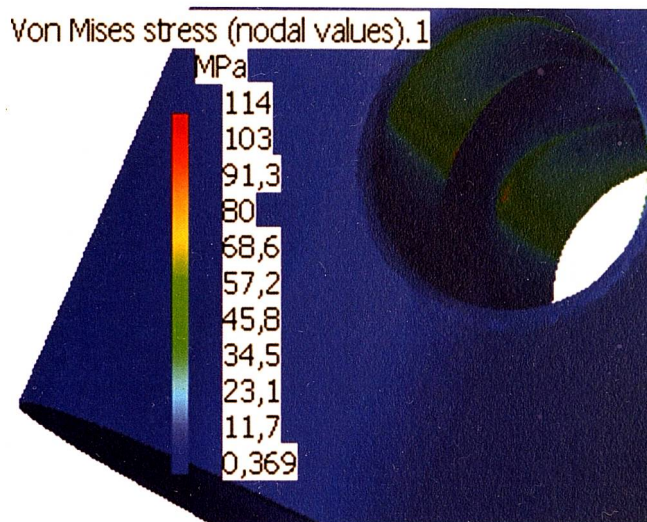


Rys. 7.17. Naprężenia (Huber–Mises) w tłoku przed downsizingiem  
– widok wzdłuż osi sworznia

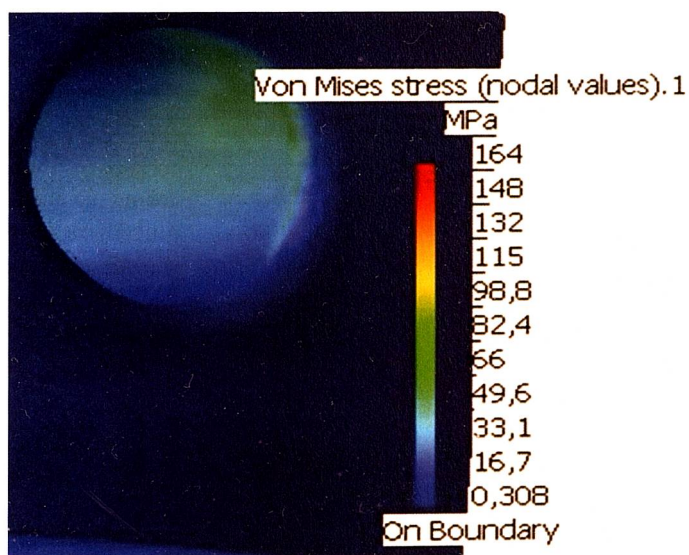


Rys. 7.18. Naprężenia (Huber–Mises) w tłoku po downsizingu  
– widok wzdłuż osi sworznia

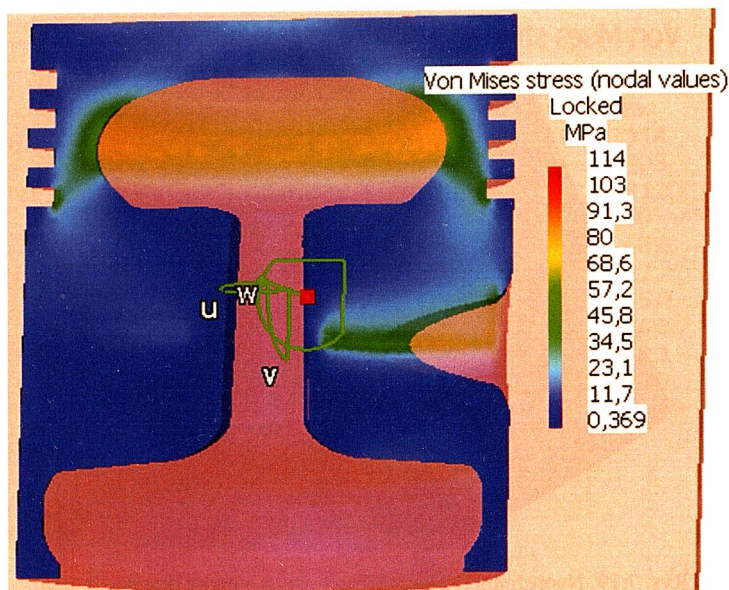




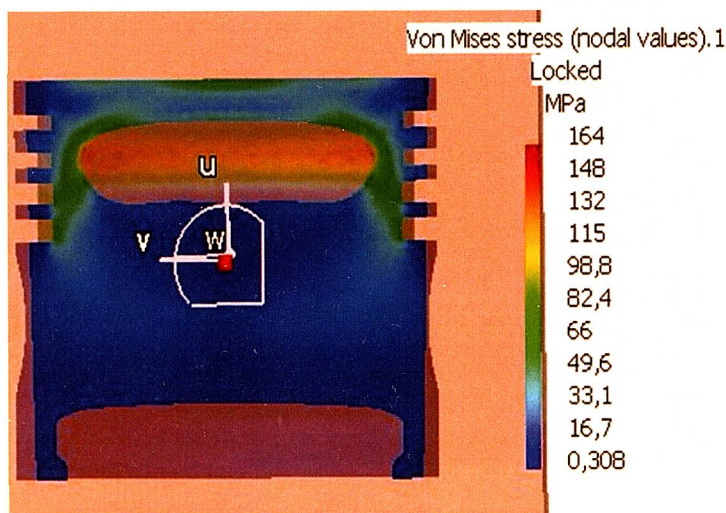
Rys. 7.19. Naprężenia (Huber–Mises) w tłoku przed downsizingiem  
– widok w miejscu osadzenia sworznia



Rys. 7.20. Naprężenia (Huber–Mises) w tłoku po downsizingu  
– widok w miejscu osadzenia sworznia



Rys. 7.21. Naprężenia (Huber–Mises) w tłoku przed downsizingiem  
– przekrój poprzeczny do osi sworznia



Rys. 7.22. Naprężenia (Huber–Mises) w tłoku po downsizingu  
– przekrój poprzeczny do osi sworznia

*W wyniku downsizingu wystąpił wzrost przemieszczeń translacyjnych i naprężeń w tłoku. Maksymalne przemieszczenia, które przed zabiegiem wynosiły 0,0468 mm*



wzrosły o ponad 103% do wartości 0,0948 mm. Mimo tak dużej zmiany są to wartości akceptowalne [155], tj. nie wywołujące konieczności zmian materiałowych lub technologicznych. W przypadku naprężenia, dla którego downsizing wywołał zmiany wartości maksymalnych ze 114 do 164 MPa, tj. większe o 44%, należałoby rozważyć zmiany materiałowe lub inną technologię wytwarzania. Wniosek ten wynika z właściwości użytego stopu aluminium do budowy tłoka (AlSi12CuMgNi), dla którego granica plastyczności wynosi 280–370 MPa [23, 36, 155], ale jeśli uwzględni się powszechnie stosowany w technice samochodowej współczynnik bezpieczeństwa równy 2,25 [27] oraz fakt, iż granica wytrzymałości maleje wraz z temperaturą, to należałoby rozważyć zmiany lub zastosować mniejszy współczynnik downsizingu  $W_d$ .

## 7.5. ZNACZENIE WSKAŹNIKA DOWNSIZINGU W PROCESIE PROJEKTOWANIA SILNIKA SPALINOWEGO

Downsizing silnika spalinowego jest definiowany jako zbiór działań zmierzających do ograniczenia zużycia paliwa i redukcji emisji dwutlenku węgla do atmosfery. Działania te polegają na zmniejszeniu objętości skokowej silnika i zastosowaniu różnych opcji technicznych (systemów silnikowych) wspierających efektywność zastosowanych zmian. Downsizing jest wyrażany wskaźnikiem  $W_d$ , który wiąże w sobie dwa istotne współczynniki  $A$  i  $B$ , określające stopnie zmian odpowiednio skoku tłoka i średnicy cylindra.

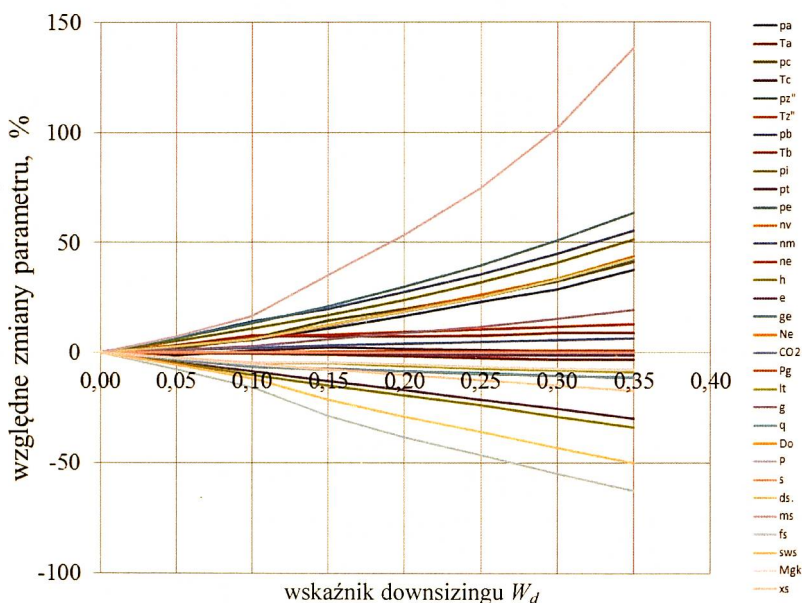
W poprzednich rozdziałach opisano przypadki zmian wartości wybranych parametrów cyklu pracy i parametrów pracy silnika dla stałych wartości  $W_d$ , ze względu na wykazanie słuszności badań wielkości składowych objętości ( $A$  i  $B$ ), a nie tylko objętości jako jednej wielkości fizycznej ( $V_s$ ).

W procesie konstruowania nowego silnika z uwzględnieniem idei downsizingu istotny jest dobór wskaźnika  $W_d$ , dlatego też wyznaczono zbiory wartości parametrów cyklu pracy i parametrów opisujących konstrukcję silnika dla różnych wartości wskaźnika downsizingu, zależnego od różnych wartości współczynników  $A$  i  $B$ . Zamieszczone na rysunkach 7.23–7.25 dane są wartościami średnimi pochodzącymi z różnych analiz wybranych silników spośród opisanych w rozdziale 3. Kolejne wykresy odnoszą się do trzech zidentyfikowanych przypadków downsizingu, przedstawionych na rysunku 7.2.

Zmiany przedstawione na rysunku 7.25 są wynikiem losowo wybranych wartości  $A$  i  $B$  dla uzyskania podobnych co do wartości zmian wskaźnika  $W_d$  jak dla przypadków na rysunkach 7.23 i 7.24.

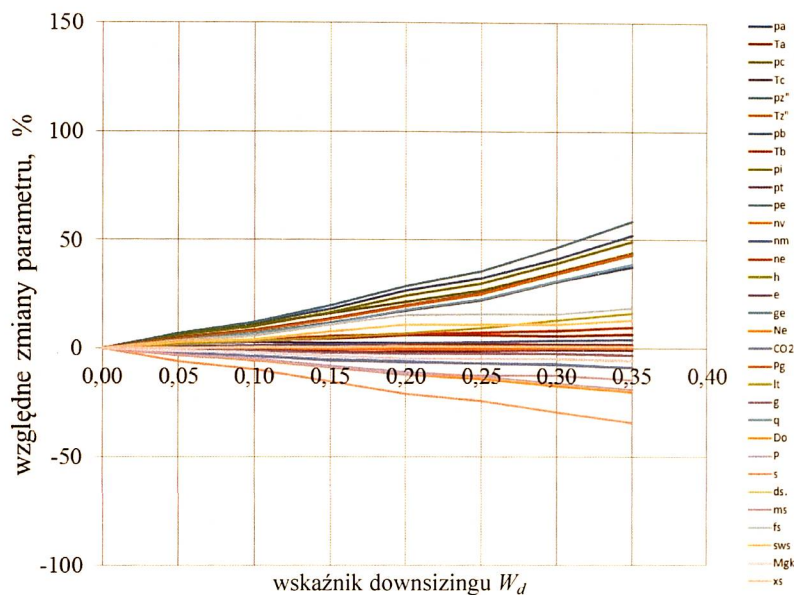
W każdym z analizowanych przypadków warunkiem koniecznym było zachowanie mocy silnika bazowego, czyli przed downsizingiem. Względne wartości zmian

mocy nie przekroczyły 0,5%. Porównując wyniki przedstawione na wykresach (7.23–7.25) można stwierdzić, że *downsizing skoku*, gdzie zmianie podlega współczynnik  $A$  ( $B = 1$ ), wywołuje największe zmiany wartości badanych parametrów. Zmiany wartości parametrów spowodowane *downsizingiem średnicy* i *downsizingiem mieszanym* są porównywalne. Jednak dla *downsizingu mieszanego*, gdzie dobór współczynników  $A$  i  $B$  nastąpił losowo, podobnie jak i wybór opcji wspierających, nie mają jednolitego kierunku, co oznacza możliwość wystąpienia zarówno zmian dodatnich, jak i ujemnych. Tak jest np. w odniesieniu do temperatury w punktach  $T_a$  i  $T_b$  (rys. 7.4) cyklu pracy silnika, a spośród parametrów konstrukcyjnych dotyczy to np. średnicy zewnętrznej sworznia lub grubości denka tłoka, które mogą mieć odmienne wartości.

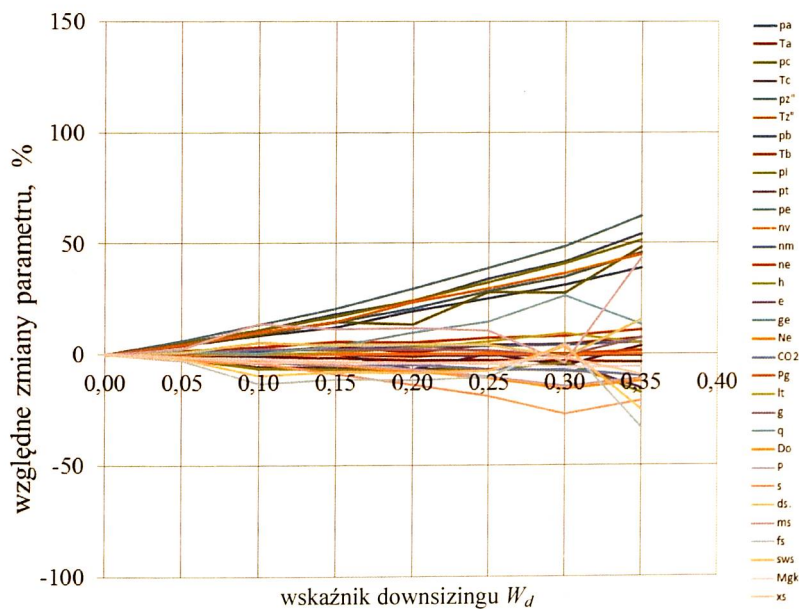


Rys. 7.23. Zmiany wartości wybranych parametrów cyklu pracy i parametrów konstrukcyjnych silnika po downsizingu skoku ( $A < 1$ ,  $B = 1$ ) dla różnych wartości wskaźnika downsizingu  $W_d$

$p_a$ ,  $T_a$ ,  $p_c$ ,  $T_c$ ,  $p_{z''}$ ,  $T_{z''}$ ,  $p_b$ ,  $T_b$  – według rysunku 7.4,  $p_i$  – średnie ciśnienie indykowane,  $p_{tr}$  – średnie ciśnienie tarcia,  $p_e$  – średnie ciśnienie efektywne,  $\eta_v$  – stopień napełnienia,  $\eta_m$  – sprawność mechaniczna,  $\eta_e$  – sprawność efektywna,  $h$  – wysokość cylindrycznej komory sprężania,  $\varepsilon$  – geometryczny stopień sprężania,  $g_e$  – jednostkowe zużycie paliwa,  $N_e$  – moc efektywna,  $CO_2$  – stężenie dwutlenku węgla w spalinach,  $P_g$  – maksymalna siła gazowa,  $l_i$  – długość części prowadzącej tłoka,  $g$  – grubość denka tłoka,  $q$  – obciążenie cieplne tłoka,  $D_o$  – średnica pierścienia tłokowego w stanie swobodnym,  $P_p$  – siła styczna,  $s$  – maksymalne naprężenie gnące,  $d_s$  – średnica zewnętrzna sworznia,  $m_s$  – masa sworznia,  $f_s$  – strzałka ugięcia sworznia,  $s_w_s$  – naprężenie gnące w sworzniu,  $M_{gk}$  – moment gnący w trzonie korbowodu,  $x_s$  – naprężanie zastępcze w trzonie korbowodu



Rys. 7.24. Zmiany wartości wybranych parametrów cyklu pracy i parametrów konstrukcyjnych silnika po downsizingu *średnicy* ( $A = 1$ ,  $B < 1$ ) dla różnych wartości wskaźnika downsizingu  $W_d$



Rys. 7.25. Zmiany wartości wybranych parametrów cyklu pracy i parametrów konstrukcyjnych silnika po downsizingu *mieszanym* ( $A < 1$ ,  $B < 1$ ) dla różnych wartości wskaźnika downsizingu  $W_d$



Wykorzystując graficzną interpretację względnych zmian wartości wybranych parametrów, wykazano, iż możliwa jest kompleksowa ocena efektywności downsizingu, przez wskazanie wielkości zmian. Możliwa jest również identyfikacja ewentualnych zagrożeń w przypadku przekroczenia wartości dopuszczalnych danego parametru. Analiza tych zmian ułatwia stosowanie indywidualnych opcji technicznych, ale również zapewnia budowanie właściwej architektury zbioru systemów tworzących silnik spalinowy. Możliwe jest również działanie odwrotne, kiedy po założonej, dopuszczalnej wartości zmiany wybranego parametru można wskazać potencjalny poziom wskaźnika downsizingu  $W_d$ , a następnie dobrać współczynniki zmian  $A$  i  $B$ . Odmienność zmian parametrów pracy silnika spalinowego dla downsizingu mieszanego oznacza konieczność podjęcia prac badawczych nad usystematyzowaniem zależności między wskaźnikiem downsizingu, parametrami termodynamicznego cyklu pracy oraz parametrami konstrukcyjnymi elementów silnika.

Wykazane dla downsizingu mieszanego (rys. 7.25) zmiany ilościowe i jakościowe badanych parametrów cyklu pracy silnika spalinowego, jego wskaźników eksploatacyjnych, jak również parametrów konstrukcyjnych jest wynikiem nie tylko doboru współczynników  $A$  i  $B$ , ale również zależy od architektury systemów silnikowych. We wcześniejszych rozdziałach wskazano, iż najczęściej stosowanymi systemami są: doładowanie, system zmiany fazy rozrządu oraz zmiana stopnia sprężania, które wspierają efektywność zmian obniżenia objętości skokowej silnika. Ich wzajemne oddziaływanie oznacza istnienie synergii dzięki temu, iż uzyskany efekt pojedynczy jest gorszy od łącznego. Jest to równie ważne zagadnienie projektowo-konstrukcyjne jak wcześniejsze określenie współczynników  $A$  i  $B$ . Do określenia stopnia synergii dokonano modelowania parametrów pracy silnika poddanego downsizingowi mieszanemu dla wskaźnika  $W_d = 0,30$  ( $A = 0,86$ ,  $B = 0,90$ ). Ocenie poddano oddzielnie:

- doładowanie, zmieniające ciśnienie cyklu pracy i stopień napełnienia cylindra, a w konsekwencji wiele innych parametrów cyklu i wskaźników pracy silnika,
- zmianę faz rozrządu, zmieniając wykładniki politropy sprężania i rozprężania, które wpływają na proces spalania i tym samym na sprawność indykowaną cyklu pracy,
- zmianę stopnia sprężania, który wpływa na objętość przestrzeni kompresji, co przekłada się na zmianę wartości parametrów termodynamicznych w charakterystycznych punktach cyklu pracy.

Oceniano również zmiany parametrów pracy silnika po łącznym zastosowaniu wszystkich opcji. Badania prowadzono w trzech etapach. Pierwszy z nich dotyczył modelowania silnika, w którym wykonano jedynie zabiegu geometrycznego zmniejszenia objętości skokowej dla  $W_d = 0,30$ , a dopiero potem, już w drugim etapie, oceniano zmiany oddzielnie wprowadzanych opcji, przy czym silnikiem bazowym był silnik po downsizingu geometrycznym. Trzeci etap to badanie wybranych parametrów pracy silnika po downsizingu z łącznym użyciem wszystkich opcji odniesionych do silnika wyjściowego, tj. przed downsizingiem. Wyniki badań przedstawiono w tabeli 7.13.

Tabela 7.13. Względne zmiany wartości parametrów pracy silnika dla różnych opcji downsizingu

| Parametr       | Względna zmiana wartości dla różnych wariantów downsizingu, % |             |                     |                          |                  |
|----------------|---------------------------------------------------------------|-------------|---------------------|--------------------------|------------------|
|                | tylko objętość skokowa                                        | doładowanie | zmiany faz rozrządu | zmiana stopnia sprężania | pełny downsizing |
| $A$            | 0,86                                                          | 0,86        | 0,86                | 0,86                     | 0,86             |
| $B$            | 0,90                                                          | 0,90        | 0,90                | 0,90                     | 0,90             |
| $W_d$          | 0,30                                                          | 0,30        | 0,30                | 0,30                     | 0,30             |
| $cp$           | 0,00                                                          | 24,00       | 0,00                | 0,00                     | 24,00            |
| $nl$           | 0,00                                                          | 0,00        | 6,51                | 0,00                     | 4,68             |
| $n2$           | 0,00                                                          | 0,00        | 2,46                | 0,00                     | -5,74            |
| $d\varepsilon$ | 0,00                                                          | 0,00        | 0,00                | -13,04                   | -23,00           |
| $p_a$          | 0,00                                                          | 31,18       | 0,00                | 0,00                     | 31,18            |
| $T_a$          | 0,00                                                          | -2,02       | 0,00                | 1,49                     | 0,16             |
| $p_c$          | 0,00                                                          | 31,18       | 22,59               | -18,46                   | 1,15             |
| $T_c$          | 0,00                                                          | -2,02       | 22,59               | -3,28                    | 3,16             |
| $p_{z''}$      | 0,00                                                          | 34,49       | 3,48                | -16,58                   | -1,54            |
| $T_{z''}$      | 0,00                                                          | 0,38        | 3,48                | -1,00                    | 0,42             |
| $p_b$          | 0,00                                                          | 34,49       | -3,00               | 0,90                     | 60,62            |
| $T_b$          | 0,00                                                          | 0,38        | -3,00               | 2,45                     | 22,62            |
| $p_i$          | 0,00                                                          | 34,42       | -2,81               | -5,51                    | 33,77            |
| $p_{tr}$       | -11,65                                                        | 0,00        | 0,00                | 0,00                     | -11,62           |
| $p_e$          | 2,51                                                          | 45,38       | -3,35               | -6,57                    | 47,02            |
| $\eta_v$       | 0,00                                                          | 35,21       | 0,00                | -0,17                    | 36,35            |
| $\eta_m$       | 2,51                                                          | 5,14        | -0,56               | -1,09                    | 7,62             |
| $\eta_e$       | 2,51                                                          | 7,52        | -3,35               | -6,42                    | 7,82             |
| $g_e$          | -27,95                                                        | -7,00       | -3,35               | 6,86                     | -7,25            |
| $N_e$          | -27,95                                                        | 45,38       | -3,35               | -6,57                    | 3,33             |
| $CO_2$         | -29,72                                                        | 35,21       | 0,00                | -0,17                    | -4,17            |

Zabieg zmniejszenia wymiarów objętości skokowej silnika, jako działanie czysto geometryczne, spowodował znaczne zmniejszenie jego mocy (-28%) w odniesieniu do silnika bazowego. Pozytywnym aspektem tych zmian było zmniejszenie o blisko 12% średniego ciśnienia strat tarcia, wynikające ze zmniejszenia wymiarów elementów układu korbowo-tłokowego, spowodowanych zmianą skoku tłoka. To z kolei spowodowało wzrost sprawności mechanicznej i efektywnej silnika. Zmalało jednostkowe zużycie paliwa (-28%), które wobec spadku mocy spowodowało redukcję emisji dwutlenku węgla do otoczenia. Mimo pozytywnego efektu ekologicznego, to zmniejszenie mocy nie jest do zaakceptowania przez użytkownika. Oceniając doładowanie w porównaniu do już pomniejszonego silnika, można zauważyć znaczny wzrost (35%) stopnia napełnienia cylindra i w konsekwencji wzrost średniego ciśnienia efektywnego o ponad 45%. Ostatecznie otrzymuje się zwiększoną moc efektywną silnika. Zwiększona zawartość powietrza w cylindrze umożliwia spalanie większej ilości paliwa, co skutkuje większą sprawnością efektywną (8%) i zmniejszonym (-7%) jednostkowym

zużyciem paliwa. Niestety powoduje to również zwiększenie stężenia dwutlenku węgla. Zmiana faz rozrządu zarówno zaworów dolotowych, jak i wylotowych lub zmiana stopnia sprężania powodują odmienne zmiany wartości badanych parametrów. Pełny downsizing, tj. zmiana wymiarów geometrycznych i zastosowanie doładowania, zmiana faz rozrządu i zmiana stopnia sprężania wywołują skutki pozytywne w ujęciu całościowym, wyrażone wzrostem sprawności efektywnej, zmniejszeniem ilości zużytego paliwa przy nieznacznym wzroście mocy silnika oraz zmniejszeniem emisji dwutlenku węgla do atmosfery.

*Dane zawarte w tabeli 7.13 wskazują na synergię systemów towarzyszących idei downsizingu przez to, iż rezultat jest lepszy niż efekty cząstkowe, oceniane przez pryzmat różnych wskaźników prac związanych ze zmniejszeniem objętości skokowej silnika. Należy podkreślić jednak, że wniosek dotyczy rozpatrywanego przypadku i nie można go uogólniać oraz jest to wynik modelowania, co z kolei oznacza konieczność weryfikacji na obiekcie rzeczywistym.*



## 8. WPŁYW DOWNSIZINGU NA ZMIANĘ MASY SILNIKA

Efektom zmniejszenia objętości skokowej silnika jest zmniejszenie wymiarów różnych elementów, np. tłoka wraz z pierścieniami i sworzniem, korbowodu, wału korbowego, bloku silnika itd. Zmiany geometryczne wpływają na zmianę mas poszczególnych elementów, a w konsekwencji całego silnika. Może to wystąpić zarówno w przypadku, kiedy procesowi downsizingu nie będą towarzyszyć zmiany materiałowe, ale również, kiedy w wyniku obciążeń mechanicznych lub cieplnych wystąpi konieczność zmiany materiału. Spodziewane zmniejszenie masy będzie stanowić wartość dodaną techniki downsizingu w rozważaniach nad stosowaniem innego – również istotnego trendu rozwojowego motoryzacji związanego ze zmniejszeniem masy kompletnego pojazdu – ang. *light weight vehicle* [21, 26, 133, 157].

Do weryfikacji tego zagadnienia wykorzystano wirtualny model silnika boxer–flat marki Subaru, który jest jednostką czterocylindrową, pojemności  $V_s = 2,699 \text{ dm}^3$ . Zmiany objętości dokonano według trzech reguł przedstawionych na rysunku 7.2. Przyjęto następujące oznaczenia:

**Wariant 1** – downsizing skoku, który wykonano przez zmniejszenie długości wykorbienia wału z  $S = 86$  na  $S_d = 65 \text{ mm}$ . Zmiana wykorbienia wymusiła również zmianę wysokości cylindrów z płaszczem wodnym. Objętość skokowa silnika po zmianie wyniosła  $V_d = 2,041 \text{ dm}^3$ , co daje  $W_d = 0,24$ .

**Wariant 2** – downsizing średnicy, dokonany przez zmniejszenie średnicy tłoka z  $D = 100 \text{ mm}$  na  $D_d = 88 \text{ mm}$ , czego skutkiem była zmiana objętości skokowej z  $V_s = 2,699$  na  $V_{sd} = 2,091 \text{ dm}^3$  i  $W_d = 0,23$ .

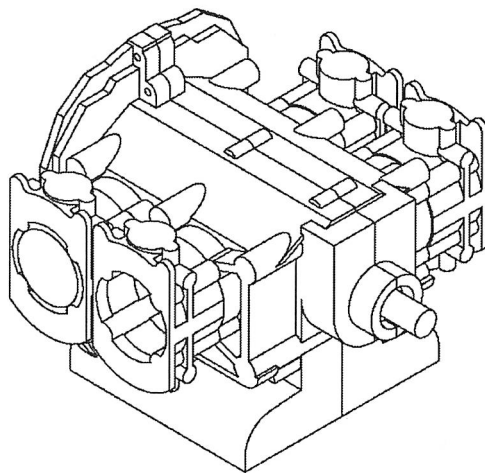
**Wariant 3** – downsizing mieszany, gdzie zmianę skoku tłoka zrealizowano przez zmianę długości wykorbienia wału korbowego z wartości nominalnej  $S = 86 \text{ mm}$  na  $S_d = 80 \text{ mm}$  oraz przez zmniejszenie średnicy tłoka z  $D = 100 \text{ mm}$  na  $D_d = 90 \text{ mm}$ . Otrzymano objętość skokową silnika  $V_{sd} = 2,034 \text{ dm}^3$ , a wskaźnik downsizingu wyniósł  $W_d = 0,25$ .

Z przedstawionych wariantów wynika, że wskaźniki downsizingu są porównywalne, a zatem efekt zmiany masy będzie odnosił się do tej samej zmiany objętości skokowej. Ocenie poddano główne zespoły silnika, przyjmując założenie, iż pozostałe układy nie będą mieć istotnego wpływu na zmianę masy. Podobnie nie uwzględniono

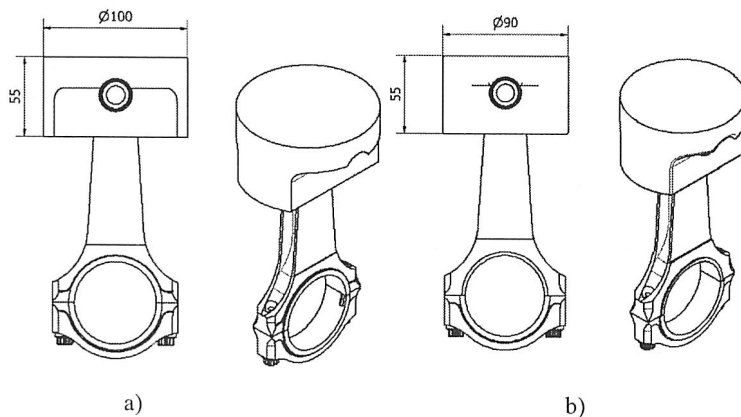
w obliczeniach masy osprzętu, który w każdym z trzech wariantów był taki sam. Dodatkowo do analizy przyjęto uproszczenia geometryczne, czyli pominięto fazy i zaokrąglenia wynikające z rysunków wykonawczych poszczególnych części. Nie uwzględniano uszczelek między elementami i zespołami.

Tak więc analizie poddano:

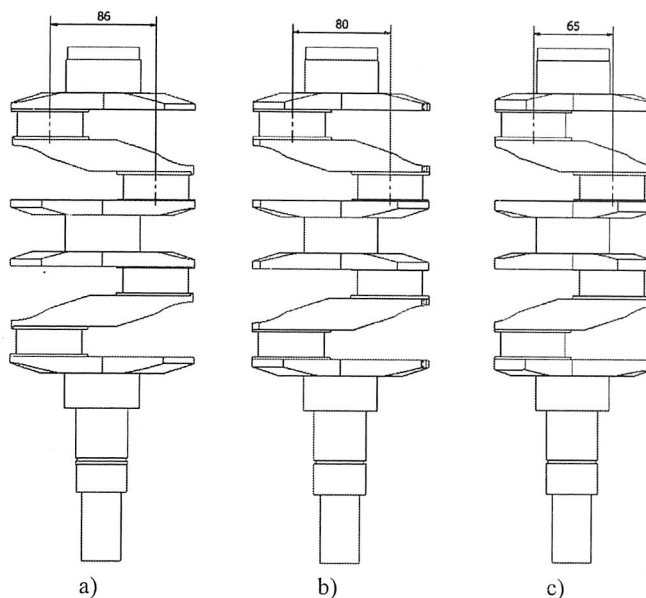
- blok silnika wykonanego ze stopu aluminium o ciężarze właściwym  $2,710 \text{ kg/dm}^3$ ,
- cylindry z płaszczem wodnym wykonane ze stopu żeliwa ( $7,250 \text{ kg/dm}^3$ ),
- wał korbowy ze stali ( $7,850 \text{ kg/dm}^3$ ),
- zespół tłoka z korbowodem, gdzie tłok wykonany był ze stopu aluminium ( $2,710 \text{ kg/dm}^3$ ), a korbowód ze stali węglowej o ciężarze właściwym  $7,850 \text{ kg/dm}^3$ .



Rys. 8.1. Silnik Subaru FLAT 4 – rysunek złożeniowy uproszczony



Rys. 8.2. Uproszczony geometrycznie rysunek tłoka silnika Subaru FLAT 4 dla wariantu 3:  
a) przed *downsizingiem*, (b) po *downsizingu*



Rys. 8.3. Uproszczony geometryczny rysunek nominalnego korbowodu silnika Subaru FLAT 4 dla rozpatrywanych wariantów: a) wariant 2, b) wariant 3, c) wariant 1

Zestawienie mas wybranych elementów/zespołów silnika dla wariantu nominalnego, tj. przed downsizingiem oraz dla wariantów oznaczonych jako 1, 2, i 3 wraz z procentowym określeniem zmian masy elementów/zespołów przedstawiono w tabelach 8.1–8.3.

Tabela 8.1. Masy elementów/zespołów dla wariantu 1 (downsizing skoku)

| Element/zespół              | Masa, kg     |            | Względna zmiana masy po/przed, % |
|-----------------------------|--------------|------------|----------------------------------|
|                             | Przed zmianą | Po zmianie |                                  |
| Blok silnika                | 18,260       | 18,260     | 0,000                            |
| Cylinder z płaszczem wodnym | 4,122        | 3,368      | –18,292                          |
| Wał korbowy                 | 12,230       | 11,730     | –4,088                           |
| Zespół tłoka                | 1,004        | 1,004      | 0,000                            |

Tabela 8.2. Masy elementów/zespołów dla wariantu 2 (downsizing średnicy)

| Element/zespół              | Masa, kg     |            | Względna zmiana masy po/przed, % |
|-----------------------------|--------------|------------|----------------------------------|
|                             | Przed zmianą | Po zmianie |                                  |
| Blok silnika                | 18,260       | 18,027     | –1,276                           |
| Cylinder z płaszczem wodnym | 4,122        | 3,351      | –18,705                          |
| Wał korbowy                 | 12,230       | 12,230     | 0,000                            |
| Zespół tłoka                | 1,004        | 0,907      | –9,661                           |

Tabela 8.3. Masy elementów/zespołów dla wariantu 3 (downsizing mieszany)

| Element/zespół              | Masa, kg     |            | Względna zmiana masy po/przed, % |
|-----------------------------|--------------|------------|----------------------------------|
|                             | Przed zmianą | Po zmianie |                                  |
| Blok silnika                | 18,260       | 17,913     | –1,900                           |
| Cylinder z płaszczem wodnym | 4,122        | 3,540      | –14,120                          |
| Wał korbowy                 | 12,230       | 12,128     | –0,834                           |
| Zespół tłoka                | 1,004        | 0,922      | –8,167                           |

Uwzględniając to, że oceniany silnik jest jednostką czterocylindrową, tj. ma cztery zespoły tłoka i cztery cylindry, otrzymano złożenia o następujących masach:

- silnik bazowy – 50,994 kg,
- silnik w wariantcie 1 – 47,478 kg, zmniejszenie masy o 6,895%,
- silnik w wariantcie 2 – 47,289 kg, zmniejszenie masy o 7,266%,
- silnik w wariantcie 3 – 47,889 kg, zmniejszenie masy o 6,089%.

*Na przykładzie silnika Subaru FLAT 4, zbudowanego z typowych elementów i zespołów tak pod względem konstrukcyjnym, jak i materiałowym można stwierdzić, że zmniejszenie objętości skokowej przez zmianę średnicy cylindra powoduje największą zmianę masy silnika, która w niniejszej analizie wyniosła –7,266%. Z kolei najmniejsze zmiany masy silnika wywołuje downsizing mieszany. Podany przykład obrazuje możliwości zmniejszania masy silnika jako wartości dodanej dla downsizingu.*

## 9. OCENA EFEKTU EKOLOGICZNEGO DOWNSIZINGU SILNIKÓW SPALINOWYCH STOSOWANYCH DO NAPĘDU SAMOCHODÓW CIĘŻAROWYCH

Silnik spalinowy, który jest wciąż dominującym źródłem napędu środków transportu, generuje w procesie spalania dwutlenek węgla, którego udział w całym systemie powstawania efektu cieplarnianego jest szacowany na ponad 25% [14, 16, 22, 87, 96, 133]. Kojarząc te dane z wynikami rozważań na temat zalet downsizingu zawartych w niniejszej pracy podjęto próbę określenia efektu ekologicznego w postaci redukcji emisji dwutlenku węgla w wyniku potencjalnego zastosowania downsizingu silników spalinowych napędzających samochody ciężarowe.

Do badań wytypowano jeden z najbardziej obciążonych pod względem transportu drogowego region między trzema miastami: polskim Wrocławiem – niemieckim Drezniem – czeską Pragą. Każde z wybranych miast oraz otaczające je obszary mają znaczący udział w gospodarce własnego kraju i Europy, skupiając wiele zakładów produkcyjnych i usługowych. Towary i świadczone usługi wymagają transferu z jednego miejsca do drugiego i dzieje się to najczęściej z wykorzystaniem samochodowego transportu ciężarowego. Dodatkowo na tych trasach realizowany jest transport tranzytowy spoza wspomnianego regionu. Produkty lub usługi przekazywane są do dużych ośrodków, a następnie dystrybuowane do mniejszych. To sprawia, że największą liczbę pojazdów można dostrzec w pobliżu tych aglomeracji, co może przekładać się na duże zagrożenie dla środowiska przez wzrost zanieczyszczeń wywołany użytkowaniem silników spalinowych, w tym emisją dwutlenku węgla potęgującego efekt cieplarniany. Stan zagrożenia jest związany z nasileniem ruchu na tych trasach, a to zależy od wielu czynników. Pora dnia, kierunek ruchu, czy też czas pracy kierowcy wpływają na liczbę przemieszczających się pojazdów.

Na poszczególnych odcinkach, tj. pomiędzy Wrocławiem i Drezniem, Drezniem a Pragą oraz Pragą i Wrocławiem wyznaczono łącznie 9 punktów pomiarowych, w których kilkakrotnie (dla celów statystycznych) mierzono nasilenie ruchu w obu kierunkach w porze dziennej, tj. między godziną 6:30 i 19:30 z przerwą dostosowaną do statystycznego rytmu dnia pracy kierowców pojazdów ciężarowych między godzi-

na 14:00 i 16:00. Pomiary organizowano tak, aby wyeliminować problem kilkukrotnego zliczania tych samych pojazdów. Uzyskane w ten sposób dane uznano za miarodajny zbiór opisujący nasilenie ruchu samochodów ciężarowych w ciągu jednego dnia roboczego w badanym regionie. Zliczane pojazdy były dzielone na kategorie oraz klasyfikowane pod względem marki i modelu samochodu, co było istotne ze względu na perspektywy identyfikacji silnika spalinowego i co zapewniało możliwości obliczeń ilości dwutlenku węgla przez niego generowane.

Kategoria pojazdu wynikała z grupy ekologicznej opisanej w normach europejskich. Samochody brane pod uwagę w badaniach należą do grup pojazdów dostawczych i ciężarowych oznaczanych jako kategoria N [104]. Wyróżnia się trzy kategorie:

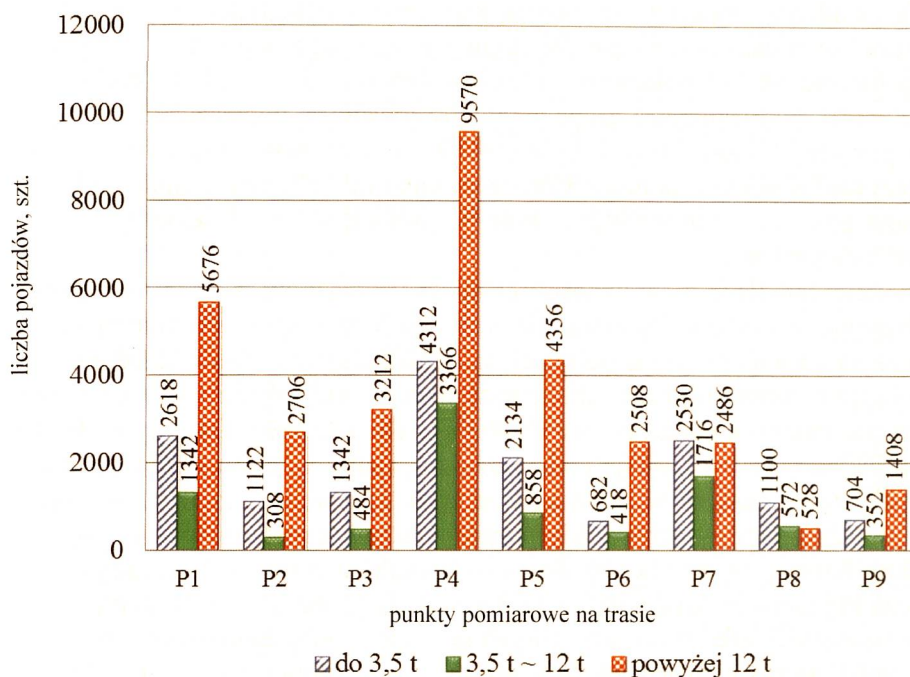
- $N_1$ , do której należą pojazdy o całkowitej masie nie przekraczającej 3,5 tony,
- $N_2$ , gdzie całkowita masa przekracza 3,5 tony, ale jest niższa niż 12 ton,
- $N_3$ , w której znajdują się pojazdy o maksymalnej masie przekraczającej 12 ton.

Wewnątrz każdej grupy pojazdy były definiowane ze względu na markę i model. Wytyczone trasy, na których przeprowadzane były badania obrazuje zamieszczona mapa (rys. 9.1). Trasa z Wrocławia do Drezna to w całości przejazd autostradą A4. Z Drezna do Pragi to po stronie niemieckiej autostrada A17, a w Czechach droga E55. Z Pragi do Wrocławia pomiary wykonano na drodze oznaczonej jako E65 przez Szklarską Porębę i Jelenią Górę.



Rys. 9.1. Mapa obrazująca region badań z uwzględnieniem punktów pomiarowych (wg google)





Rys. 9.2. Zestawienie ilościowe pojazdów w poszczególnych punktach pomiarowych w ciągu dnia roboczego, z podziałem na dopuszczalną masę całkowitą pojazdu



Rys. 9.3. Czwarty punkt pomiarowy (P4) – przykładowy widok autostrady A4 – miejscowość Merbitz – Niemcy

Zgromadzony materiał potwierdza założenie o bardzo dużym nasileniu ruchu pojazdów w badanym regionie. W ciągu jednego roboczego dnia (11 godzin) zliczono łącznie 58 410 pojazdów, zróżnicowanych pod względem producenta, modelu i marki. Najliczniejszą grupę stanowiły pojazdy o dopuszczalnej masie całkowitej powyżej 12 ton, których było 32450. Intensywność eksploatacji była różna i na przykład w punkcie pomiarowym oznaczonym P2 zliczano średnio co 129 sekund przejazd pojazdu kategorii N2. Z kolei w punkcie P4 co 4 sekundy pojawiał się pojazd kategorii N3.

Przyjęto założenie o sprawności technicznej pojazdów, a więc i silników odpowiadających warunkom dopuszczenia do ruchu, w tym spełniających wymagane dopuszczalną normą emisję szkodliwych składników spalin. Zależnie od daty produkcji pojazdu i zamontowanego silnika spalinowego wszystkie pojazdy eksploatowane w Europie muszą spełniać normy EURO [7, 86, 88, 106]. Dyrektywy Parlamentu Europejskiego ściśle określają emisję tlenków azotu, węglowodorów i tlenków węgla oraz cząstek stałych w zależności od typu stosowanego zapłonu w silniku i rodzaju pojazdu. Normy europejskie pomijają jednak emisję dwutlenku węgla do atmosfery, który przyczynia się do powstawania efektu cieplarnianego [89]. Nie oznacza to jednak braku działań w tej kwestii. Są to jednak działania ogólne – dotyczące wszystkich sfer życia, dla których przyjęto regułę zmniejszenia o co najmniej 20% emisji gazów cieplarnianych w stosunku do poziomu z roku 1990. W odniesieniu do transportu drogowego, który obecnie emituje średnio 200 g CO<sub>2</sub>/km zakłada się, że od roku 2017 wszystkie pojazdy ciężarowe powinny spełniać wymóg emitowania nie więcej niż 175 g CO<sub>2</sub>/km, a od roku 2020 emisja ta nie powinna być większa niż 147 g/km [51, 85]. Wytwórcy pojazdów, którzy nie spełnią tych wymagań, będą karani kwotą 95 Euro za każdy dodatkowy gram. Z kolei wyemitowanie ponadnormatywnej ilości dwutlenku węgla do atmosfery będzie skutkowało karami na poziomie 100 Euro za każdą tonę [136].

Gama zarejestrowanych podczas pomiarów pojazdów ciężarowych i dostawczych jest na tyle duża i zróżnicowana pod względem roku produkcji, że nie można jednoznacznie określić stężenia związków toksycznych w powietrzu na wyznaczonym obszarze. Dlatego też do oceny emisji dwutlenku węgla do atmosfery wykorzystano metodę pośrednią, zakładającą całkowite i zupełne spalanie (co jest możliwe ze względu na stabilną eksploatację w ruchu pozamiejskim w zakresie stałych wartości obciążeń i prędkości obrotowej silnika). Znajac długości poszczególnych odcinków tras transportowych badanego regionu oraz liczbę poruszających się pojazdów oraz wiedząc, jaka jest średnia wartość zużycia paliw w danej grupie zidentyfikowanych pojazdów, jak również przyjmując założenie o całkowitym i zupełnym spalaniu wyznaczono średnie zużycie paliwa na trasie oraz oszacowano średnią ilość dwutlenku węgla emitowanego w badanym regionie – tabele 9.1 i 9.2. Do obliczeń ilość emitowanego CO<sub>2</sub> przyjęto za [10, 11, 69, 102] odpowiednio przeliczniki: 2,37 kg dwutlenku węgla otrzymuje się ze spalania jednego decymetra sześciennego benzyny oraz 2,62 kg CO<sub>2</sub> – dla oleju napędowego.

Tabela 9.1. Średnie wartości zużycia paliwa na poszczególnych trasach  
z podziałem na kategorie pojazdów

| Kategoria pojazdu                          | Liczba pojazdów | Średnia wartość zużytego paliwa na badanej trasie, dm <sup>3</sup> |               |
|--------------------------------------------|-----------------|--------------------------------------------------------------------|---------------|
|                                            |                 | Benzyna                                                            | Olej napędowy |
| Łączna długość trasy Wrocław–Drezno 269 km |                 |                                                                    |               |
| <3,5 tony                                  | 228             | 31,47                                                              | 27,17         |
| 3,5–12 ton                                 | 90              | –                                                                  | 57,30         |
| >12 ton                                    | 526             | –                                                                  | 101,68        |
| Łączna długość trasy Drezno–Praga 148 km   |                 |                                                                    |               |
| <3,5 tony                                  | 324             | 17,32                                                              | 14,95         |
| 3,5–12 ton                                 | 194             | –                                                                  | 31,52         |
| >12 ton                                    | 744             | –                                                                  | 55,94         |
| Łączna długość trasy Praga–Wrocław 279 km  |                 |                                                                    |               |
| <3,5 tony                                  | 197             | 32,64                                                              | 28,18         |
| 3,5–12 ton                                 | 103             | –                                                                  | 59,43         |
| >12 ton                                    | 197             | –                                                                  | 105,46        |

Tabela 9.2. Ilości dwutlenku węgla potencjalnie emitowanego do atmosfery w dniu roboczym  
podczas eksploatacji pojazdów ciężarowych zidentyfikowanych w badanym regionie

| Kategoria pojazdu | Ilość emitowanego CO <sub>2</sub> do atmosfery, kg |               |
|-------------------|----------------------------------------------------|---------------|
|                   | Benzyna                                            | Olej napędowy |
| Wrocław–Drezno    |                                                    |               |
| <3,5 tony         | 94731                                              | 271349        |
| 3,5–12 ton        |                                                    | 320352        |
| >12 ton           |                                                    | 3088721       |
| Drezno–Praga      |                                                    |               |
| <3,5 tony         | 73131                                              | 209369        |
| 3,5–12 ton        | –                                                  | 383396        |
| >12 ton           | –                                                  | 2408785       |
| Praga–Wrocław     |                                                    |               |
| <3,5 tony         | 83785                                              | 240018        |
| 3,5–12 ton        | –                                                  | 411045        |
| >12 ton           | –                                                  | 1221845       |

Ilość emitowanego dwutlenku węgla na poszczególnych trasach wyliczono, biorąc pod uwagę: liczbę pojazdów, jakie pokonały daną trasę z podziałem na pojazdy zasilane benzyną i olejem napędowym w danej kategorii (suma pojazdów na trasie – rys. 9.2 dla danej kategorii), średnie zużycie (tab. 9.1) oraz mnożnik emisji CO<sub>2</sub> uzależniony od rodzaju paliwa. Uzyskane dane przedstawiono w tabeli 9.2.

*Z podanych obliczeń wynika, że w badanym okresie pojazdy eksploatowane w regionie Wrocław–Drezno–Praga wyemitowały łącznie ponad 8806 ton dwutlenku węgla.*

Grupą pojazdów najbardziej obciążającą atmosferę okazały się samochody o masie powyżej 12 ton, które wyemitowały do atmosfery łącznie 6 719 351 kg CO<sub>2</sub>. Uznając średnią, akceptowalną obecnie emisję CO<sub>2</sub> na poziomie 200 g/km, można wykazać, czy zidentyfikowana emisja dwutlenku węgla dla tej kategorii pojazdów spowodowałaby konieczność płaćenia kary wynoszącej 100 Euro za każdą tonę CO<sub>2</sub> [136]. W tym celu liczbę pojazdów kategorii N3 (32 450) należy pomnożyć przez akceptowalną emisję (0,20 kg CO<sub>2</sub>/km) oraz przez całkowitą długość trasy (696 km). Uzyskano wartość 4 517 040 kg.

Różnica między poszczególnymi wartościami, tj. 6 719 351 – 4 517 040 = 2 202 311 kg wskazuje na większą od normatywnej emisję dwutlenku węgla do atmosfery, co może skutkować karą 220 200,00 Euro dziennie. Taki stan rzeczy kwalifikuje silniki spalinowe do podjęcia działań związanych z downsizingiem. Do analizy wybrano silnik o zapłonie samoczynnym Scania DC16 17 620 o objętości skokowej  $V_{ss} = 15,60 \text{ dm}^3$ , który poddano downsizingowi ze współczynnikiem  $W_d = 0,25$  – dla wartości wskaźników  $A = 0,81$  oraz  $B = 0,96$ .

Tabela 9.3. Względne zmiany wybranych parametrów dla silnika DC16 17 620 po downsizingu

| Parametr        | Względna zmiana, % |
|-----------------|--------------------|
| $\eta_v$        | +39                |
| $T_{\max}$      | 0150 8             |
| $p_{\max}$      | +26                |
| $p_i$           | +31                |
| $p_e$           | +36                |
| $\eta_m$        | +2                 |
| $\eta_e$        | +8                 |
| $g_e$           | –8                 |
| $N_e$           | –0,5               |
| CO <sub>2</sub> | –8                 |

Obliczenia wykonano stosownie do opisów zawartych w rozdziale 7, a uzyskane wyniki przedstawiono w tabeli 9.3. Otrzymane wyniki są zbieżne z opisanymi w literaturze [52, 117], chociaż są również prace [68, 105, 124], w których wyniki

wskazują na większe możliwości redukcji emisji dwutlenku węgla do atmosfery, nawet o 15%, ale przy innej architekturze systemów wsparcia niż badana przez autora, tj. zastosowania doładowania oraz zmiany faz rozrządu, a także ochłodzenia gazów spalinowych.

*Uznając wyniki niniejszego modelowania jako wartość średnią (redukcja CO<sub>2</sub> na poziomie 8%) na potrzeby wdrożenia we wszystkich silnikach kategorii N3 zidentyfikowanych na trasie badanego regionu, uzyska się efekt ekologiczny związany z mniejszą emisją dwutlenku węgla do atmosfery na poziomie 537 548 kg. Otrzymany wynik pozytywnie wpłynie na globalną ochronę środowiska w tym regionie, a pośrednio może spowodować mniejsze kary z tytułu przekroczenia norm emisji CO<sub>2</sub>.*

## 10. PODSUMOWANIE

Praca dotyczy oceny parametrów cyklu pracy silnika spalinowego w aspekcie zmiany objętości skokowej związanej z downsizingiem jako jednym z trendów rozwojowych silników spalinowych.

Idea downsizingu silnika spalinowego polega na zmniejszeniu objętości skokowej, z równoczesnym zachowaniem lub wzrostem mocy silnika w celu uzyskania efektu zmniejszonego zużycia paliwa i ograniczenia emisji dwutlenku węgla do atmosfery. Wraz z geometrycznym zmniejszeniem objętości skokowej stosuje się systemy takie, jak np. doładowanie, zmienne fazy rozrządu lub stopień sprężania dla wsparcia efektywności zmian objętości.

Zróźnicowanie objętościowych wskaźników pracy silników spalinowych, występujące przy takich samych zmianach objętości skokowej, stało się podstawą rozważań nad problemem badawczym, związanym z możliwością wykazania istnienia innych parametrów niż objętość skokowa, zapewniających właściwą ocenę wpływu zmian objętości skokowej na parametry pracy silnika spalinowego, czyli:

- Cel pracy został osiągnięty.
  - Wskazano średnicę cylindra i skok tłoka oraz ich zmiany przed i po downsizingu jako współczynniki do określania efektywności zmian objętości skokowej silnika.
  - Współczynniki te posłużyły do zdefiniowania bezwymiarowego wskaźnika downsizingu.
  - Wykazanie zależności między parametrami cyklu pracy silnika i współczynnikami związanymi ze średnicą cylindra i skokiem tłoka umożliwia prowadzenie dokładniejszych analiz cyklu pracy silnika niż te, które ujmują objętość skokową jako niepodzielną wielkość fizyczną w dotychczas stosowanych ocenach.
  - Współczynniki zmiany średnicy cylindra i skoku tłoka posłużyły do wyprowadzenia wzoru definiującego sprawność teoretyczną uogólnionego cyklu pracy, co w opinii autora stanowi wkład do rozwoju teorii silnika spalinowego.
- Prowadząc analizę zmian objętości skokowej silnika spalinowego określono trzy jej możliwe sposoby, które opisano z zastosowaniem wskaźnika downsizingu i sprawności cyklu wyznaczonej według opracowanego wzoru.



- Analiza termodynamicznych cykli pracy silników spalinowych prowadzona była według założeń dotyczących cykli porównawczych. Dane wejściowe stanowiły wyniki badań silników rzeczywistych, co stwarzało możliwość dopasowania modelu do obiektów rzeczywistych. Badanymi silnikami była grupa objęta konkursem *Engine of the Year* w latach 1999–2013, zaliczanych do najlepszych na świecie w swoich kategoriach.

- Zgromadzone i uporządkowane dane zestawiono w postać unikatowych zbiorów silników objętych konkursem *Engine of the Year*, co stanowi wartość dodaną niniejszej pracy.

- Ocena silników z grupy *Engine of the Year* umożliwiła identyfikację objętościowych wskaźników mocy, momentu i emisji dwutlenku węgla do atmosfery. Obiektami badań były zarówno silniki o zapłonie iskrowym, jak i o zapłonie samoczynnym.

Analizując dane techniczno-eksploatacyjne silników objętych konkursem *Engine of the Year* wykazano proekologiczne działania w rozwoju silników spalinowych, podkreślając istotne zmiany objętościowych wskaźników: mocy, momentu i emisji dwutlenku węgla do atmosfery. Z dokonanej oceny wynika, że współczesne silniki spalinowe powinny charakteryzować się jednostkową mocą o wartości ponad  $80 \text{ kW/dm}^3$ , a emisja  $\text{CO}_2$  do atmosfery powinna być mniejsza niż  $80 \text{ g/km}$ .

Studia literaturowe dotyczące teorii i badań downsizingu silnika spalinowego wykazały ograniczony zbiór prac i analiz prowadzonych do chwili obecnej. Opisane w literaturze wyniki badań najczęściej odnoszą się do badań opcji downsizingowych, tj. np. bezpośredniego wtrysku, doładowania czy zmiennych faz rozrządu, marginalizując istotę zmian jednostkowych wskaźników objętościowych oraz innych zmian składowych procesów cyklu pracy silnika.

Zestawiając całościowo zgromadzony materiał badawczy innych autorów z własnymi analizami, sformułowano kilka wniosków:

- stosowanie wtrysku bezpośredniego bardzo dobrze wkomponowuje się w architekturę silnika objętego downsizingiem, uzupełnia on bowiem straty mocy powstałe w wyniku zmian geometrycznych. Z kolei dla silników bazowych, które już miały ten system zasilania, istnieje możliwość zastosowania zmian w obszarze sterowania wtryskiem tak, aby dostosować go do potrzeb downsizingu, w tym wymagań ekologicznych,

- doładowanie jest najprostszą formą wsparcia silnika objętego downsizingiem zarówno w zakresie strat mocy, jak i przez stworzenie warunków do spalania mieszanek ubogich spełniających wymagania proekologiczne,

- system recyrkulacji spalin może być wsparciem dla techniki downsizingu silnika spalinowego,

- system zmiennych faz rozrządu jest dobrym uzupełnieniem techniki downsizingu ze względu na możliwość obniżenia strat przepływu wynikających z mniejszych wymiarów zaworów oraz przez zapewnienie lepszego napełnienia cylindra dla zachowania lub zwiększenia sprawności efektywnej silnika,

- system zmiennego stopnia sprężania może być uznawany za jedną z form downsizingu dynamicznego, ale nie jako system wsparcia. W silniku objętym downsizingiem wspomaga on proces zmniejszenia wymiarów geometrycznych komory spalania, sprzyja obniżeniu temperatury gazów spalinowych oraz poprawia sprawność termodynamiczną i zapobiega znacznym stratom ciepła.

Zadania badawcze, służące identyfikacji celu pracy przyczyniły się do sformułowania następujących wniosków:

- modelowanie zmian objętości skokowej silnika umożliwia ocenę zmiany parametrów i wskaźników cyklu pracy, wyznaczanych na podstawie dotychczasowego stanu wiedzy w teorii silników spalinowych, jak również wyznaczania ich wartości dla różnych współczynników zmian średnicy cylindra i skoku tłoka. Potwierdza to słuszność wykorzystania ich do oceny efektywności downsizingu silnika,

- zastosowanie sprężonego gazu ziemnego jako paliwa alternatywnego umożliwia i sprzyja spełnieniu ekologicznych wymogów eksploatacji silnika poddanego downsizingowi; efekty te w istotny sposób zależą od relacji dokonywanych zmian średnicy cylindra i skoku tłoka,

- wartości współczynników określające zmiany średnicy cylindra i skoku tłoka mogą decydować o konieczności zmiany materiału lub technologii wykonania istotnych elementów silnika. Przeprowadzona ocena wpływu współczynników określających zmiany objętości skokowej silnika na parametry konstrukcyjne elementów mechanizmu korbowo-tłokowego wskazuje na możliwość powodowania różnych skutków zmiany badanych parametrów, a to może wpływać na prawidłowość podejmowanych decyzji na etapie projektowania, konstruowania i eksploatacji silnika,

- w pracy wykazano synergię systemów towarzyszących downsizingowi przez to, iż wypadkowy, efekt downsizingu jest lepszy niż otrzymywane z downsizingów cząstkowych, które oceniane są w aspekcie różnych wskaźników prac silnika otrzymywanych w wyniku zmniejszenia objętości skokowej silnika. Należy jednak zaznaczyć, że wniosek ten dotyczy konkretnych, rozpatrywanych w pracy przypadków i nie można go uogólniać, ponieważ wyniki te należałoby zweryfikować eksperymentalnie według badań obiektów rzeczywistych.

W ramach realizacji badań własnych rozszerzono zakres prac o zadania związane z tzw. dodanymi wartościami downsizingu, czyli zmianą masy silnika i prognozą emisji dwutlenku węgla w obiektach rzeczywistych.

Na przykładzie jednego z silników, zbudowanego z typowych elementów i zespołów tak pod względem konstrukcyjnym jak i materiałowym, stwierdzono, że zmniejszenie objętości skokowej przez zmianę średnicy cylindra powoduje największą zmianę masy silnika, która w wykonanej analizie wyniosła minus 7,266%. Najmniejsze zmiany masy silnika powoduje *downsizing mieszany*. Przedstawiony w pracy przykład obrazuje możliwości zmniejszania masy jako dodanej wartości podczas realizacji downsizingu.

Oceniając efekt ekologiczny (według wcześniejszego modelowania zmian emisji dwutlenku węgla do atmosfery, które wykazało średnią redukcję na poziomie 8%), w procesie użytkowania w pełni zidentyfikowanych samochodów ciężarowych kategorii N3, eksploatowanych na wybranych trasach, o znanej charakterystyce nasilenia ruchu, ustalono wartość spodziewanej redukcji emisji CO<sub>2</sub> na poziomie 537 548 kg. Otrzymany wynik pozytywnie wpłynie na globalną ochronę środowiska, a pośrednio może spowodować niższe kary nakładane z tytułu przekroczenia norm określających dopuszczalne wartości emisji CO<sub>2</sub>.

W pracy wykazano możliwość kompleksowej oceny efektywności downsizingu, przez wskazanie wielkości zmian w ramach downsizingów częściowych. Możliwa jest identyfikacja ewentualnych zagrożeń w przypadku przekroczenia dopuszczalnych wartości danego parametru. Analiza tych zmian umożliwia stosowanie indywidualnych opcji technicznych, ale również zapewnia budowanie właściwej architektury zbioru zespołów, węzłów i detali tworzących silnik spalinowy.

Możliwe jest również działanie odwrotne, kiedy po założonej dopuszczalnej wartości zmiany wybranego parametru można wskazać potencjalny poziom wskaźnika downsizingu, a następnie dobrać wielkości wprowadzanych zmian. Odmiennosc zmian parametrów pracy silnika spalinowego dla downsizingu mieszanego oznacza konieczność podjęcia prac badawczych nad usystematyzowaniem zależności między wskaźnikiem downsizingu, parametrami termodynamicznymi cyklu pracy oraz parametrami konstrukcyjnymi silnika.

## LITERATURA

- [1] Ambroszko W., Kaźmierczak A., Kolanek C., Kułażyński M., Reksa M., Sroka Z.J., Walkowiak W., Zabłocki W., *Samochód XXI wieku*, Raport IKiEM PWr., seria PRE 4, Wrocław 2001.
- [2] Ambrozik A., *Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2003.
- [3] Ambrozik A., *Analiza cykli pracy czterosurowych silników spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2010.
- [4] Ambrozik A., Jakóbiec J., Kruczyński D., *Wpływ zasilania silnika AD3.152 różnymi paliwami na parametry i wskaźniki cyklu pracy*, International Scientific Conference KONES 2006, Kraków–Zakopane, wrzesień 2004, 7–16.
- [5] Ambrozik A., Marczenko A.P., Poniewski M., Szokotow N.K., *Analiza egzergy silników spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 1998.
- [6] Ambrozik A., Danilczyk W., Kruczyński S.W., *Simulation of on indicato diagram of a diesel engine*, Polish Academy of Sciences Branch in Lublin, Comission of Motorization and Energetics in Agriculture, Vol. III, Lublin 2003, 12–17.
- [7] Antol M., Niewczas A., *Motoryzacyjne skażenie środowiska – badanie emisji składników toksycznych spalin pojazdów samochodowych eksploatowanych na terenie Lublina*, Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability 1(13)/2002, 13–24.
- [8] Atkins R.D., *A century of high performance engine testing*, Combustion Engines 4/2005, 3–18.
- [9] Augustynowicz J., Dudek D., Sozański L., *Metodyka oceny stopnia degradacji konstrukcji maszyn roboczych*, Materiały 30 Krajowej Konferencji Badań Nieniszczących, Szczyrk, październik 2001, 103–108.
- [10] Baczewski K., Kałdoński T., *Paliwa do silników o zapłonie samoczynnym*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2004.
- [11] Baczewski K., Kałdoński T., *Paliwa do silników o zapłonie iskrowym*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2005.
- [12] Banyś K., Michałowski R., Tkaczyk M.Ł., *Pomiary poligonowe i badania numeryczne układu dolotowego silnika adaptowanego do zasilania CNG*, Inżynieria Maszyn, 2012, 17, 84–92.
- [13] Bątkowski H., Stanik Z., *Wykorzystanie analizy MES do wyjaśnienia wpływu czynników eksploatacyjnych na awaryjne zużycie tłoka w silniku o zapłonie samoczynnym*, Mechnik nr 4/2010, 298–299.
- [14] Bielaczyc P., Woodburn J., *Global trends in emissions regulation and reduction*, Combustion Engines 3/2010 (142), 3–27.
- [15] Björnsson H., Burgdorf K., Rydquist J.-E., Backland O., *Downsizing a rocky road to CO<sub>2</sub> reduction and excellent driveability*, Seminar Proceedings IMechE, Fuel Economy and Engine Downsizing, London, 13 May 2004, 1–4.
- [16] Blair G.P., *Design and Simulation of Four-Stroke Engine*, Society of Automotive Engineers, Warrendale 1999.
- [17] BMW, *BMW 530i Manual*, Bayerische Motoren Werke, München 2002.

- [18] Bosch Robert GmbH, *Napędy hybrydowe, ogniwa paliwowe i paliwa alternatywne*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2010.
- [19] Brzeżański M., Śliwiński K., *Downsizing nowy kierunek rozwoju silników samochodowych*, Silniki Spalinowe 2/2004 (119), 3–11.
- [20] Budzianowski W., Miller R., Gnutek Z., *Modifications of a gas recuperation cycle for catalytic combustion of low calorific fuels in a gas turbine*, Termodynamika w nauce i gospodarce. T. 1, praca pod. red. Zbigniewa Gnutka i Władysława Gajewskiego, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008, 116–121.
- [21] China *Lightweight Vehicle Summit* 2013, Beijing, May 27–30, 2013.
- [22] Chłopek Z., *The methods of synthetic assessment of emissions from combustion engines*, Combustion Engines 4/2009 (139), 68–76.
- [23] Chougule S. S., Khatawat V.H., *Piston Strength Analysis Using FEM*, International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA), ISSN: 2248-9622, Vol. 3, Iss. 2, March–April 2013, 1724–1731.
- [24] Ciopolla G., *Diesel perspective In global market vision*, Combustion Engines 2/2007 (129), 33–37.
- [25] Craig J.R., Voughou D.J., Skinner B.J., *Zasoby Ziemi*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 2003.
- [26] Delivering Aggressive Vehicle Lightweighting Through Identifying Cost Effective Multi-Material Solutions, Detroit–Michigan, August 21–22, 2013.
- [27] Design Data, *Databook of Engineers*, Compiled by PSG college of Technology Coimbatore, Published by Kalaikathir Achchagam Coimbatore ©1968, Reprinted in January 2010.
- [28] Drela I., Jankowski A., Mikiewicz K., Sroka Z.J., *Badania jakości powłok chromowych w tulejach cylindrowych wykonanych według technologii o zwiększonej wydajności procesu produkcji*, Materiały konferencyjne KONES'89, Wrocław–Polanica Zdrój, 8–10 listopada 1989, 63–72.
- [29] Dudek D., *Prolegomena to the degradation of technical system*, Journal of Transdisciplinary System Science, 1998, Vol. 3, No. 2, 2–5.
- [30] Dudek D., *Wybrane problemy degradacji maszyn roboczych*, Zeszyty Naukowe Politechniki Białostockiej, Nauki Techniczne, Budowa i Eksploatacja Maszyn, 2001, z. 8, 107–117.
- [31] Dudek D., *Pytanie o naturę zmian degradacyjnych w obiektach technicznych*, Problemy Maszyn Roboczych, 2004, z. 23, 25–44.
- [32] Fisher C.H., *Carburation*, Vol. III, Spark-Iquition Engines Fuel Injection Systems, Chapman & Hall, London 1966.
- [33] Flierl R., Schmitt S., Kleiner G., Esch H.J., Dismon H., *Univalve – a fully variable mechanical valve lift system for future internal combustion engines*, Magazine ATZ 2011(04), 34–39.
- [34] Fraser A.D.J., *How Low can we go? Challenges and opportunities of Engine Downsizing to reduce CO<sub>2</sub> Emissions*, Seminar Proceedings IMechE, London, 9 February 2011, 1–9.
- [35] Fraser N., Bassett M., *Extreme Engine Downsizing with a single Turbocharger – 100 kW/l and 30 bar BMEP*, Seminar Proceedings (IMEchE, London, 9 February 2011, 31–45.
- [36] Ghodake A.P., Patil K.N., *Piston Design and Analysis by CAE Tools*. IOSR, Journal of Engineering, ISSN: 2250-3021, ISBN: 2878-8719, 33–36.
- [37] Gis M., Gis W., *Wybrane zagadnienia dotyczące ograniczenia emisji CO<sub>2</sub> z silników spalinowych pojazdów samochodowych kategorii M i N*, Silniki Spalinowe 1/2012 (148), 53–61.
- [38] Gnutek Z., Chorowski M., Walendziewski J., Kułczyński M., Surma A., *Opracowanie regionalnego programu – Energia*, Raporty ITC. PWr., Ser. SPR nr 17, Wrocław 2007.
- [39] Gnutek Z., Nemś A., Pomorski M., *Badania niestechiometrycznego spalania mieszanek wzbogaconych w tlen w silnikach cieplnych o zapłonie iskrowym*. Materiały XIV Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy, SWCIM – 2010, Międzyzdroje, 6–9 września 2010, Wydawnictwo Uczelniane Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego, Szczecin 2010, 217–224.

- [40] Gnutek Z., Kolasiński P.K., *Application of volumetric machines in micro steam power plants*, Archiwum Energetyki, 2010, t. 40, nr 1/2, 63–74.
- [41] Gnutek Z., Pietrowicz S., *Wstępna analiza procesu napełniania i opróżniania butli gazowych*. Gaz ziemny do napędu silników pojazdów maszyn i urządzeń, III konferencja naukowo-techniczna, Wałbrzych, 4–5 czerwca 2009, 41–51.
- [42] Gnutek Z., Nemš A., *Tendencje rozwoju maszyn i urządzeń energetycznych w erze miniaturyzacji*, Termodynamika w nauce i gospodarce, t. 1, Oficyna Wydawnicza PWr., Wrocław 2008, 318–324.
- [43] Gnutek Z., Bryszewska-Mazurek A., *The thermodynamic analysis of multicycle ORC engine*, Energy, 2001, Vol. 26, No. 12, 1075–1082.
- [44] Gnutek Z., Bryszewska-Mazurek A., *Analiza termodynamiczna wieloobiegowej mikrośilowni C-R*. Materiały konferencyjne XVII Zjazdu Termodynamików, t. 1, Zakopane, 6–11.09.1999, 395–402.
- [45] Gnutek Z., *Gazowe objętościowe maszyny energetyczne – podstawy*, Oficyna Wydawnicza PWr., Wrocław 2004.
- [46] Gołabek A., Kuśmidrowicz J., Sroka Z.J., *Dane wyjściowe do normatywu zużycia paliwa na autobusy*, Raport IKiEM PWr., Seria SPR 135, Wrocław 1988.
- [47] Górniak A., Michałowski R., Tkaczyk M.Ł., *Computational fluid dynamic simulation of a combustion engine powered by compressible natural gas*, Polish Journal of Environmental Studies, 2012, Vol. 21, No. 5A, 85–89.
- [48] Greer J.M., *Not the Future we Ordered: Prak Oil Psychology and the Myth of Progress*, Kindle Edition, Feb. 2013.
- [49] Heywood J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw HiU International Editions 1989.
- [50] Horowitz J.M., Parrondo J.M.R., *Thermodynamics. A Stirling effort*, Nature Physics 8/2012, 108–109.
- [51] Hudson C., *The Blade Compressor – Meeting Downsized Engine's Requirements*. Seminar Proceedings IMechE, London, 9 February 2011, 47–58.
- [52] Janhunen T., *Engine downsizing*, Engine Technology International Magazine, September 2005.
- [53] Janicka A., Sroka Z.J., Walkowiak W., *The analysis of diesel engine performance equipped with inner catalyst*, Combustion Engines, 2011, Vol. 50, No. 3, 1–5.
- [54] Janicka A., Sroka Z.J., Walkowiak W., *The effect of inner catalyst application on diesel engine performance*, Journal of Polish CIMAC, 2010, Vol. 5, No. 1, 59–68.
- [55] Jenteges M., van der Weem D., Kemper H., Pishinger M., *Optimized Activation of a Downsizing Concept with Electrical Boost*, MTZ 04/2006, Vol. 67.
- [56] Jezierski J., *Technologia tłokowych silników wysokoprężnych*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1999.
- [57] Jędrzejowski J., *Obliczanie tłokowego silnika spalinowego*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1971.
- [58] Kammeyer J., Natkaniec C., Seume J.R., *Influence of tip-gap losses on the stage efficiency of downsizing turbocharger turbines*. Proceedings of 9th International Conference on Turbochargers and Turbocharging (IMechE) 10.1243/17547164C0012010023, London, 19–20 May 2010, 293–306.
- [59] Kasedorf J., *Układy wtryskowe i katalizatory*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1998.
- [60] Kaźmierczak A., *Tarcie i zużycie zespołu tłok-pierścienie-cylinder*, Oficyna Wydawnicza PWr., Wrocław 2005.
- [61] Kemper H., Baumgarten H., Hebermann K., Imren Yapici K., Pishinger S., *On the road towards Consequent Downsizing*, MTZ Worldwide 5/2003, Vol. 54, 16–18.
- [62] King J., *Application of Synergistic Technologies to Achieve High Levels of Gasoline Engine Downsizing*, Seminar Proceedings IMechE, London, 9 February 2011, 59–72.
- [63] Kneba Z., Makowski S., *Zasilanie i sterowanie silników*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2004.



- [64] Kolanek C., Sroka Z.J., Walkowiak W., *Laboratory tests of emission revolution systems for inland water transport*, Raport IKiEM PWr., Seria SPR nr 44, Wrocław 2003.
- [65] Kowalewicz A., *Teoria Samochodu – Tworzenie mieszanki i spalanie w silnikach o zapłonie iskrowym*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1984.
- [66] Kowalewicz A., *Podstawy procesów spalania*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2000.
- [67] Kozaczewski W., *Konstrukcja grupy tłokowo-cylindrowej silników spalinowych*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2004.
- [68] Kuhlbach K., Mehring J., Bormann D., Friedfeld R., *Zylinderkopf mit integriertem Abgaskrümmer für Downsizing-Konzept*, Magazine MTZ, 2009(69), 286–293.
- [69] Kułczyński M., *Geen Fuels*, PrintPAP, Wrocław–Łódź 2011.
- [70] Kułczyński M., Reksa M., Zarudzka E., *Wpływ dodatków estrów metylowych na właściwości biodiesla i toksyczność spalin silnika Diesla*, Journal of KONES, 2006, Vol. 13, No. 4, 307–318.
- [71] Kuśmidrowicz J., Sitnik L., Sroka Z.J., *Praca nad krajowymi zamiennikami łożysk ślizgowych do silników International Harvester DT 466 – dalszy etap*. Materiały konferencyjne KONES '88, Poznań–Białejewko, 6–9 grudnia 1988, 176–182.
- [72] Kuśmidrowicz J., Sitnik L., Sroka Z.J., *Praca nad krajowymi zamiennikami łożysk ślizgowych do silników International Harvester DT 466*. Materiały konferencyjne KONES '87, Lublin–Kazimierz Dolny, 25–27 listopada 1987, 223–231.
- [73] Kuśmidrowicz J., Sitnik L., Sroka Z.J., *Zużycie łożysk ślizgowych w silniku DT 466*. Materiały konferencyjne KONES '92, Wrocław–Szklarska Poręba, 22–23 września 1992, 287–292.
- [74] Kuśmidrowicz J., Sroka Z.J., *Analiza funkcjonalna zużycia tulei cylindrowych silnika wysokoprężnego 6CT107*. Materiały konferencyjne KONES '91, Poznań–Białejewko, 5–8 listopada 1991, 47–50.
- [75] Kwaśniewski S., Sroka Z.J., Zabłocki W., *Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych*, Oficyna Wydawnicza PWr., Wrocław 1999.
- [76] Lake T., Stokes J., Murphy R., *Downsized DI Gasoline Engines for Low CO<sub>2</sub>*. Seminar Proceedings IMechE, Fuel Economy and Engine Downsizing, London, 13 May 2004, 49–55.
- [77] Lejda K., *Systemy wtryskowe szybkoobrotowych silników wysokoprężnych i tendencje ich dalszego rozwoju*, Silniki Spalinowe 4/2005 (123), 19–30.
- [78] Lejda K., Woś P., *Fuel Injection in Automotive Engineering – simulation of combustion process in direct injection diesel engine based on fuel injection characteristics*, InTech., 2012.
- [79] Lenz H.P., *Important Topics and conclusions from the 29th International Vienna Motor Symposium*, Combustion Engines 3/2008 (134), 3–12.
- [80] Lenz H.P., *30 International Vienna Motor Symposium. 7–8 May 2009 – Report on the occasion of the International Congress PTNSS on Combustion Engines 2009 in Opole*, Combustion Engines 2/2009 (137), 150–154.
- [81] Lenz H.P., *Mixture Formation in Spark-Igition Engines*, SAE-Springer Verlage, Wien 1992.
- [82] Luft S., *Podstawy budowy silników*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2006.
- [83] McAllister M.J., Buckley D.J., *Future gasoline engine downsizing technologies – CO<sub>2</sub> improvements and engine design considerations Internal Combustion Engine: Performance, Fuel economy and Emission Conference Proceedings* Chamdos Publishing, ISBN 1 84 334 6079, London, 8–9 December 2009.
- [84] Mehrdad E., *Modern Electric, Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals Theory and Design*, Florida 2005.
- [85] Merksiz J., *Wpływ motoryzacji na skażenie środowiska naturalnego*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1994.
- [86] Merksiz J., Pielecha J., Radzimirski S., *Emisja zanieczyszczeń motoryzacyjnych w świetle nowych przepisów Unii Europejskiej*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2012.
- [87] Merksiz J., Pielecha J., *Alternatywne paliwa i układy napędowe pojazdów*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2004.

- [88] Merkisz J., Radzimirski S., *Pollutant emissions from Road transportation in the year 1970–2005 in Poland*, Combustion Engines Scientific Magazine, No. 2007–SC3, 4–13.
- [89] Merkisz J., Radzimirski S., *Analiza możliwości spełnienia wymagań przepisów Unii Europejskiej dotyczących emisji dwutlenku węgla z pojazdów samochodowych za pomocą środków innych niż konstrukcyjne*, Silniki Spalinowe 4/2011 (147), 22–34.
- [90] Michałowski R., Miksiewicz K., Tkaczyk M.Ł., *Numerical comparative analysis of the combustion process in an engine powered by CNG*, Silniki Spalinowe, 2012, Vol. 51, No. 1, 62–70,
- [91] Michałowski R., Więckowska J., Malewski S., *Zastosowanie metanu jako paliwa do napędu silników*, Rynek Energii, 2006, nr 4, 20–24,
- [92] Mitianiec W., Bac G., *Bezkrzywkowy hydrauliczny system sterowania zaworów w silnikach spalinyowych*, Silniki Spalinowe 3/2011 (146), 28–37.
- [93] Morrins G., *Combining Gasoline Downsizing and Micro/Mild Hybrid Technology for “No Compromise” CO<sub>2</sub> Reduction*. Seminar Proceedings IMechE, London, 9 February 2011, 11–29.
- [94] Mysłowski J., *Wpływ doładowania na właściwości rozruchowe silnika wysokoprężnego z wtryskiem bezpośrednim*, Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej, nr 363, Szczecin 1988.
- [95] Nakano K., *Development of the Engine and IMA System for the New Honda Civic*. Seminar Proceedings IMechE, Fuel Economy and Engine Downsizing, London, 13 May 2004, 17–22.
- [96] Naoto K., *CO<sub>2</sub> reduction in Automotive Development*, Toyota Technical Review 1998, Vol. 47 (2).
- [97] Niewczas A., *Trwałość zespołu tłok – pierścienie tłokowe – cylinder silnika spalinowego*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1998.
- [98] Niewczas A., Koszałka G., *Niezawodność silników spalinowych – wybrane zagadnienia*, Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 2003.
- [99] Nowakowski T., *Metodyka prognozowania niezawodności obiektów mechanicznych*, Oficyna Wydawnicza PWR., Wrocław 1999.
- [100] Pawłowski M., *Alternative Drive Systems*, Wydawnictwo PrintPap, Łódź 2011.
- [101] Pischinger S., *Verbrennungskraftmaschinen I*, RWTH Aachen, Aachen 2011.
- [102] Podniało A., *Paliwa oleje i smary w ekologicznej eksploatacji – poradnik*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2002.
- [103] Postrzednik S., Żmudka Z., *Podstawowe aspekty oraz procedury niezależnego sterowania zaworami silnika spalinowego*, Silniki Spalinowe, 2007-SCI-098, 88–97.
- [104] Qu X., LIAO L. Jio Q., *Analysis of Conpling Stess of piston under Thermal and Mechanical Load*, Journal of Chongqing Institute of Technology (Natural Science), 2008–2012.
- [105] Ramos J.I., *Internal Combustion Engine Modelling*, American Publication Corporation Hemisphere 1989.
- [106] Regulation (EC) nr 2009/33/WE of the European Parliament and of the Council – *On the promotion of clean and energy-efficient road transport vehicles*, Brussels 2009.
- [107] Reksa M., Sroka Z.J., *Gaz ziemny jako paliwo przyszłości dla autobusów komunikacji miejskiej*, Raport IKiEM PWR, Seria SPR nr 9, Wrocław 2009.
- [108] Reksa M., Walkowiak W.W., *Paliwa przyszłości. Gaz ziemny do napędu silników pojazdów maszyn i urządzeń*. IV konferencja naukowo-techniczna, Wrocław, 1–2 czerwca 2011, 69–80.
- [109] Reksa M., *The application of non-converted vegetable oils in contemporary self-ignition engines*, Journal of KONES, 2009, Vol. 16, No. 4, 385–391,
- [110] Robinson T., Johnson G., Slovnick D., *International Engine of the year awards 2013*, Engine Technology International Magazine, June 2013, 1–44.
- [111] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T., *Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych*, Oficyna Wydawnicza PWR., Wrocław 2000.
- [112] Rusiński E., Smolnicki T., *Rozwój metod obliczeniowych w budowie maszyn i pojazdów*, Przegląd Mechaniczny, 2010, vol. 69, nr 6, 17–24.

- [113] Rychter T., Teodorczyk A., *Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego*, Państwowe Wydawnictwa Naukowe, Warszawa 1990.
- [114] Sitnik L., *Ekopaliwa silnikowe*, Oficyna Wydawnicza PWr., Wrocław 2004.
- [115] Sitnik L., *Kinetyka zużycia*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1989.
- [116] Skinner I., von Essen H., Smokers R., Hill N., *EU Transport GHG; Routes to 2050*, AEA Final Report, June 2010.
- [117] Smith A., *Stroke of genius for gasoline downsizing Ricardo Quartevly Reviev Q3*, 2008, 8–14.
- [118] Sroka Z.J., Kułażyński M., *Problem jakości paliwa a parametry pracy silnika spalinowego*. Materiały konferencyjne X konferencji Innowacje w motoryzacji a ochrona środowiska, Słupsk, 25.05.2007, 393–399.
- [119] Sroka Z.J., Kułażyński M., *Paliwa alternatywne na polskim rynku – ich właściwości i wpływ na środowisko*, Materiały konferencyjne X konferencji Innowacje w motoryzacji a ochrona środowiska, Słupsk, 25.05.2007, 385–391.
- [120] Sroka Z.J., *Thermodynamics cycle of combustion engine with hydrogen fuelling*, Journal of KONES, 2007, Vol. 14, No. 3, 573–578.
- [121] Sroka Z.J., *Durability of engine components due to alternative fuels*, Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability, No. 4, 2007, 9–15.
- [122] Sroka Z.J., Kułażyński M., Zablocki W., *Influence of biofuel addition to diesel oil on its properties and engine performance*, Polish Journal of Environmental Studies, 2009, Vol. 18, No. 1 B, 216–219.
- [123] Sroka Z.J., Kułażyński M., Kawaliło P., *The Project of automation of synthesis of fatty acid methyl ester as an additive for diesel fuel*, Advanced Materials Research, 2012, Vol. 590, 68–72.
- [124] Sroka Z.J., *Some aspects of thermal load and operating indexes after downsizing for internal combustion engine*, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, online on SpringerLink, 10.1007/s10973-011-2064-x, 2012.
- [125] Sroka Z.J., *Micro machines – the concept of engine downsizing*, Engine Technology International, Januray 2009, 58–62.
- [126] Sroka Z.J., *Thermal load of tuned piston*, Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2012, Vol. 12, No. 3, 342–347.
- [127] Sroka Z.J., Kułażyński M., Kaczmarek J., Michałowski R., *Application of carbon adsorbent to methane starawe in fuel tanks of vehicles*, Polish Journal of Environmental Studies, 2009, Vol. 9, No. 1B, 211–215.
- [128] Sroka Z.J., *Problemy degradacji cieplnej elementów silnika spalinowego*, Węgiel Brunatny, wrzesień 2000, 105–109.
- [129] Steenkan P.G., Le Phan K., Goossens M.J., Koops G.E., Brom G.J.A., van der Avoort C., van Beek J.T.M., *Piezoresistive heat engine and refrigerator*, Nature Physics 7/2011, 354–359.
- [130] Stelmasiak Z., Matyjasik M., *Symulacja procesu spalania w dwupaliwowym silniku z dzieloną dawką oleju napędowego*, Silniki Spalinowe 4/2012, 43–54.
- [131] Stelmasiak Z., Matyjasik M., *Możliwości wykorzystania dwupaliwowego silnika ZS zasilanego głównie gazem ziemnym CNG w transporcie kołowym*, Logistyka 3/2012.
- [132] Sun J., Wang J., *A review of Finite Element Analysis for Component of Internal Combustion Engine*, Internal Combustion Engines 2004.
- [133] Szczepaniak C., *Motoryzacja na przełomie epok*, Wydawnictwa Naukowe PWN, Warszawa 2000.
- [134] Taylor R.I., *Engine Downsizing – Lubrication Implication*, Seminar Proceedings IMechE, Fuel Economy and Engine Downsizing, London, 13 May 2004, 83–99.
- [135] Tierney M.L., Murphy C.J., Jewell A.D., Baber A.E., Iski E.V., Khadarerdian H.Y., McGure A.F., Klebanow N., Sykes Ch.H., *Experimental demonstration of a single molekule electric motor*, Nature Nanotechnology 6, 04.09.2011, 625–629.

- [136] Tong R.E., Sanyol A., *Lower energy penalty CO2 capture system*, Carbon Capture Journal, March 04, 2012.
- [137] Turner J.W.G., Pearson R.J. Kenchington S.A., *Concepts for improved fuel economy from gasoline engines*, International Journal of Engine Research (IMechE) 03504, 2005, Vol. 6, 137–157.
- [138] Wajand J.A., Wajand J.T., *Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1993.
- [139] Walkowiak W., Kolanek C., Sroka Z.J., *Element filtrujący cząstek stałych, zwłaszcza sadzy*, Patent, Polska nr 202891, 2009.
- [140] Walsch M.P., *Motor Vehicle Pollution Control: A Global Update 2011*. ICCT Summit Proceedings of the 7th Meeting of the Council on Clean Transportation, Mexico, 28–30 March 2011.
- [141] Walsh M.P., *Global trends in motor vehicle pollution control: a 2011 update – part 1*, Combustion Engines 2/2011 (145), 106–117.
- [142] Walsch M.P., *Global trends in motor vehicle pollution control: a 2011 update – part 2*, Combustion Engines 3/2011 (146), 53–58.
- [143] Walsch M.P., *Global trends in motor vehicle pollution control: a 2011 update – part 3*, Combustion Engines 4/2011 (167), 98–103.
- [144] Warnecke W., Lueke W., Clarke L., Louis J., Kempse S., *Fuels of the Future*. Proceedings of 27th International Vienna Motor Symposium, Vienna 2006.
- [145] Weissbäck M., Howlett M., Ausserhofer M., Krapf S., *The efficiency engine – cost – effective alternative to downsizing*, Combustion Engines, No. 2/2012 (149), 3–9.
- [146] Wendeker M., *Adaptacyjne sterowanie wtryskiem benzyny w silniku*, Państwowe Wydawnictwa Naukowe, Warszawa 2000.
- [147] Wendeker M., *Sterowanie napełnieniem w silniku samochodowym*, Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 1999.
- [148] Więckowska J., Michałowski R., Wyrwas G., *Problemy ochrony środowiska w aspekcie spalania paliw silnikowych benzynowych i gazu ziemnego*. Gaz ziemny do napędu silników pojazdów maszyn i urządzeń. Konferencja, Wrocław–Polanica Zdrój, 16–17 czerwca 2005, 7–18.
- [149] Wijetunge R., Criddle M., Dixon J., Morris G., *Retaining Driveability in Aggressively Downsized Diesel Engines*. Seminar Proceedings IMechE, Fuel Economy and Engine Downsizing, London, 13 May 2004, 41–47.
- [150] Wirth M., Zimmermann D., Friedfeldt R., Caine J., Schamel A., Davies N., Peivce G., Storch A., Ries Müller K., Gansert K.P., Pilgram G., Ortmann R., Würfel G., Gerhardt J., *A Cost Optimised Gasoline Spray Guided Direct Injection System for Improved Fuel Economy*. Seminar Proceedings IMechE, Fuel Economy and Engine Downsizing, London, 13 May 2004, 5–9.
- [151] Wiślocki K., *Kierunki rozwoju współczesnych źródeł napędu w świetle dyskusji panelowej na II Międzynarodowym Kongresie PTNSS*, Silniki Spalinowe 2/207 (129), 38–53.
- [152] Wiślocki K., Pielecka I., Czajka J., Maslennikov D., *Jakościowa analiza rozpylenia paliwa ciekłego w wysokociśnieniowych piezoelektrycznych układach wtryskowych*, Silniki Spalinowe 4/2010 (143), 31–44.
- [153] Wiśniewski S., *Obciążenia cieplne silników spalinowych*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1972.
- [154] Zhao H., Ma T., *Fuel Economy and Emission Analysis of a PFI Gasoline Engine with CAI/HCCI Combustion*. Seminar Proceedings IMechE, Fuel Economy and Engine Downsizing, London, 13 May 2004, 29–36.
- [155] [www.eaa.be](http://www.eaa.be) *Automotive Aluminium Manual*, European Aluminium Association, 2011.
- [156] [www.ifpenergiesnouvelles.com](http://www.ifpenergiesnouvelles.com) *Mastering engine downsizing*, 1999.
- [157] [www.dupont.com](http://www.dupont.com) *Vehicle weight reduction for optimal performance*, sierpień 2013.



## PODZIĘKOWANIA

Niniejsza książka jest dziełem autorskim, ale nie powstałaby gdyby nie udział wielu osób, zwłaszcza w badaniach, których złożoność wymaga więcej niż dwóch rąk. Dlatego dziękuję Paniom: Annie Łopuszyńskiej i Aleksandrze Zbierzak oraz Panom: Łukaszowi Żyle, Damianowi Dziedziochowi oraz Maciejowi Cieślakowi.

Dziękuję wszystkim koleżankom i kolegom z Zakładu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Wrocławskiej za dyskusję nad wstępną strukturą pracy oraz niektórymi zagadnieniami zawartymi w książce.

Dziękuję pośmiertnie mojemu mentorowi Panu Docentowi Jerzemu Kuśmidrowiczowi za liczne impulsy badawcze i wiarę w człowieka.

Specjalne podziękowania należą się Panom Profesorom: Andrzejowi Ambrozikowi i Zbigniewowi Gnutkowi, którzy podjęli się trudu opiniowania tej pracy, i dzięki którym nabrała ona naukowego charakteru.

Dziękuję moim Rodzicom i Siostrze oraz Rodzinie za duchowe wsparcie.

Dziękuję mojej żonie Ewie za cierpliwość, wyrozumiałość i miłość, bez której trudno byłoby ogarnąć świat nauki z codziennymi obowiązkami.

Dziękuję również wszystkim tym, których nie wymieniłem, a którzy w jakikolwiek sposób przyczynili się do powstania tej książki.

Niniejsze opracowanie nie należy do jedynie słusznego przedstawienia materiału w nim zawartego, ale mam nadzieję, że może być ono pomocne w dalszych pracach nad teorią silników spalinowych.

Już teraz dziękuję wszystkim czytelnikom za uwagi zmierzające zarówno do udoskonalenia treści książki, jak i sposobu ich przedstawienia.

*Zbigniew J. Sroka*

## SELECTED TOPICS OF THE THEORY OF RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION ENGINES DUE TO DOWNSIZING

This book describes the scientific and engineering topics associated with the use of the idea of downsizing in relation to internal combustion engines. A new approach to the problem of assessing the phenomena of displacement change is introduced by explicitly bore and stroke assessments.

Such approach of volume changes organizes the relations between engine working cycle parameters and operational and structural factors as well as to show differences effects despite the use of the same volume changes. The book contains descriptions of types of downsizing and introduces the concept of downsizing index.

An important element of the work is a modified formula defines a thermodynamic efficiency of the engine cycle.

For the evaluation of engine parameters associated with thermodynamics, design and operation, together with the demonstration of the synergy between them, the author attempts to determine the application range of volume reduction.



## SPIS TREŚCI

|                                                                                                                                     |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Wykaz oznaczeń .....                                                                                                                | 5   |
| 1. Wprowadzenie .....                                                                                                               | 7   |
| 2. Downsizing silnika spalinowego w literaturze .....                                                                               | 13  |
| 3. Downsizing silnika spalinowego w praktyce motoryzacyjnej .....                                                                   | 27  |
| 4. Problem badawczy .....                                                                                                           | 47  |
| 4.1. Istota problemu .....                                                                                                          | 47  |
| 4.2. Główne pytanie badawcze .....                                                                                                  | 48  |
| 4.3. Cel i zakres pracy .....                                                                                                       | 48  |
| 5. Istota downsizingu silnika spalinowego .....                                                                                     | 51  |
| 6. Techniki sprzyjające wypełnieniu wymagań ekologicznych i będące wsparciem dla downsizingu silnika spalinowego .....              | 59  |
| 7. Nowy pogląd na istotę downsizingu silnika spalinowego .....                                                                      | 63  |
| 7.1. Wstęp do downsizingu .....                                                                                                     | 63  |
| 7.2. Wskaźnik downsizingu silnika spalinowego .....                                                                                 | 64  |
| 7.3. Ocena uogólnionego cyklu pracy silnika spalinowego w aspekcie downsizingu .....                                                | 69  |
| 7.3.1. Sprawność uogólnionego cyklu pracy silnika .....                                                                             | 69  |
| 7.3.2. Parametry cyklu i wskaźniki pracy silnika w funkcji współczynników zmian średnicy cylindra i skoku tłoka .....               | 77  |
| 7.3.3. Parametry cyklu i wskaźniki pracy silnika dla różnych stopni doładowania silnika objętego downsizingiem .....                | 82  |
| 7.3.4. Efekt zasilania sprężonym gazem ziemnym silnika objętego downsizingiem .....                                                 | 83  |
| 7.4. Ocena wybranych parametrów konstrukcyjnych elementów układu korbowo-tłokowego silnika spalinowego w aspekcie downsizingu ..... | 85  |
| 7.5. Znaczenie wskaźnika downsizingu w procesie projektowania silnika spalinowego .....                                             | 99  |
| 8. Wpływ downsizingu na zmianę masy silnika .....                                                                                   | 105 |
| 9. Ocena efektu ekologicznego downsizingu silników spalinowych stosowanych do napędu samochodów ciężarowych .....                   | 109 |
| 10. Podsumowanie .....                                                                                                              | 117 |
| Literatura .....                                                                                                                    | 121 |
| Podziękowania .....                                                                                                                 | 129 |
| Streszczenie w języku angielskim .....                                                                                              | 131 |

## CONTENTS

|                                                                                                                                     |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| List of symbols .....                                                                                                               | 5   |
| 1. Introduction .....                                                                                                               | 7   |
| 2. Downsizing of the combustion engine in the literature .....                                                                      | 13  |
| 3. Downsizing of the combustion engine in automotive practice .....                                                                 | 27  |
| 4. The research problem .....                                                                                                       | 47  |
| 4.1. The essence of the problem .....                                                                                               | 47  |
| 4.2. The main research question .....                                                                                               | 48  |
| 4.3. Objective and scope of work .....                                                                                              | 48  |
| 5. The essence of the internal combustion engine downsizing .....                                                                   | 51  |
| 6. Techniques which favour the fulfilment of environmental requirements and which support-downsizing of the combustion engine ..... | 59  |
| 7. A new view of the nature of the combustion engine downsizing .....                                                               | 63  |
| 7.1. Introduction to downsizing .....                                                                                               | 63  |
| 7.2. Engine downsizing indicator .....                                                                                              | 64  |
| 7.3. Study of the combustion engine operating cycle due to downsizing .....                                                         | 69  |
| 7.3.1. Efficiency of the engine operating cycle efficiency .....                                                                    | 69  |
| 7.3.2. Engine operating cycle parameters as functions of rates of changes for cylinder diameter and piston stroke .....             | 77  |
| 7.3.3. Engine operating cycle parameters for different degrees of downsized engine boost .....                                      | 82  |
| 7.3.4. The effect of fuelling downsized engine with compressed natural gas .....                                                    | 83  |
| 7.4. Evaluation of selected parameters of engine crank-piston set in context of engine downsizing .....                             | 85  |
| 7.5. The importance of the downsizing indicator at the engine design process .....                                                  | 99  |
| 8. Impact of engine downsizing on weight change .....                                                                               | 105 |
| 9. Forecasted ecological effect of implementing the downsizing concept for combustion engines in the road transport .....           | 109 |
| 10. Summary .....                                                                                                                   | 117 |
| References .....                                                                                                                    | 121 |
| Acknowledgements .....                                                                                                              | 129 |
| Summary in English .....                                                                                                            | 131 |

PRACE NAUKOWE INSTYTUTU KONSTRUKCJI I EKSPLOATACJI MASZYN  
(wydane w latach 2002–2013)

- Nr 84, Monografie nr 30, W. Wieleba, *Analiza procesów tribologicznych zachodzących podczas współpracy kompozytów PTFE ze stalą ze specjalnym uwzględnieniem ciepła tarcia*, Wrocław 2002
- Nr 85, Konferencje nr 25, *XVIII Ogólnopolska konferencja naukowo-techniczna teorii maszyn i mechanizmów*, Wrocław 2002
- Nr 86, Konferencje nr 26, *Pojazdy szynowe 2002*, Wrocław 2002
- Nr 87, Konferencje nr 27, *XXV Jubileuszowa Szkoła Tribologiczna „Tribologia na progu trzeciego tysiąclecia”*, Wrocław 2002
- Nr 88, Monografie nr 31, A. Kaźmierczak, *Wpływ zastosowania powłoki cermetalicznej na procesy tribologiczne w uszkodzeniu pierścieniowym silników spalinowych*, Wrocław 2002
- Nr 89, Monografie nr 32, A. Kaźmierczak, *Fizyczne aspekty strat na tarcie w zespole tłok–pierścień–cylinder*, Wrocław 2005
- Nr 90, Monografie nr 33, I. Rydzanicz, *Struktura przestrzeni zadań technicznych w kontekście twórczości projektowo-konstrukcyjnej*, Wrocław 2005
- Nr 91, Monografie nr 34, W. Śródka, *Model biomechaniczny ludzkiej gałki ocznej*, Wrocław 2010



Politechnika  
Wrocławska

Biblioteka Główna

372555L/1



Wydawnictwa Politechniki Wrocławskiej są do nabycia w księgarni  
plac Grunwaldzki 13, 50-377 Wrocław, budynek D-1 PWr., tel. 71 3 44 44 44  
Prowadzimy sprzedaż wysyłkową: [zamawianie.ksiazek@pwr.wroclaw.pl](mailto:zamawianie.ksiazek@pwr.wroclaw.pl)

ISSN 0324-962X