

Jan FILIPCZYK

SYSTEMY DOŁADOWANIA SILNIKA O ZAPŁONIE ISKROWYM JAKO METODA DOWNSIZING

Streszczenie. Obiektem badań był silnik ze zmodyfikowanymi układami dolotowym i wylotowym. Modyfikacja układów dolotowego i wylotowego polegała na dostosowaniu ich do zamontowania turbosprężarek oraz czujników pomiarowych. Zastosowanie systemu doładowania z turbosprężarkami w silniku o zapłonie iskrowym pozwoliło na zwiększenie elastyczności momentu obrotowego.

THE TURBOCHARGING SYSTEMS OF SI ENGINE AS METHOD FOR DOWNSIZING

Summary. The object of the experimental tests was an engine with modified intake end exhaust manifolds. The intake and exhaust manifold modification including only implementation of turbochargers and sensors was done for experimental purposes. The application of turbochargers system as modification of naturally aspirated spark ignition engine allows to improve torque flexibility rate.

1. WPROWADZENIE

Jedną z metod prowadzących do zmniejszenia energochłonności silników spalinowych o zapłonie iskrowym jest stworzenie nowych konstrukcji silników lub przystosowanie już istniejących do zastosowania doładowania. Dążenie do uzyskania możliwie dużych wartości momentu obrotowego w szerokim zakresie prędkości obrotowej oraz zwiększenie maksymalnych wartości mocy przy ograniczeniu pojemności skokowej silnika określane jest jako *downsizing* [1].

W porównaniu do standardowych konstrukcji silników nowe jednostki napędowe konstruowane z uwzględnieniem metody *downsizing* cechuje zmniejszenie strat związanych z tarciem, a pojazdy, w których jednostki tego typu zostały zastosowane, cechuje zmniejszenie energochłonności w odniesieniu do masy całkowitej pojazdu nawet o 40% [1]. Zmniejszenie wymiarów i masy silnika spalinowego przy zachowaniu parametrów eksploatacyjnych silnika większego ma istotne znaczenie przy projektowaniu nowych konstrukcji hybrydowych łączących silnik spalinowy z silnikiem elektrycznym [2, 3].

2. DOWNSIZING W KONSTRUKCJI TŁOKOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH

Istotą metody *downsizing* jest zmniejszenie pojemności skokowej silników przy zachowaniu ich mocy maksymalnej i poprawie przebiegu momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej. Zmniejszenie zużycia paliwa przez samochody napędzane silnikami skonstruowanymi zgodnie z metodą *downsizing* nie jest związane z poprawą sprawności tych silników w całym zakresie warunków pracy. Efekt zmniejszenia zużycia paliwa uzyskuje się poprzez zmianę warunków pracy silnika [4]. Mechanizm zmniejszenia zużycia paliwa polega na zmniejszeniu wartości prędkości obrotowej, przy której silnik osiąga moc maksymalną, oraz uzyskaniu maksymalnego momentu obrotowego w zakresie niższych prędkości obrotowych.

3. SYSTEMY DOŁADOWANIA STOSOWANE W SILNIKACH SPALINOWYCH

Jedną z metod zwiększenia mocy i poprawy przebiegu momentu obrotowego silnika z zapłonem iskrowym jest zastosowanie doładowania z wykorzystaniem turbosprężarki. Zastosowanie doładowania w silnikach o zapłonie iskrowym wymaga modyfikacji nie tylko w zakresie konstrukcji układów dolotowego i wylotowego, ale ze względu na większą podatność doładowywanych silników na spalanie detonacyjne często konieczna jest ingerencja w konstrukcję silnika i zmniejszenie stopnia sprężania. Istotnym problemem jest odpowiednia modyfikacja systemu sterowania układem zasilania i układem zapłonowym. W przypadku silników sportowych o dużej pojemności niedostateczna energia spalin, a tym samym niedostateczne lub brak doładowania w zakresie niskich prędkości obrotowych, rekompensowane jest znacznym przyrostem wartości momentu obrotowego i mocy w zakresie wysokich prędkości obrotowych, w jakich te silniki są eksploatowane. Ponadto duża moc tego typu silnika pozwala na zastosowanie w zakresie niższych wartości prędkości obrotowej doładowania mechanicznego. Takie rozwiązanie nie jest jednak możliwe w przypadku silników o małej i średniej pojemności skokowej ze względu na zbyt dużą energochłonność sprężarek mechanicznych. Prowadzone są badania nad zastosowaniem dodatkowych systemów wspomagających pracę turbosprężarki w zakresach pracy silnika niezapewniających dostatecznej energii spalin, takich jak [5, 6, 7, 8, 9]:

- system VVA – system z zaworem zapewniającym dodatkowy dopływ spalin do turbiny,
- VTG – system z turbosprężarką o zmiennej geometrii turbiny,
- twin-TC – system z dwiema turbosprężarkami, główną i pomocniczą pracującymi w układzie równoległym lub szeregowym,
- e-TC – system z turbosprężarką, której wirnik napędzany jest silnikiem elektrycznym przy małych prędkościach obrotowych,
- e-booster – system z dodatkową sprężarką napędzaną silnikiem elektrycznym, wspomagającą pracę turbosprężarki,
- p-booster – system z zasobnikiem sprężonego powietrza wspomagającym pracę turbosprężarki.

Modyfikacje układów doładowania z turbosprężarką polegają na zwiększaniu prędkości obrotowej wirnika turbiny poprzez zastosowanie dodatkowego napędu lub zwiększenia przepływu masy gazów spalinowych, a także na zastosowaniu dodatkowych układów doładowania. Prowadzone są także prace nad układami wspomagającymi napęd wału

korbowego poprzez zastosowanie maszyn elektrycznych pełniących funkcję rozrusznika, silnika wspomagającego napęd wału korbowego i alternatora w zależności od potrzeb.

4. BADANIA PORÓWNAWCZE SYSTEMÓW DOŁADOWANIA SILNIKA O ŚREDNIEJ POJEMNOŚCI SKOKOWEJ

4.1. Zakres badań

Przeprowadzono badania możliwości zastosowania sprężarkowych układów doładowania w silniku wolnossącym o średniej pojemności skokowej. Badania w zakresie pomiaru momentu obrotowego, chwilowego zużycia paliwa, ciśnienia i temperatury w układzie dolotowym i wylotowym, składu spalin przeprowadzono w zakresie prędkości obrotowej silnika 1000 – 6000 obr/min, dla różnych wartości otwarcia przepustnicy. Pomiaru przeprowadzono dla 25%, 50%, 75% i 100% wartości otwarcia przepustnicy. Maksymalne ciśnienie doładowania ograniczono do 0,35 bar.

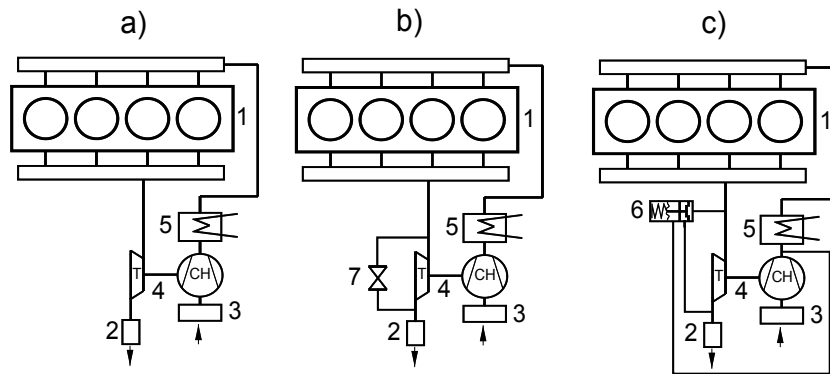
4.2. Obiekt badań

Obiektem badań był silnik o zapłonie iskrowym o objętości skokowej 1300 cm³ z układami dolotowym i wylotowym przystosowanymi do zastosowania systemu doładowania.

Badania przeprowadzono dla czterech typów systemów doładowania, w tym 10 konfiguracji systemów sterowania. Zastosowano systemy doładowania z jedną (rys. 1) i dwiema turbosprężarkami pracującymi w układzie równoległym i szeregowym (rys. 2), system z turbosprężarką i sprężarką napędzaną elektrycznie w układzie szeregowym i równoległym oraz jedną sprężarką napędzaną elektrycznie (rys. 3). W układach z turbosprężarkami zastosowano chłodnicę powietrza w układzie dolotowym.

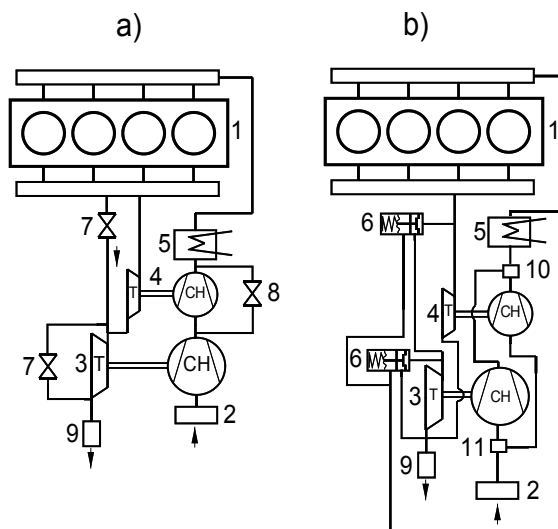
Badano silnik wyposażony w system doładowania ze sprężarkami o stałej i zmiennej geometrii turbiny. Zastosowano dwa typy układów regulujących strumień gazów spalinowych zasilających turbinę, zawór dławiący przepływ gazów spalinowych przez turbinę oraz zawór przeponowy sterowany ciśnieniem doładowania typu waste gate. Układ regulujący dopływ spalin do kanału wlotowego turbiny był stosowany niezależnie od systemu sterowania turbiny ze zmienną geometrią.

W systemie z dwiema turbosprężarkami do sterowania strumieniem spalin napędzających turbinę zastosowano układ z dwoma pneumatycznymi zaworami obejściowymi (rys. 2b). Jako sprężarkę główną zastosowano turbosprężarkę o zmiennej geometrii turbiny. Jako sprężarkę pomocniczą zastosowano małą turbosprężarkę. Przy małych prędkościach obrotowych i małym obciążeniu silnika układ dolotowy zasilany był wyłącznie małą turbosprężarką. Przy zwiększaniu obciążenia silnika wraz ze wzrostem prędkości obrotowej zawór sterujący stopniowo kierował strumień spalin na sprężarkę główną. Wartość maksymalnego ciśnienia doładowania ustalana była przez zawór obejściowy. W układzie dolotowym strumień powietrza sterowany był przez kontrolne zawory płytkowe oraz zawór sterujący.



Rys. 1. Schemat systemów doładowania turbosprężarką: a) system z turbosprężarką ze stałą geometrią turbiny, b) system z turbosprężarką o zmiennej geometrii turbiny z zaworem obejściowym o zmiennej charakterystyce, c) system z turbosprężarką o zmiennej geometrii turbiny z zaworem obejściowym, 1 – silnik, 2 – katalizator, 3 – filtr powietrza, 4 – turbosprężarka, 5 – chłodnica powietrza, 6 – zawór obejściowy typu waste gate, 7 – zawór obejściowy

Fig. 1. Scheme of systems with two turbochargers: a) system with fixed geometry turbocharger, b) system with variable geometry turbocharger with bypass valve, c) system with variable geometry turbocharger with waste gate valve 1 – spark ignition engine, 2 – catalytic converter, 3 – air filter, 4 – turbocharger, 5 – intercooler, 6 – waste gate valve, 7 – bypass valve



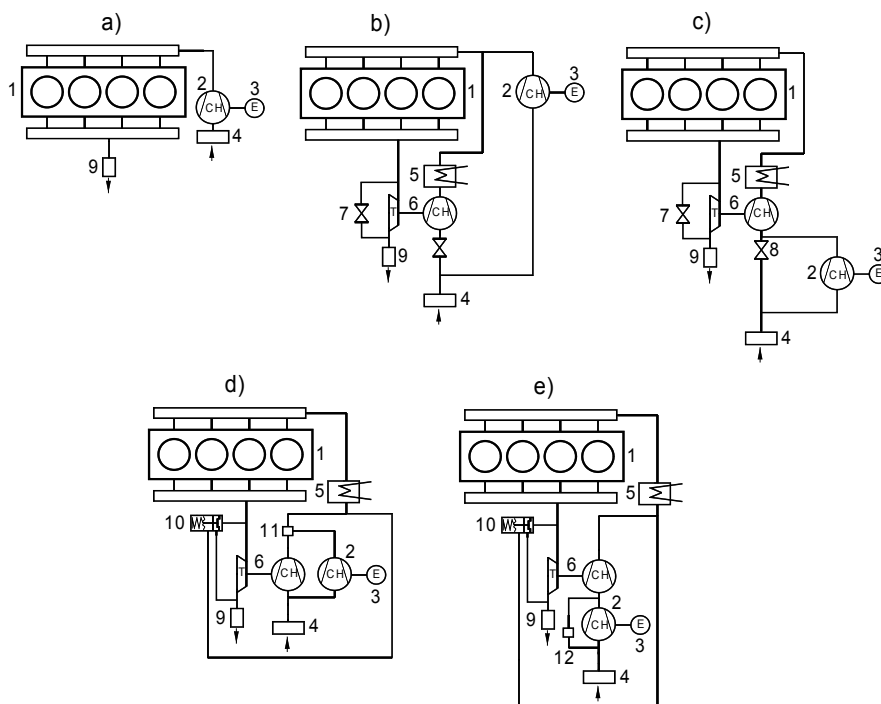
Rys. 2. Schemat systemów doładowania z dwiema turbosprężarkami: a) system równoległy, b) system szeregowy, 1 – silnik, 2 – filtr powietrza, 3 – turbosprężarka o zmiennej geometrii turbiny, 4 – mała turbosprężarka, 5 – chłodnica powietrza, 6 zawór obejściowy typu waste gate, 7, 8 – zawór obejściowy, 9 – katalizator, 10, 11 – zawór sterujący

Fig. 2. Scheme of systems with two turbochargers: a – parallel system, b – series system, 1 – spark ignition engine, 2 – air filter, 3 – variable geometry turbocharger, 4 – small turbocharger, 5 – intercooler, 6 – waste gate valve, 7, 8 – bypass valve, 9 – catalytic converter, 10, 11 – check valve

W układach z dodatkową sprężarką napędzaną elektrycznie (rys. 3) jako sprężarkę główną zastosowano turbosprężarkę ze zmienną geometrią turbiny. Wartość maksymalnego ciśnienia doładowania regulowana była przez zawór obejściowy. W układzie równoległym

zastosowano zawór sterujący przeciwdziałający powstawaniu przepływu zwrotnego w kierunku sprężarki napędzanej elektrycznie przy wysokich wartościach ciśnienia doładowania turbosprężarki. W układzie szeregowym zastosowano układ obejściowy z zaworem regulującym, umożliwiającym ograniczenie dławienia przepływu powietrza przez sprężarkę napędzaną elektrycznie.

W celu wyznaczenia charakterystyk pracy zaworów regulujących przeprowadzono badania silnika z układem doładowania z jedną sprężarką napędzaną silnikiem elektrycznym. Ciśnienie doładowania regulowano poprzez zmianę prędkości obrotowej wirnika sprężarki. Zastosowano system elektronicznego sterowania silnikiem napędzającym sprężarkę.



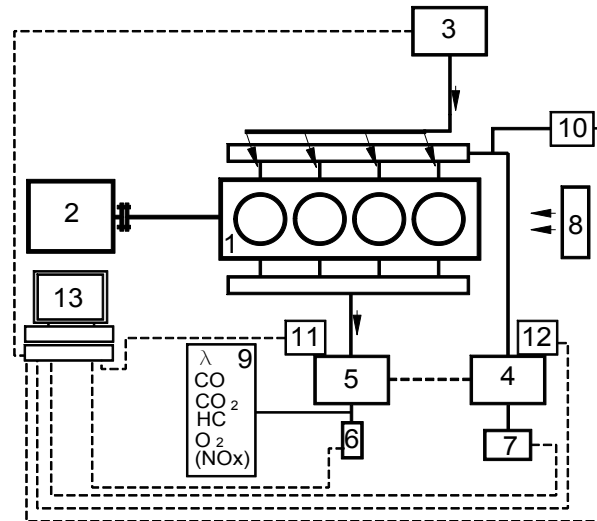
Rys. 3. Schemat systemów doładowania ze sprężarką napędzaną elektrycznie: a) system z jedną sprężarką napędzoną elektrycznie, b) system równoległy ze sprężarką napędzaną elektrycznie i turbosprężarką, c) system szeregowy ze sprężarką napędzaną elektrycznie i turbosprężarką, d) system równoległy z zaworem sterującym, e) system szeregowy z zaworem sterującym, 1 – silnik o zapłonie iskrowym, 2 – sprężarka, 3 – napęd elektryczny, 4 – filtr paliwa, 5 – chłodnica powietrza, 6 – turbosprężarka o zmiennej geometrii turbiny, 7 – zawór obejściowy, 8 – zawór, 9 – katalizator, 10 – zawór obejściowy typu waste gate, 11 – zawór sterujący

Fig. 3. Scheme of charger systems with electrically driven charger: a) system with single e-charger, b) parallel system with electrically driven charger and variable geometry turbocharger, c) series system with electrically driven charger and variable geometry turbocharger, d) parallel system with check valve, e) series system with check valve, 1 – spark ignition engine, 2 – charger, 3 – electric motor, 4 – air filter, 5 – intercooler, 6 – variable geometry turbocharger, 7 – bypass valve, 8 – control valve, 9 – catalytic converter, 10 – waste gate valve, 11 – check valve

Parametry sprężarek dobrano wykorzystując modele matematyczne prezentowane w literaturze [10].

4.3. Stanowisko badawcze

Badania układów doładowujących prowadzono na stanowisku badawczym wyposażonym w hamulec silnikowy elektrowirowy z układem precyzyjnego pomiaru otwarcia przepustnicy i zużycia paliwa. Schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Schemat stanowiska badawczego: 1 – silnik badawczy, 2 – hamulec silnikowy, 3 – układ pomiaru zużycia paliwa, 4 – układ dolotowy ze sprężarkami, 5 – układ wylotowy z turbinami, 6 – czujnik pomiaru temperatury spalin, 7 – czujnik pomiaru temperatury powietrza i przepływomierz, 8 – wentylator chłodzący chłodnicę powietrza, 9 – analizator spalin, 10 – czujnik ciśnienia powietrza w układzie dolotowym, 11 – czujnik temperatury i ciśnienia spalin, 12 – czujnik temperatury powietrza, 13 – układ rejestrujący

Fig. 4. Scheme of experimental apparatus: 1 – spark ignition engine with turbocharger system, 2 – dynamometer, 3 – fuel distribution system with measuring equipment, 4 – intake manifold with compressors of turbochargers, 5 – exhaust manifold with turbines of turbochargers, 6 – exhaust gas temperature sensor, 7 – air mass and temperature measurement equipment, 8 – cooling fan, 9 – exhaust emission measuring equipment, 10 – intake manifold pressure sensor, 11 – exhaust manifold temperature and pressure sensors, 12 – intake manifold temperature sensor, 13 – signal controller and data analyzer

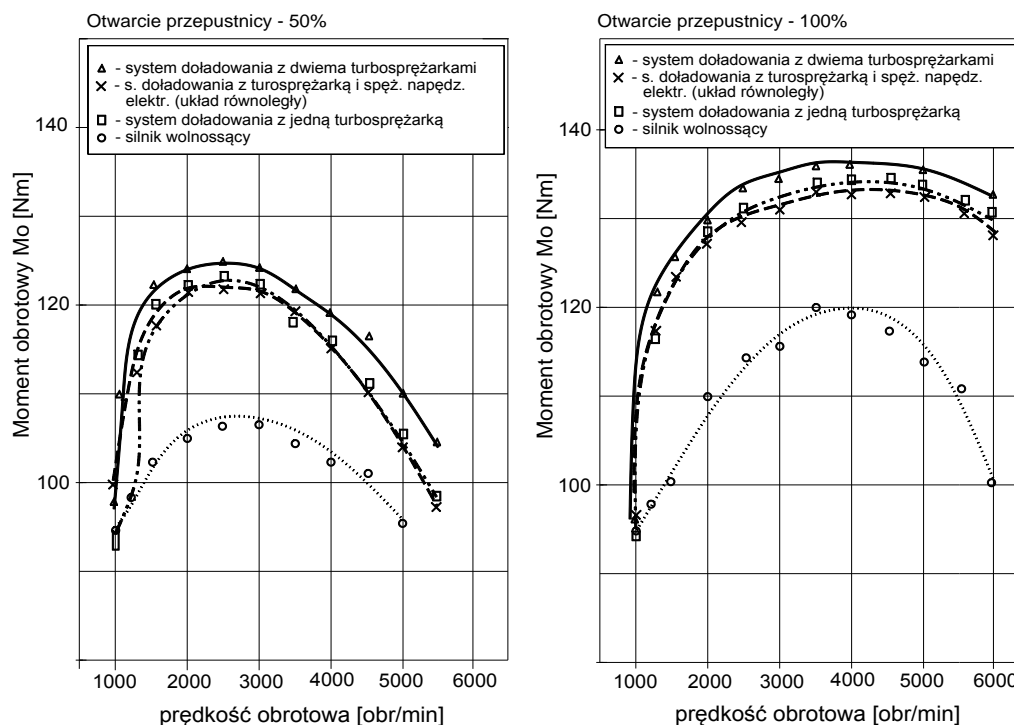
Pomieszczenie stanowiska badawczego wyposażone było w układ klimatyzacji zapewniający temperaturę otoczenia w zakresie $+20 - 25^{\circ}\text{C}$.

5. WYNIKI BADAŃ

Najlepsze rezultaty uzyskano w przypadku zastosowania systemu z dwiema turbosprężarkami pracującymi w układzie równoległym. Przykładowe przebiegi krzywej momentu obrotowego przedstawiono na rysunku 5.

Dla małych i średnich obciążeń silnika w zakresie otwarcia przepustnicy do 50% uzyskano zwiększenie wartości momentu obrotowego zarówno dla systemu z dodatkową turbosprężarką, jak i sprężarką napędzaną elektrycznie. Dla małych wartości kąta otwarcia przepustnicy (25 – 50%) zastosowanie sprężarki z napędem elektrycznym pozwoliło na uzyskanie większych wartości ciśnienia doładowania w zakresie 900 – 1200 obr/min, przy jednoczesnym zmniejszeniu ciśnienia doładowania

w zakresie 1200 – 2000 obr/min, w porównaniu z wynikami uzyskanymi dla układu z dwiema turbosprężarkami.



Rys. 5. Zmierzony przebieg momentu obrotowego dla różnych systemów doładowania

Fig. 5. Results of tests of engine with different charger systems, torque curve

Zastosowanie dodatkowej sprężarki, zarówno o napędzie elektrycznym jak i turbosprężarki, pozwoliło na poprawę przebiegu momentu obrotowego w zakresie mniejszych prędkości obrotowych. W zakresie średnich prędkości obrotowych na przebieg momentu miała wpływ głównie turbosprężarka z turbiną o zmiennej geometrii.

6. PODSUMOWANIE

Uzyskano zadowalające rezultaty w zakresie zastosowania układów doładowania z dwiema sprężarkami w silniku o zapłonie iskrowym bez zmian stopnia sprężania silnika wolnossącego. Zastosowanie układu z dwiema sprężarkami pozwoliło na uzyskanie zwiększenia wartości i korzystniejszy przebieg charakterystyki momentu obrotowego w zakresie małych i średnich wartości prędkości obrotowej.

Zastosowanie zmiennej charakterystyki zaworu obejściowego ograniczającego ciśnienie doładowania poprzez sterowanie zmianą charakterystyki zaworu w zależności od parametrów pracy silnika pozwoli na zastosowanie wyższych wartości ciśnienia doładowania w zakresie średnich obciążeń silnika.

Bibliografia

1. Frei S.A., Guzzella L., Onder Ch.H., Nizzola C.: Improved dynamic performance of turbocharged SI engine Power trans Rusing clutch actuation. *Control Engineering Practice* 14 (2006) s. 363-373.
2. Kutrašnik T.: Hybridization of powertrain and downsizing of IC engine – A way to reduce fuel reduce fuel consumption and pollutant emissions – Part 1. *Energy Conversion and Management* 48 (2007), s. 1411-1423.
3. Sundström O.: Downsizing and Turbocharging In Hibrid Electric Vehicles. PhD-Studies Lab Internal Combustion Engines, 2006- , www.empa.ch, 25.11.2008.
4. Iskra A., Kałużny J., Markowski J.: Ekstremalny downsizing silnika samochodu średniej klasy w aspekcie ekologicznym. Wydawnictwo Katedry Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Politechniki Szczecińskiej, Szczecin 2008, s. 31-36.
5. Galindo J., Serrano J.R., Guardiola C., Cervelló C.: Surge limit definition in a specific test bench for the characterization of automotive turbochargers. *Experimental Thermal and Fluid Science* 30 (2006) s. 449-462.
6. Galindo J., Luján J.M., Serrano J.R. i inni: Design of an exhaust manifold to improve transient performance of a high-speed turbocharged diesel engine. *Experimental Thermal and Fluid Science* 28 (2004) s. 863-875.
7. Stotsky A., Kolmanovsky I.: Application of input estimation techniques to charge estimation and control in automotive engines. *Control Engineering Practice* 10 (2002) s. 1371-1383.
8. Kutrašnik T.: Improved model to determine turbine and compressor boundary conditions with the method of characteristics. *International Journal of Mechanical Sciences* 48 (2006) 504-516.
9. Galindo J., Serrano J.R., Climent H., Tiseira A.: Experiments and modeling of surge in small centrifugal compressor for automotive engines. *Experimental Thermal and Fluid Science* 32 (2008) s. 818-826.
10. Erikson L., Nielsen L., Brugård J. i inni: Modeling of Turbocharged SI Engine. *Annual Reviews in Control* 26 (2002) 126-137.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Bronisław Sendyka

Praca wykonana w ramach BW-510/RT1/2008