

Krzysztof DANILECKI

METODY KSZTAŁTOWANIA WARUNKÓW WSPÓŁPRACY TURBOSPREŻARKI Z SILNIKIEM PRZEZNACZONYM DO NAPĘDU POJAZDÓW UŻYTKOWYCH I AUTOBUSÓW

Streszczenie

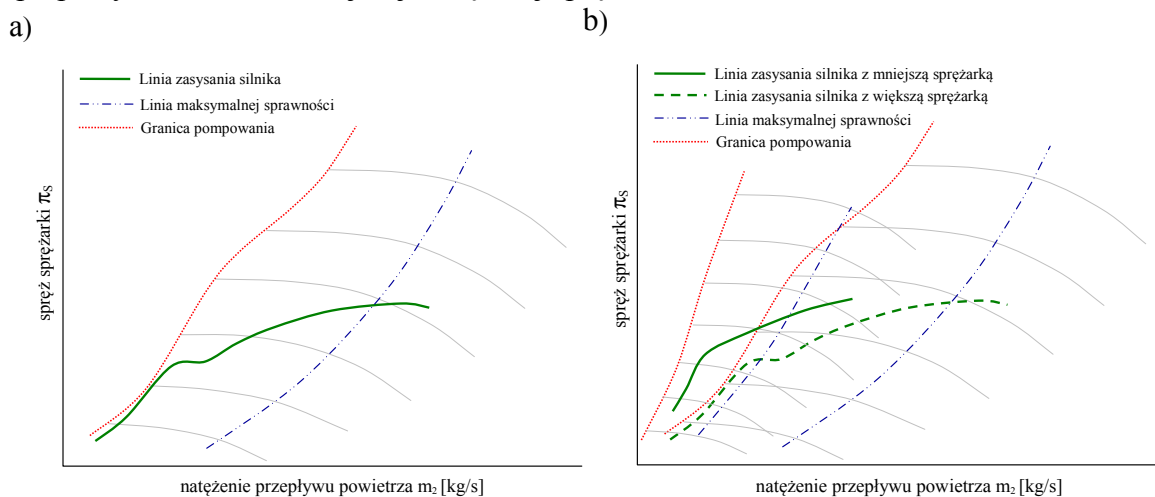
Z zastosowaniem turbodoładowania wiążą się istotne problemy wynikające w głównej mierze z możliwości doprowadzenia odpowiedniej ilości powietrza potrzebnej do całkowitego spalenia dawki paliwa. Problem ten jest szczególnie istotny w układach bez regulacji doładowania. Poprawie parametrów pracy turbodoładowanych silników o zapłonie samoczynnym mogą służyć takie rozwiązania, jak doładowanie dwustopniowe lub doładowanie zakresowe, które wykazują istotne korzyści także w stosunku do doładowania jednostopniowego turbosprężarką o zmiennym kącie nachylenia łopatek kierownicy turbiny VTG. W artykule przedstawiono rozwiązania regulowanego doładowania dwustopniowego oraz doładowania zakresowego. Zaprezentowano wyniki badań własnych autora prowadzone na silniku SW 680 z doładowaniem zakresowym.

WSTĘP

W ostatnich latach szczególnie intensywnie rozwijały się silniki o zapłonie samoczynnym (ZS), które dzięki doładowaniu, osiągnęły zbliżony poziom koncentracji mocy uzyskiwanej z jednostki objętości skokowej w stosunku do silników o zapłonie iskrowym (ZI), znacznie przewyższając je pod względem sprawności, oraz wykazując się częściowo korzystniejszymi właściwościami ekologicznymi. Obecnie praktycznie 100% silników o ZS stosowanych we wszystkich typach pojazdów samochodowych to silniki turbodoładowane z jednoczesnym chłodzeniem powietrza doładowującego. Zaznacza się tendencja do dalszego poszerzenia zakresu zastosowań turbodoładowania, jako sposobu zmniejszenia zużycia paliwa i emisji substancji toksycznych przez silniki o ZS, które jednocześnie charakteryzuje się największym, w stosunku do innych metod doładowania, potencjałem wzrostu objętościowego wskaźnika mocy. Wynika stąd potrzeba podjęcia działań nad dalszym doskonaleniem konstrukcji silników trakcyjnych tego typu, ukierunkowanych na poprawę charakterystyk napędowych, zmniejszenie uciążliwości dla środowiska naturalnego oraz ograniczenie zużycia paliwa. Wymaga to przezwyciężenia najistotniejszych barier w ich dalszym rozwoju związanych m.in. z właściwym kształtowaniem warunków współpracy turbosprężarki z silnikiem spalinowym w całym obszarze jego charakterystyki ogólnej.

1. OPIS PROBLEMU

Wraz z powszechnym stosowaniem w pojazdach samochodowych turbosprężarek typu VTG uwidoczniły się granice doładowania jednostopniowego. Istotną przeszkodą jest nieunikniony spadek sprawności jednostopniowej turbosprężarki przy dużych wartościach sprężu π_s , co istotnie ogranicza możliwości dalszego zwiększania ciśnienia doładowania. Ponadto, większa moc znamionowa prowadzi najczęściej do zmniejszenia wartości momentu obrotowego silnika w zakresie mniejszej prędkości obrotowej. Na rysunku 1a przedstawiona została charakterystyka przepływowa sprężarki z naniesioną linią współpracy z silnikiem. W doładowaniu jednostopniowym wykorzystana jest cała charakterystyka sprężarki, co powoduje, że punkty pracy silnika obejmują obszary znacznie odbiegające od linii jej maksymalnej sprawności sprężania, gdzie sprawność ta jest bardzo mała. Jednocześnie przy małych wydatkach powietrza dopuszczalne wartości ciśnienia doładowania (sprężu) wyznacza płasko przebiegająca granica pompowania. Ogranicza to możliwości podniesienia momentu obrotowego silnika przy małych i średnich wartościach prędkości obrotowej. Zwiększenie ciśnienia doładowania przy małej prędkości obrotowej wymaga zatem zastosowania mniejszych sprężarek o stromo przebiegającej granicy pompowania, które charakteryzują się jednak mniejszym wydatkiem powietrza. Jest więc to możliwe w silnikach o wąskim zakresie użytecznych prędkości obrotowych i umiarkowanych wartościach stopnia doładowania. Sytuację taką zilustrowano na rys. 1b, gdzie dla porównania przedstawione zostały możliwe do uzyskania linie współpracy z silnikiem mniejszej i większej sprężarki.



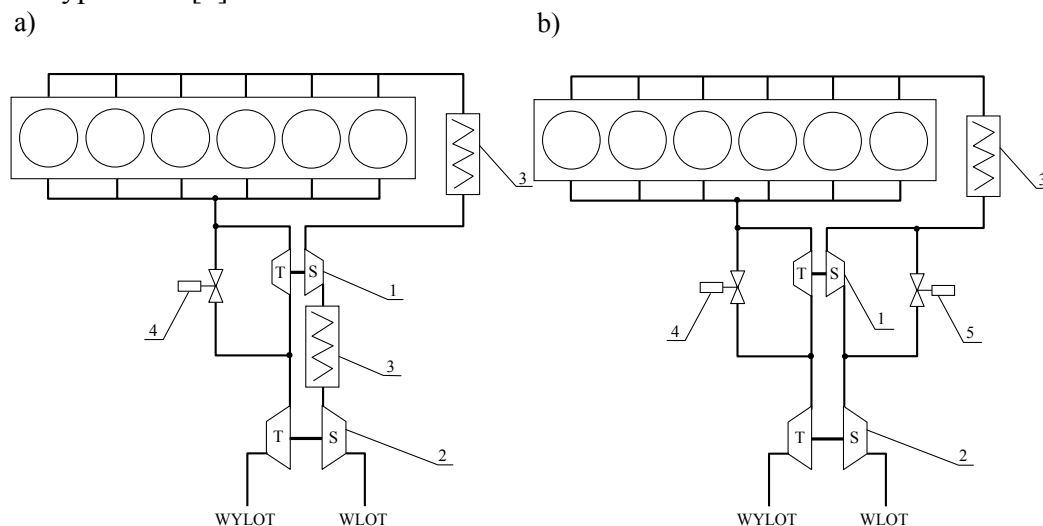
Rys. 1. Możliwości wykorzystania charakterystyki sprężarki przy współpracy silnika z turbosprężarką: a) – większą, b) – mniejszą

Wyraźną poprawę warunków współpracy silnika o ZS i turbosprężarki można uzyskać, stosując takie rozwiązania, jak np. doładowanie dwustopniowe lub doładowanie zakresowe. Systemy te wykazują istotne korzyści w stosunku do doładowania jednostopniowego turbosprężarką VGT, zanim osiągnie się granicę spadku sprawności urządzenia doładowującego. W szczególności doładowanie zakresowe oraz jego modyfikacje pozwalają częściowo przezwyciężyć niekorzystne skutki ograniczenia zakresu użytecznych prędkości obrotowych silnika związanych z zastosowaniem mniejszych turbosprężarek o wąskich charakterystykach przepływowych. Dwie małe turbosprężarki mogą być bowiem włączane kolejno w różnych zakresach prędkości obrotowej i obciążenia silnika.

2. SYSTEMY DOŁADOWANIA WIELOSTOPNIOWEGO

W doładowaniu wielostopniowym [2, 5, 6] mniejsza sprężarka stopnia wysokiego ciśnienia (1) oraz większa niskociśnieniowa (2) połączone są szeregowo (rys. 2a). Stwarza to moż-

liwość zastosowania chłodzenia międzystopniowego. Jest to istotną zaletą takiego układu. Dzięki temu w dużej mierze może być kompensowana niekorzystna wartość sprawności całkowitej, występująca w tym układzie, gdy począwszy od określonej mocy, nawet przy optymalnym dopasowaniu turbosprężarek, osiągane sprawności nie są wysokie. Przy dwustopniowym doładowaniu szczególnie ważny jest podział spadków ciśnień pomiędzy stopniami niskiego i wysokiego ciśnienia. Wymaga to odpowiedniego doboru przekrojów przelotowych turbin, dla których uzyskuje się optymalne wartości sprawności sprężania w stopniu sprężarkowym. Zastosowanie zaworu w kanale obejściowym spalin (4) typu *waste-gate* pozwala na regulację stopnia podziału mocy tych dwóch turbosprężarek oraz prowadzi do poprawy właściwości dynamicznych. Tego typu układy są stosowane w dużych silnikach samochodów użytkowych. Wykorzystanie takiego układu w silniku samochodu osobowego (rysunek 2b) wymaga pewnej modyfikacji, która polega na zastosowaniu zaworu (5) w kanale obejściowym sprężarki stopnia wysokociśnieniowego. Wynika to ze znacznie szerszych zakresów użytecznych prędkości obrotowych silników przeznaczonych do samochodów osobowych. Zastosowanie tego kanału obejściowego pozwala w znacznie szerszym zakresie regulować parametry doładowania, zabezpieczając jednocześnie silnik przed nadmiernym wzrostem ciśnienia doładowania w warunkach znamionowych. Alternatywnie, do regulacji mocy stopnia wysokiego ciśnienia zamiast zaworu typu *waste-gate* (5) możliwe jest zastosowanie turbosprężarki typu VTG [2].

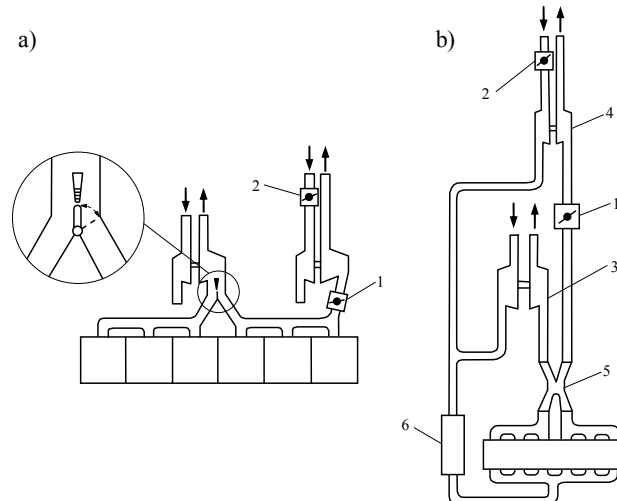


Rys. 2. System dwustopniowego doładowania: a) – z kanałem obejściowym turbiny dla silników samochodów użytkowych, b) – z kanałem obejściowym sprężarki i turbiny dla silników samochodów osobowych: 1 – turbosprężarka wysokociśnieniowa, 2 – turbosprężarka niskociśnieniowa, 3 – chłodnica powietrza, 4 – zawór w kanale obejściowym turbiny stopnia wysokiego ciśnienia, 5 – zawór w kanale obejściowym sprężarki stopnia wysokiego ciśnienia

3. DOŁADOWANIE ZAKRESOWE

Doładowanie zakresowe polega na zastosowaniu co najmniej dwóch turbosprężarek połączonych ze sobą równolegle, pracujących w zależności od zapotrzebowania na moc. Układ sterowania przepływem powietrza i spalin umożliwia ich stopniowe odłączanie przy spadku prędkości obrotowej i obciążenia silnika. Stopniowe zmniejszanie całkowitego pola powierzchni przekroju przelotowego turbin wykorzystywane jest do zwiększenia stopnia rozprężania pracującej turbiny i w rezultacie do zwiększenia sprężu sprężarki i ciśnienia doładowania. Dzięki temu, przy właściwym doborze turbosprężarek, można uzyskiwać zarówno dużą koncentrację mocy w warunkach znamionowych, jak i wyraźną poprawę przebiegu krzywej maksymalnego momentu obrotowego na charakterystyce pełnej mocy przy małych i średnich wartościach prędkości obrotowej silnika. Otrzymuje się to bez zwiększenia dławie-

nia wylotu spalin w układzie wylotowym, co umożliwia zachowanie korzystnych wartości zużycia paliwa w warunkach obciążeń częściowych. Niedogodnością doładowania zakresowego jest gwałtowny spadek ciśnienia doładowania wynikający ze skokowego przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami. Jednak zalety doładowania zakresowego czynią ten system przydatnym dla silników samochodów ciężarowych dużej ładowności i autobusów, w których pożądanym jest uzyskiwanie dużych wartości momentu obrotowego przy małej prędkości obrotowej.



Rys. 3. System doładowania sekwencyjnego: a) – wykorzystujący turbosprężarki jednakowej wielkości, b) – wykorzystujący turbosprężarki różnej wielkości oraz wymiennik impulsów: 1 – zawór odcinający przepływ spalin, 2 – zawór odcinający przepływ powietrza, 3 – większa turbosprężarka, 4 – mniejsza turbosprężarka, 5 – wymiennik impulsów, 6 – chłodnica powietrza doładowanego.

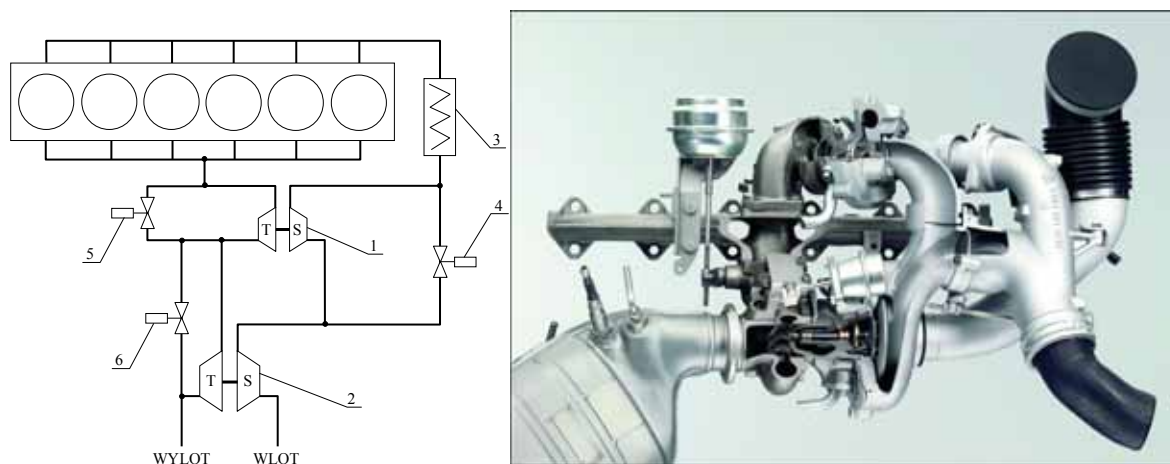
Źródło: [1].

Badania nad zastosowaniem doładowania zakresowego w silnikach samochodów ciężarowych prowadzone były w latach 80. XX wieku przez firmę Volvo na sześciocyndrowym silniku TD121FD o objętości skokowej 12 dm^3 [1]. Próby te wykonano dla układów złożonych z dwóch turbosprężarek jednakowej wielkości z dzieloną skrzynią wlotową turbiny i podłączonych bezpośrednio do układu wylotowego (rys. 3a) oraz turbosprężarek różnej wielkości o niedzielonych skrzyniach wlotowych, połączonych z układem wylotowym silnika za pośrednictwem wymiennika impulsów (rys. 3b). W obu przypadkach uzyskano znaczny wzrost momentu obrotowego przy małej prędkości obrotowej w stosunku do doładowania konwencjonalnego. Stwierdzono jednak, że zastosowanie turbosprężarek jednakowej wielkości zmusza do włączenia do obiegu drugiej turbosprężarki już przy małej prędkości obrotowej, a towarzyszący temu spadek ciśnienia doładowania prowadzi do gwałtownego zmniejszenia wartości momentu obrotowego, gdyż dawka paliwa musi zostać ograniczona ze względu na zadymienie spalin.

W ostatnich latach nastąpił wyraźny wzrost zainteresowania dalszymi możliwościami rozwojowymi doładowania zakresowego. Wskazują na to najnowsze rozwiązania firm BMW i Opel A.G. bardzo zbliżone konstrukcyjnie i określane terminem „Variable Twin-Turbo”, przeznaczone dla silników samochodów osobowych. W rozwiązaniach tych wykorzystywane są dwie turbosprężarki różnej wielkości połączone szeregowo, lecz pracujące w pewnym zakresie prędkości obrotowych silnika również w układzie równoległym z możliwością odłączenia jednej z nich [4, 5, 7].

Schemat takiego układu ze sterowanymi elektronicznie trzema zaworami umieszczonymi w układzie dolotowym i wylotowym silnika przedstawiono na rys. 4. Powietrze najpierw przepływa przez dużą sprężarkę niskiego ciśnienia (2) wstępnie sprężającą powietrze, a na-

stępnie przez małą sprężarkę stopnia wysokiego ciśnienia (1), która w tym okresie wytwarza ciśnienie doładowania. Po osiągnięciu zadanego ciśnienia doładowania otwiera się zawór (5) w kanale obejściowym mniejszej turbiny i część spalin kierowana jest na dużą turbinę. Stopień otwarcia zaworu (5) jest płynnie regulowany w zależności od prędkości obrotowej i obciążenia przez sterownik silnika. Pozwala to regulować ciśnienie doładowania. Zawór (4) w kanale obejściowym sprężarki pozostaje zamknięty. Gdy przekroczona zostanie zadana wartość prędkości obrotowej (ok. 3000 1/min), otwiera się zawór (4). Przy całkowicie otwartych zaworach (4) i (5) spaliny w całości kierowane są na turbinę dużej turbosprężarki, która wytwarza wymagane ciśnienie doładowania. Zapewnia to uzyskanie mocy znamionowej. Ciśnienie doładowania dużej turbosprężarki regulowane jest przez zawór upustowy spalin (6). Układ tego typu znany z samochodu Opel Vectra pozwolił na uzyskanie średniego ciśnienia użytecznego 2,6 MPa oraz mocy jednostkowej 82 kW/dm³. Wartości te również obecnie uznawane jest za rekordowe dla silników samochodowych tej klasy [4].



Rys. 4. Konstrukcja oraz schemat układu regulowanego doładowania dwustopniowego w sześciocylindrowym rzędowym silniku BMW R6D o ZS o objętości skokowej 3 dm³ i mocy 200 kW: 1 – mała turbosprężarka, 2 – duża turbosprężarka, 3 – chłodnica powietrza doładowanego, 4 – zawór w kanale obejściowym mniejszej sprężarki, 5 – zawór w kanale obejściowym mniejszej turbiny, 6 – zawór upustowy spalin większej turbiny.

Źródło: [7].

4. WYNIKI BADAŃ WŁASNYCH SILNIKA SAMOCHODOWEGO Z DOŁADOWANIEM ZAKRESOWYM

Badania dotyczące kształtowania warunków współpracy turbosprężarek i silnika z doładowaniem zakresowym podjęte zostały również przez autora w Katedrze Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie. Pierwsze próby zastosowania takiego układu złożonego z dwóch turbosprężarek różnej wielkości na badawczym silniku o ZS o bezpośrednim wtrysku paliwa typu SW-680 omówiono m.in. w pracy [3]. Uzyskane wyniki potwierdziły możliwości uzyskania korzystniejszego przebiegu charakterystyki pełnej mocy. Uzyskano ponad 25% wzrost wartości momentu obrotowego z korzystnym przemieszczeniem jego maksimum w kierunku mniejszej prędkości obrotowej, przy obniżonym jednostkowym zużyciu paliwa. Zmniejszeniu uległo również zadymienie spalin. Zostało to jednak okupione typową dla tego układu doładowania nieciągłością charakterystyki silnika, wynikającą ze skokowego przełączania turbosprężarek. Stwierdzono również duże trudności w doborze parametrów konstrukcyjnych turbosprężarek, mających przeciwdziałać temu niekorzystnemu zjawisku oraz spełniać kryteria ekonomicznej i poprawnej ekologicznie pracy silnika. Zwróciło to uwagę na problem zapewnienia odpowiednich warunków współpracy turbosprężarki z silnikiem spalinowym, który w przypadku doładowania zakresowego potęguje się ze względu na

konieczność doboru dwóch urządzeń doładowujących oraz – dodatkowo – zapewnienia odpowiednich warunków współpracy między nimi. Szczególnie istotne jest to w fazie przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami, a więc dotyczy również zagadnień sterowania.

PODSUMOWANIE

Przedstawione konstrukcje koncernów motoryzacyjnych oraz wyniki badań wskazują, iż pomimo osiągnięcia wysokiego stopnia miniaturyzacji oraz technologicznego rozwoju turbosprężarek typu VTG, trwają dalsze poszukiwania metod usprawnienia współpracy zespołu silnik – turbosprężarka. Istotne możliwości zwiększenia ciśnienia doładowania oraz poprawy przebiegu charakterystyki silnika, zwłaszcza w zakresie małych wartości prędkości obrotowej, związane są z zastosowaniem doładowania zakresowego. Wskazuje to na duży potencjał rozwojowy tego układu, który może mieć szczególne znaczenie w przyszłych konstrukcjach silników opracowywanych zgodnie z koncepcjami downsizingu.

BIBLIOGRAFIA

1. Borila Y.G.: *A sequential turbocharging method for highly-rated truck diesel engines*, SAE Pap. 860074, 1986.
2. Christmann R., Schmalzl H.-P., Schmitt F., Schwarz A.: *Zweistufig geregelte Aufladung für Pkw- und Nfz-Motoren*, Motortechnische Zeitschrift MTZ, 1/2005.
3. Danilecki K.: *Wpływ doładowania zakresowego na wybrane aspekty pracy silnika*, Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji, Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych, Polska Akademia Nauk Oddział w Krakowie, Zeszyt 15, Kraków, 1998.
4. Łęgowicz J.: *Doładowanie typu twin-turbo*, Auto Moto Serwis, 2005, nr 3.
5. Steinparzer F., Kratochwill H., Mattes W., Stütz W.: *Der neue BMW Sechszylinder-Dieselmotor mit Stufenaufladung*, Motortechnische Zeitschrift MTZ, 5/2005.
6. Wisłocki K.: *Systemy doładowania szybkoobrotowych silników spalinowych*, WKŁ, Warszawa, 1991.
7. www.bmw.com

METHODS TO IMPROVE THE CONDITIONS OF CO-OPERATION OF A TURBOCHARGER WITH AN ENGINE FOR HEAVY DUTY VEHICLES AND BUSES

Abstract

The application of turbocharging systems results in serious problems related to the delivery of appropriate amount of air needed to entirely burn the supplied dose of fuel. This problem is particularly relevant for non-adjustable turbocharging systems (constant geometry turbines). The improvements of the turbocharging systems in compression ignition engines may be implemented through such solutions as two stage or sequential turbocharging that show significant benefits as opposed to a single stage variable turbocharger geometry (VGT) turbocharging. The Paper presents adjustable two stage turbocharging and sequential turbocharging. The results of own research of the author have been presented performed on a SW 680 sequentially turbocharged engine.

Autor: dr inż. **Krzysztof Danilecki** – Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie