

Marek IDZIOR  
Wojciech KARPIUK  
Maciej BIELIŃSKI  
Tomasz BOROWCZYK

PTNSS-2013-SC-078

## Impact assessment of the simulated patency changes' in particle filters on the speed of turbine rotor in automotive internal combustion engines

*Abstract: An impact assessment of patency changes' in diesel particle filters on dynamic characteristics of Garrett 1544V turbocharger has been presented in article. Changes in filters patency were simulated thanks to ball valve which was placed in engine exhaust system. Speed of turbine was main parameter of turbocharger's operation which was taken into consideration during assessment. On the basis of realized investigations it was demonstrated that in case of patency decreasing there is significant decreasing of turbine rotor speed.*

*Keywords: combustion engines turbocharging, turbocharger, particle filter*

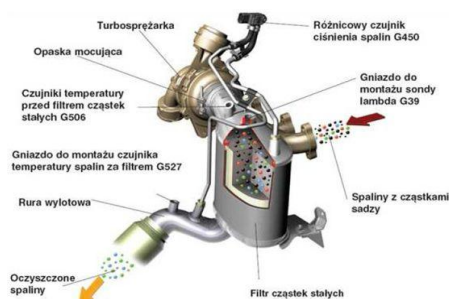
### Ocena wpływu symulowanej zmiany drożności filtra cząstek stałych na prędkość obrotową wirnika turbosprężarki w samochodowych silnikach spalinowych

*Streszczenie: W pracy przedstawiono analizę wpływu zmiany drożności filtra cząstek stałych na właściwości dynamiczne turbosprężarki Garrett GT 1544V. Zmianę drożności filtra symulowano za pomocą zaworu kulowego umieszczonego w układzie wylotowym silnika. Podstawowym parametrem pracy turbosprężarki rozważanym w ocenie była prędkość obrotowa wirnika. Na podstawie przeprowadzonych badań wykazano występowanie znacznego zmniejszenia prędkości obrotowej wirnika turbosprężarki, w przypadku spadku drożności układu wylotowego.*

*Słowa kluczowe: doładowanie silników spalinowych, turbosprężarka, filtr cząstek stałych*

### 1. Wstęp

Istota działania filtra cząstek stałych polega na osiadaniu i akumulacji cząstek sadzy na jego porowatych ściankach. Po zgromadzeniu odpowiedniej ilości cząstek na drodze okresowej samoregeneracji filtra następuje ich wypalenie. Na rysunku 1 schematycznie przedstawiono umiejscowienie filtra w układzie wylotowym turbodoładowanego silnika – ze względu na charakter pracy filtra (temperatura ok. 500°C) umieszcza się go możliwie blisko turbosprężarki (TS).

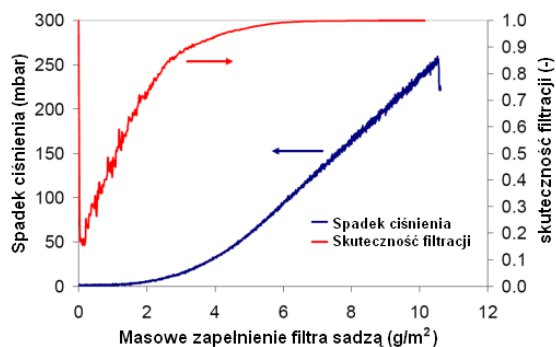


Rys. 1. Schemat fragmentu układu wydechowego pojazdu samochodowego z uwzględnieniem turbosprężarki oraz filtra cząstek stałych

Takie wzajemne położenie obu podzespołów ma niekorzystny wpływ na pracę zespołu doładowującego. Związane jest to przede wszystkim z oddziaływaniem przeciwcisnienia w filtrze na charakter pracy turbiny – następuje spadek ciśnienia dynamicznego przepływu spalin, co może prowadzić do wzrostu ciśnienia statycznego i spadku prędkości obrotowej wału turbosprężarki.

Do monitorowania warunków pracy filtra i skuteczności jego działania służą różnicowe czujniki ciśnienia. Dzięki sygnałom z czujników określany jest stopień zapełnienia podzespołu proporcjonalny do różnicy ciśnień gazów spalinowych przed i za filtrem. Warunkiem koniecznym i niezbędnym do redukcji nagromadzonych cząstek stałych jest również odpowiednia temperatura wewnątrz filtra (min. 550°C), stąd dodatkowym parametrem mierzonym bezpośrednio w filtrze jest temperatura spalin.

W większości przypadków procedura oczyszczania rozpoczyna się, gdy różnica ciśnień mierzona przed i za filtrem, osiągnie tzw. „krytyczny poziom” mieszczący się najczęściej w zakresie między 200, a 300 mbar. Przykładowy spadek ciśnienia różnicowego w funkcji masowego zapełnienia filtra przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Zależność spadku ciśnienia oraz wydajności filtra w funkcji masowego stopnia zapełnienia [4]

Krzywa opisująca powyższą funkcję, ma wynikający z kilku czynników charakter potęgowej. Zależność tę opisuje również, uwzględniający te czynniki wzór (1), z którego wynika m.in., że spadek ciśnienia podczas przepływu gazów spaliny- wych przez filtr jest proporcjonalny do strumienia masy i odwrotnie proporcjonalny do objętości filtra. Spadek ciśnienia zależy ponadto od geometrii filtra (długości i aktualnego pola przekroju poszczególnych kanałów), a także od jego cech fizykochemicznych.

$$\Delta P = \frac{\mu Q}{2V_{filtr}} (\alpha + w_s)^2 \left[ \frac{w_s}{k_o \alpha} + \frac{1}{2k_{sd}} \ln \left( \frac{\alpha}{\alpha - 2w} \right) + \frac{4FL^2}{3} \left( \frac{1}{(\alpha - 2w)^4} + \frac{1}{\alpha^4} \right) \right] \quad (1)$$

gdzie:

- $\Delta P$  - spadek ciśnienia na filtrze
- $F$  - współczynnik równy 28,454
- $k_o$  - przepuszczalność czystego filtra
- $k_{sd}$  - przepuszczalność warstwy cząstek
- $L$  - długość efektywna kanału
- $V_{filtr}$  - objętość filtra
- $w$  - grubość warstwy pyłów
- $w_s$  - grubość ścianki
- $\alpha$  - wielkość komórki
- $\mu$  - lepkość dynamiczna spalin
- $Q$  - strumień masy gazów spalinywych

Istotnym parametrem jest więc drożność (przepuszczalność) filtra. Z konstrukcji i zasady działania podzespołu wynika, że do zmiany jego drożności (w wyznaczonych zakresach) dochodzi cyklicznie w skutek normalnej jego pracy, m.in. przez wypalanie zgromadzonych cząstek węgla. Wypalanie znajdującej się wewnątrz filtra sadzy, realizowane jest na drodze algorytmu opierającego się na wdrożeniu energii aktywacji dzięki wtrysnięciu dodatkowej dawki paliwa. Umożliwia to w rezultacie dopalenie zgromadzonego węgla do dwutlenku węgla – produktu zupełnego spalania. Ta powtarzająca się procedura jest wykonywana podczas normalnej eksploatacji co kilkaset kilometrów. Zjawisko zmiany drożności ma zatem charakter powszechny i występuje w większości współ-

częściej użytkowanych pojazdów z silnikami o zapłonie samoczynnym.

Pewną wadą procesu jest to, że wypalony węgiel ma postać popiołów, które zostają „zamknięte” wewnątrz komór filtra. Nagromadzenie popiołów może być w rezultacie przyczyną spadku sprawności filtra. Sytuacja taka zaliczana jest do stanu ponadnormatywnego, mogącego prowadzić do częściowego bądź całkowitego spadku sprawności filtra a w konsekwencji do jego awarii.

Opisany stan rzeczy ma miejsce m.in. gdy:

- eksploatacja pojazdu odbywa się w warunkach, gdy silnik nie uzyskuje odpowiednich parametrów pracy, tj. gdy temperatura filtra nie osiągnie 800 stopni,
- występuje niesprawność czujnika różnicowego ciśnienia, czujnika temperatury, układu wtryskowego silnika itp.,
- nastąpi zmiana drożności przewodów od czujnika różnicowego ciśnienia,
- silnik eksploatowany jest przy użyciu niezalecanych przez producenta olejów silnikowych.

Powtarzalność procesów samoregeneracji filtra i związane z nią pogorszenie jego drożności ma nieustanny wpływ na ciągle zmiany prędkości obrotowej wirnika turbosprężarki, co skutkuje koniecznością wprowadzania korekcy parametrów sterujących jej działaniem. W pewnych warunkach pracy, w szczególności w stanach pełnego zapełnienia filtra, możliwości korekcy pracy turbosprężarki (zmienna geometria łopatek kierownicy spalin, zawór upustowy) są ograniczone. Sytuacje takie prowadzą do powstania dużych obciążeń termicznych i mechanicznych układu doładowującego, co w skrajnych przypadkach może skutkować jego uszkodzeniem.

Przedstawione przesłanki uzasadniają podjęcie analizy wpływu zmiany drożności filtra oczyszczania spalin na pracę turbosprężarki. W związku z tym postanowiono podjąć próbę określenia właściwości dynamicznych badanej turbosprężarki w zależności od zmian przeciwcisnienia spalin w kanale wylotowym za turbosprężarką i gęstości ośrodka, w którym pracuje wirnik turbiny. Za reprezentacyjny parametr określający dynamiczny stan pracy TS uznano prędkość obrotową wirnika. Z tą prędkością skorelowany jest bezpośrednio spręż i wydatek sprężarki.

## 2. Wykorzystana metodologia i aparatura badawcza

Zastosowana metoda badawcza opiera się na pomiarach wykonanych na stanowisku hamownianym w trzech zakresach pracy przy stałym obciążeniu i stałej prędkości obrotowej wału korbowego silnika spalinowego stanowiącego w realizowanych

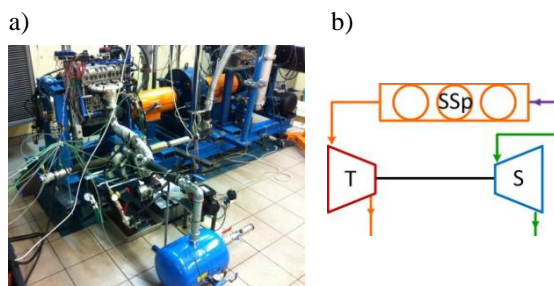
pracach wytwornicę spalin. W ramach pomiarów posłużono się zapisem cyfrowym mierzonych wielkości i przetwarzaniem komputerowym cyfrowych danych, co pozwoliło na poszukiwanie korelacji pomiędzy zmianami charakterystycznych parametrów.

W badaniach wykorzystano turbosprężarkę Garrett GT 1544V, której właściwości, cechy konstrukcyjne oraz zjawiska towarzyszące procesom niszcącym zostały opisane w publikacjach 1,2,3. Jak już wspomniano, do napędu turbosprężarki wykorzystuje się strumień gorących gazów pochodzących z komory spalania silnika spalinowego produkcji Fiat 1,2 dm<sup>3</sup> MPFI. Najważniejsze parametry operacyjne silnika ujęto w tablicy 1.

Tablica 1  
Charakterystyka silnika badawczego

producent	Fiat MPFI
pojemność skokowa	1,2 dm <sup>3</sup>
moc	52 kW/6000 min <sup>-1</sup>
moment obrotowy	102 N·m/3250 min <sup>-1</sup>
liczba cylindrów	4

Widok stanowiska przedstawiono na rysunku 3a, natomiast schemat ideowy działania układu umieszczono na rysunku 3b. Powietrze wraz z paliwem dostarczane jest do komory spalania silnika spalinowego „SSp”, gdzie następuje spalanie mieszanki. Po spalaniu, gazy trafiają na łopatki wirnika turbiny wprowadzając w ruch układ turbosprężarki. Sprężone powietrze nie jest wykorzystywane do doładowania silnika. Trafia ono do specjalnego zbiornika, w którym następuje wyrównywanie pulsacji ciśnienia, a zawór regulacyjny w zbiorniku utrzymuje ciśnienie zbliżone do ciśnienia doładowania silnika spalinowego. Układ wylotowy silnika spalinowego i turbosprężarki połączony jest z instalacją wylotową laboratorium.



Rys. 3. Stanowisko badawcze: a) widok ogólny, b) schemat ideowy (T – wirnik turbiny, S – wirnik sprężarki, SSp – silnik spalinowy)

Silnik zamontowany został na hamownianym stanowisku badawczym wyposażonym w elektrowirowy hamulec typu AMX 210/100 (P<sub>max</sub> = 100 kW, M<sub>o-max</sub> = 240N·m, n<sub>max</sub> = 10000 obr/min). Stanowisko wyposażono w wagową miernicę paliwa AMX 212, układ chłodzenie powietrza doła-

dowanego oraz komputer do rejestracji wyników pomiarów w sposób dynamiczny.

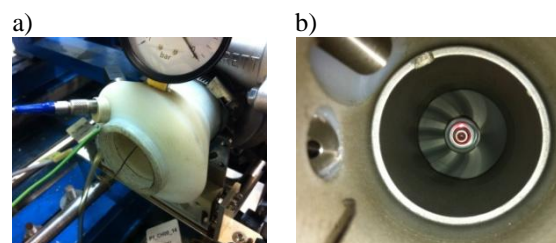
Do prowadzenia pomiarów użyto ponadto:

- iOTechPersonalDaq/3000 – 2 x 4 kanały cyfrowe,
- Turbo Speed Sensor (AVL) – pomiar prędkości obrotowej turbosprężarki.

Do pomiarów ciśnień i temperatur w poszczególnych węzłach konstrukcyjnych zastosowano:

- czujnik różnicowy – G450 ciśnienie w kanale wylotowym za turbiną,
- termopara typu K – temperatura przed turbiną,
- termopara typu K – temperatura powietrza doładowanego,
- termopara typu K – temperatura gazów spalinowych przed turbiną,
- termopara typu K – temperatura gazów spalinowych za turbiną.

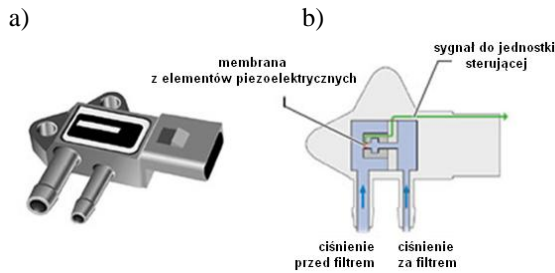
Kluczowy dla badań pomiar prędkości obrotowej wału turbosprężarki dokonany został przy pomocy laserowego czujnika optycznego umieszczonego w kanale sprężarki (rys. 4a). Istota pomiaru polega na rejestracji częstotliwości światła odbitego od znacznika wykonanego na nakrętce wirnika sprężarki (rys. 4b). Znacznikiem jest niewielka ilość, dedykowanego do czujnika, środka chemicznego wykorzystywanego jako baza do naniesienia drobinek sproszkowanego szkła umożliwiającego odbicie promienia lasera.



Rys. 4. Sposób pomiaru prędkości obrotowej wirnika turbosprężarki, a) widok sposobu montażu czujnika, b) widok wiązki laserowej na znaczniku pomiarowym

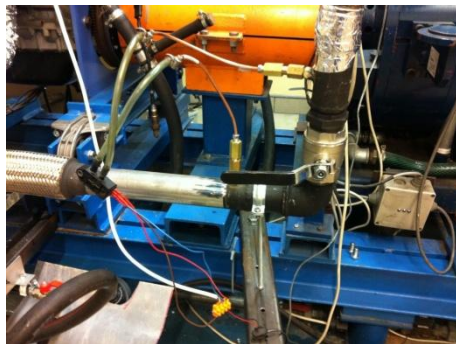
Za symulowanie zmian drożności filtra odpowiedzialny jest w układzie czujnik różnicy ciśnień strumienia spalin, którego końcówki umieszczone są przed i za filtrem cząstek stałych (rys. 5). Zasada działania czujnika opiera się na zmianie wychylenia membrany z elementów piezoelektrycznych w kanale znajdującym się pomiędzy króćcami filtra. Sygnały z czujnika ciśnienia gazów spalinowych, czujników temperatury przed i za filtrem, oraz sygnał z miernika przepływu masy powietrza, tworzą jednostkę pozwalającą na ustalenie stanu nasycenia filtra cząstek stałych.





Rys. 5. Czujnik różnicy ciśnień a) widok ogólny b) budowa [3]

Dla potrzeb symulacyjnych filtr cząstek stałych zastąpiono zaworem kulowym, który został (zainstalowany w układzie wylotowym za turbiną – rys. 6) – wymiary zaworu podane są w tabelicy 2.



Rys. 6. Widok zaworu kulowego wraz z czujnikiem różnicowym

Tabela 2

Parametry geometryczne zaworu kulowego [6]

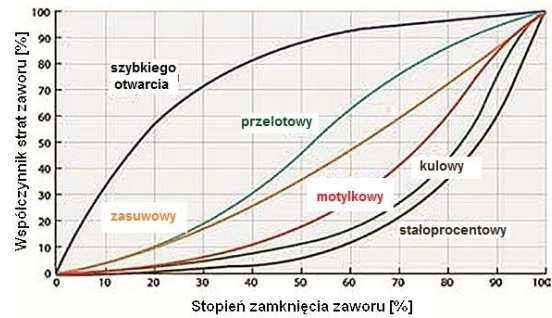
	$\phi = 40 \text{ mm}$ $L = 80 \text{ mm}$ $W = 100 \text{ mm}$ $H = 80 \text{ mm}$
--	--

Zmianę drożności filtra symulowano stopniowym przamykaniem zaworu w sposób liniowy, co w rezultacie skutkowało wzrostem przeciwcisnienia na wirniku turbiny. Zamykanie zaworu od pełnego otwarcia (0 stopni) do pełnego zamknięcia (90 stopni) odbywało się w czasie równym 35 sekund dla każdego pomiaru. Ze względów bezpieczeństwa oraz wytrzymałości elementów stanowiska, pełne zamknięcie zaworu utrzymywano do chwili wystąpienia pierwszych objawów dławienia silnika. W praktyce był to czas około 2s.

Parametry prędkości obrotowej wału turbosprężarki, ciśnienie oraz temperatura powietrza zassanego i gazów spalinowych rejestrowane były z częstotliwością 1 Hz. Pomiaru prowadzono w warunkach stałych prędkości obrotowych wału korbowego oraz stałych jego obciążeń dla wybranych punktów pracy. Temperatury płynów eksploatacyj-

nych w trakcie pomiarów utrzymywane były na stałym poziomie (ciecz chłodząca 90°C, olej 85°C).

Charakterystyki przepływowe, dla różnego typu zaworów przedstawiono na rysunku 7. Zauważyć należy, że charakter przepływu medium przez zawór kulowy w funkcji jego zamknięcia jest zbliżony do przebiegu zmian ciśnienia różnicowego podczas zapelniania filtra cząstek stałych (rys. 2).



Rys. 7. Charakterystyka przepływowa różnego typu zaworów [6]

### 3. Analiza wyników pomiarów

Badania przeprowadzono w czterech punktach pracy wytwornicy spalin, tj. dla dwóch różnych wartości prędkości obrotowej silnika oraz obciążenia – łącznie 4 konfiguracje. Parametry nastaw przedstawiono w tabelicy 3.

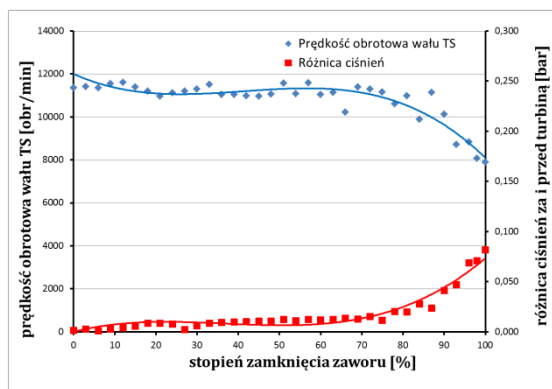
Tabela 3

Punkty pomiarowe

l.p.	prędkość obrotowa silnika	obciążenie silnika
	[obr/min]	[N·m]
1	2000	20
2		40
3	3000	20
4		40

Wyniki dla każdej z nastaw przedstawiono jako dwie funkcje. Pierwsza funkcja opisuje wpływ zamknięcia zaworu na prędkość obrotową wirnika TS, druga natomiast wpływ zamknięcia zaworu na zmianę ciśnienia różnicowego za i przed zaworem reprezentującym zapelnienie filtra cząstek stałych. Wprowadzone na potrzeby analizy wyników linie trendu prędkości obrotowej wału turbosprężarki wraz z wykładniczym wzrostem ciśnienia (wynikającym z charakterystyki zaworu kulowego) mają w przybliżeniu charakter paraboli trzeciego stopnia z ujemnym współczynnikiem „a”. Prawdopodobnie ta jest słuszna dla każdego rozpatrywanego przypadku pomiarowego, niezależnie od zakresu prędkości obrotowej silnika. Dla nastawy pierwszej, tj. przy prędkości obrotowej silnika równej 2000 obr/min

oraz obciążeniu równym 20 N·m przebieg kształtuje się w sposób przedstawiony na rysunku 8.

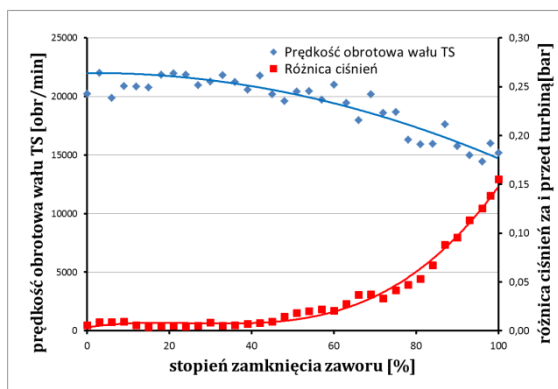


Rys. 8. Wpływ zmiany drożności układu wylotowego na prędkość obrotową wału turbosprężarki ( $n = 2\,000$  obr./min,  $M_o = 20$  N·m)

Zamknięcie zaworu w zakresie od 0 do 70 % dla prędkości TS wynoszącej około 12 000 obr./min generuje niewielki wzrost ciśnienia w układzie wylotowym (na poziomie 0,02 bar), w wyniku czego prędkość obrotowa wału turbosprężarki spada o ok. 1 000 obr./min. Dalsze przemykanie zaworu skutkuje wzrostem ciśnienia od 0,02 do 0,08 bar, co powoduje bardziej intensywne obniżenie prędkości wału turbosprężarki – poziom ok. 8 000 obr./min.

Dla wyznaczonych warunków pomiaru, pomimo iż od pełnego otwarcia do całkowitego zamknięcia zaworu prędkość wału turbosprężarki spada o 34%, w zakresie tym nie występuje wzrost ciśnienia, który odpowiadałby za uaktywnienie procesu regeneracji filtra cząstek stałych.

Podobna sytuacja ma miejsce dla zwiększonych obciążeń silnika, tj. dla 2 000 obr./min oraz 40 N·m obciążenia (rys. 9).



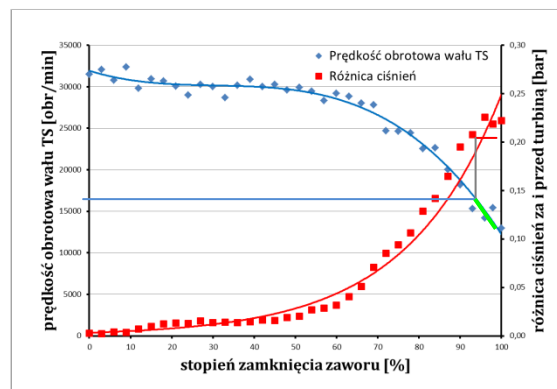
Rys. 9. Wpływ zmiany drożności układu wylotowego na prędkość obrotową wału turbosprężarki ( $n = 2\,000$  obr./min,  $M_o = 40$  N·m)

Ze względu na wzrost parametrów termodynamicznych spalin (temperatura i ciśnienie dynamiczne) wzrasta wyjściowa prędkość obrotowa wirnika TS z 12 000 do 22 000 obr./min. Krzywa prędkości

obrotowej wału turbosprężarki spada proporcjonalnie do procentowego przemykania zaworu w całym zakresie. Z charakterystyki zaworu kulowego można zauważyć zależność, że dopiero przemyknięcie przepływu w zakresie od 50% wzwyż, skutkuje znaczącym wzrostem ciśnienia w przedziale od 0,02 do 0,15 bar.

Dla tych nastaw wytwornicy spalin i przyjętych warunków pomiaru (czas całkowitego zamknięcia zaworu krótszy niż 2 s) w układzie wylotowym nie osiągnięto poziomu ciśnienia podobnego do tego, które generowane jest przez zapełnianie się filtra cząstek stałych. Różnica prędkości obrotowej wału turbosprężarki podczas badania wynosiła około 7 000 obr./min pomiędzy skrajnymi położeniami zaworu.

Kolejny, analizowany punkt badań przeprowadzono dla prędkości obrotowej wału korbowego silnika rzędu 3 000 obr./min oraz obciążenia równego 20 N·m (rys. 10).

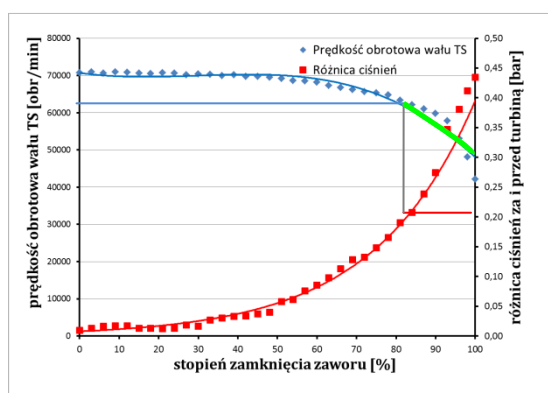


Rys. 10. Wpływ zmiany drożności układu wylotowego na prędkość obrotową wału turbosprężarki ( $n = 3\,000$  obr./min,  $M_o = 20$  N·m)

Spadek prędkości obrotowej wału turbosprężarki oraz wzrost ciśnienia przed zaworem mają podobny charakter jak w przypadkach analizowanych powyżej, lecz zmiany następują w bardziej dynamiczny sposób. Jak wynika z natury zaworu kulowego przemyknięcie go o 50 % nie generuje znaczących zmian na wirniku turbosprężarki, a wzrost ciśnienia jest niewielki i waha się w zakresie  $\pm 0,03$  bar. Przemyknięcie zaworu w zakresie od 60 do 100% skutkuje proporcjonalnym wzrostem ciśnienia od 0,05 do 0,25 bara, a prędkość obrotowa TS spada o ponad 43 %. Przy ciśnieniu 0,2 bara prędkość obrotowa wału turbosprężarki osiągnęła wartość równą 16 000 obr./min. Dalsze przemykanie zaworu generowało zwiększanie ciśnienia różnicowego, które w rzeczywistych warunkach skutkowałoby uruchomieniem procedury regeneracji filtra cząstek stałych. Zakres spadku prędkości obrotowej wirnika TS po rozpoczęciu procesu regeneracji oznaczono na opisywanym wykresie kolorem zielonym. Spadek ten jest jednak uznany za hipotetyczny, w odniesieniu do warunków rzeczywistych.

stych, gdyż po zadziałaniu procedury regeneracji powinien nastąpić spadek ciśnienia różnicowego i wzrost drożności filtra.

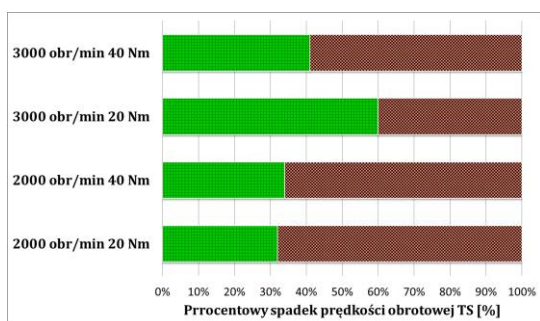
Graficzne przedstawienie wyników czwartego etapu badań, tj. pomiary przy prędkości obrotowej silnika rzędu 3 000 obr/min oraz obciążeniu na poziomie 40 N·m przedstawiono na rysunku 11. Maksymalna wartość przy 100% zamknięciu zaworu wynosi 0,44 bara. Wartość 0,2 bara uzyskano przy 80% przymknięciu zaworu w układzie wylotowym. Spadek prędkości obrotowej wału turbosprężarki w zakresie od 0 do 80% wyniósł 9 000 obr/min, co stanowi ponad 14% różnicy. Dalsze przymknięcie zaworu generowało spadek prędkości obrotowej wału TS o 14 000 obr/min, co stanowi 23%. Spadek prędkości w całym zakresie przymknięcia zaworu wyniósł 32%.



Rys. 11. Wpływ zmiany drożności układu wylotowego na prędkość obrotową wału turbosprężarki (n = 3 000 obr/min, M<sub>0</sub> = 40 N·m)

#### 4. Podsumowanie

W artykule wykazano, że dla każdej z czterech prób zauważalny był wyraźny spadek prędkości obrotowej wirnika turbosprężarki w zależności od stopnia zamknięcia zaworu. Zestawienie wyników przedstawiono na rysunku 12.



Rys. 12. Zestawienie procentowego spadku prędkości obrotowej TS w punktach badawczych

Ze względu na zmianę parametrów termodynamicznych spalin dla różnych nastaw silnika, przy takim samym stopniu zamknięcia zaworu (dla tego samego ciśnienia różnicowego) zauważyć należy

tendencję zwiększania spadku prędkości obrotowej wału TS wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika. Można również twierdzić, że większy wpływ na spadek prędkości obrotowej TS ma ilość spalin wyprowadzanych z silnika niż ich parametry termodynamiczne (ciśnienie, temperatura, ciepło). Wniosek ten w odniesieniu do współpracy silnika spalinowego z turbosprężarką w rzeczywistych warunkach eksploatacji doprowadza do dalszych konkluzji. Bezspornym jest fakt, że wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika spalinowego rośnie jego zapotrzebowanie na powietrze dostarczane do cylindrów. Jeśli więc w układzie wylotowym silnika rośnie przeciwcisnienie związane z spadkiem drożności filtra cząstek stałych, spada prędkość obrotowa wirnika TS, a równocześnie wydatek i ciśnienie doładowania. Jeśli silnik pracuje z wysoką prędkością obrotową wału korbowego, układ sterowania dąży do osiągnięcia właściwego ciśnienia doładowania. Do tego celu, „używa” skutecznego środka konstrukcyjnego jakim jest, w zależności od typu turbosprężarki: zawór upustowy spalin lub zawór sterujący położeniem łopatek kierownicy turbiny. Okazuje się, że już podczas pracy silnika na średnich parametrach turbosprężarka będzie obciążana w sposób odpowiedni dla parametrów maksymalnych. Taka sytuacja doprowadzać może do przyspieszonego zużywania i aktywowania procesów niszczących TS. Procesy te zostały szczerzej opisane przez autorów w publikacjach [1,2,3]. Nadmienić należy, że chodzi tutaj m.in. o pogorszenie warunków smarowania TS wraz z długotrwałym, ponadnormatywnym obciążeniem termicznym (koksowanie oleju w kanałach olejowych), wzrost tendencji do spadku właściwości żaroodpornych i żarowytrzymałych materiału wirnika turbiny (możliwość nadtopienia krawędzi łopatek). Procesy te są szczególnie niebezpieczne dla właściwej pracy TS, stanowią bowiem zaczątek dalszych zjawisk i procesów niszczących, które przebiegają bardzo dynamicznie i w szybkim czasie doprowadzają do dysfunkcji zespołu, a nierzadko całego silnika.

Na zakończenie należy dodać, że pogorszenie właściwości dynamicznych turbosprężarek, związane z spadkiem drożności filtra cząstek stałych powinno być bodźcem do zintensyfikowania prac przez instytuty, ośrodki badawcze oraz koncerny produkujące silniki spalinowe nad zmniejszeniem tego niekorzystnego wpływu. Najwłaściwsze wydaje się poszukiwanie filtrów cząstek stałych, w których wyeliminowane będą postępujące zjawiska wzrostu oporów przepływowych.

---

## Nomenclature/Skróty i oznaczenia

T – Turbina/turbine

TS – Turbosprężarka/turbocharger

S – Compressor/sprężarka

SSp – Combustion Engine/Silnik Spalinowy

---

## Bibliography/Literatura

- [1] Idzior Marek, Bieliński Maciej, Borowczyk Tomasz, Karpiuk Wojciech: „*Analiza wpływu warunków eksploatacji na stan techniczny turbosprężarek doładowanych silników spalinowych*” – XIV Międzynarodowa Konferencja „Komputerowe Systemy Wspomagania Nauki, Przemysłu i Transportu”, Czasopismo „Logistyka”, 2010,
- [2] Idzior Marek, Karpiuk Wojciech, Bieliński Maciej, Borowczyk Tomasz: “*Influence of non elimination causes of turbocharger failure Garret 1749V for further exploitation of the new component*” – Materiały konferencyjne ”IX European Conference Of Young Research And Scientific Workers Transcom”, 2011
- [3] Idzior Marek, Karpiuk Wojciech, Bieliński Maciej, Borowczyk Tomasz: “*Description of the turbocharger Garrett GT 1749V lubrication system*” – Materiały konferencyjne ”IX European Conference Of Young Research And Scientific Workers Transcom”, 2011
- [4] Nikitidis M., Skaperdas E., Zarvalis D., Kladopoulou E., Altiparmakis Ch.: “*Validation of a Model and Development of a Simulator for Predicting the Pressure Drop of Diesel Particulate Filters*”, Diesel Exhaust Emission Control: Diesel Particulate Filters – 2001
- [5] Zarvalis D., Vlachos N., Buegler L., Seewald G., Prenninger P.: “*A Metal Fibrous Filter for Diesel Hybrid Vehicles*”
- [6] [www.chemwork.org](http://www.chemwork.org)

Professor dr hab. inż. Marek Idzior – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej

*Prof. Marek Idzior, DSc, DEng. – professor in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology*



Mgr inż. Maciej Bieliński – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej

*Mr Maciej Bieliński, MEng. – Postgraduate in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology*



Dr inż. Wojciech Karpiuk – asystent na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej

*Mr Wojciech Karpiuk, Ph.D., Mech. Eng. – doctor in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology*



Mgr inż. Tomasz Borowczyk – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej

*Mr Tomasz Borowczyk, MEng. – Postgraduate in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology*

