

Założenia do modelowania turbosprężarki trakcyjnego silnika z pulsacyjnym zasilaniem turbiny

KRZYSZTOF DANILECKI

Politechnika Szczecińska
Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych,

W artykule przedstawiono założenia modelu turbosprężarki z pulsacyjnym zasilaniem turbiny. Zaproponowano opis analityczny charakterystyk turbosprężarki za pomocą wielomianów wyższych stopni uzyskanych z wykorzystaniem metod regresji wielowymiarowej. Uwzględniono wpływ pulsacji ciśnienia gazów na sprawność i przepustowość turbiny, co pozwala na uzyskanie zadowalającej zbieżności wyników obliczeń numerycznych z wynikami badań.

1. Wstęp

Modelowanie matematyczne powszechnie wykorzystywane już w procesie projektowania, badań i udoskonalania konstrukcji silników spalinowych i ich agregatów. Pomimo szeregu ograniczeń wynikających z trudności w analitycznym opisaniu analizowanych procesów i zjawisk, niedostatku wiedzy doświadczalnej i dostępnych środków technicznych, zmuszających do stosowania w modelach wielu uproszczeń, modelowanie matematyczne pozwala na dostarczenie wielu informacji o przebiegu roboczego cyklu silnika spalinowego. Syntezę wiedzy na temat modelowania matematycznego cyklu roboczego silnika spalinowego znaleźć można m.in. w [15]. Możliwość ilościowego określenia wpływu różnych czynników konstrukcyjnych i regulacyjnych na wskaźniki pracy silnika pozwala na uzyskanie wielu informacji przy jednoczesnym ograniczeniu nakładów finansowych i czasowych.

Obliczenia symulacyjne parametrów obiegu silnika turbodoładowanego wymaga stworzenia modeli matematycznych poszczególnych elementów układu: szybkoobrotowy silnik spalinowy – sprężarka odśrodkowa – turbina promieniowa. Istotny wpływ na adekwatność modelu silnika turbodoładowanego z przebiegami rzeczywistymi ma jakość odwzorowania turbosprężarki z uwzględnieniem warunków jej pracy na silniku. Jednakże prawidłowe zamodelowanie turbosprężarki przy współpracy z silnikiem jest zagadnieniem trudnym, szczególnie w odniesieniu do silników trakcyjnych pracujących najczęściej w pulsacyjnym układzie zasilania turbiny. Dla uzyskania wymaganej dokładności obliczeń konieczne jest uwzględnienie w opisie matematycznym istotnych cech fizycznych analizowanych zjawisk.

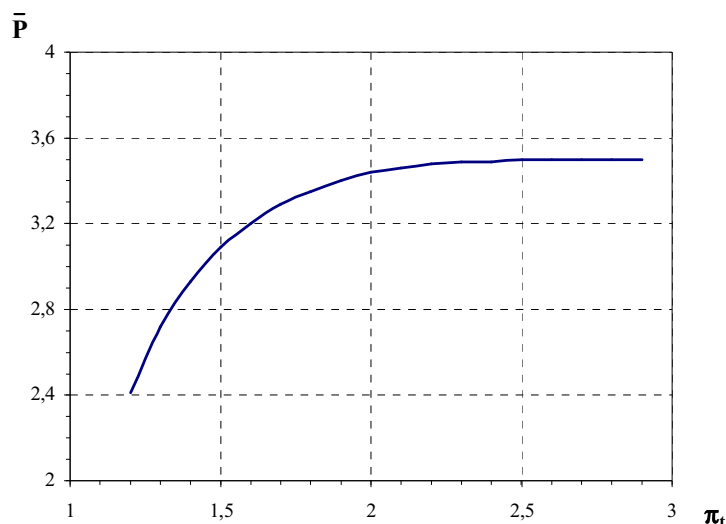
2. Opis problemu

Podstawowym problemem przy modelowaniu silnika doładowanego turbosprężarką jest występowanie sprzężenia zwrotnego, jakie występuje pomiędzy stroną wylotową i dolotową silnika. Zjawisko to wynika z więzi gazowej między silnikiem a turbosprężarką. Ponadto osadzenie na wspólnym wale turbiny spalinowej oraz sprężarki powoduje, że przy obliczeniach poszczególnych parametrów konieczne jest zastosowanie iteracyjnych metod obliczeń, pozwalających na uzyskanie założonej zbieżności parametrów stosując jako kryterium zbieżności bilans mocy, masowego natężenia przepływu i prędkości obrotowej wirników sprężarki oraz turbiny.

Obliczeniowe przedstawienie warunków współpracy silnika i turbosprężarki jest zagadnieniem skomplikowanym, wymagającym precyzyjnego określenia warunków przepływu powietrza oraz spalin przez turbosprężarkę. W publikacjach [1,3,4,6,7,9,11,12,16] przedstawiono szereg alternatywnych sposobów rozwiązania tego problemu, które różnią się zarówno ideą, jak i dokładnością. Metody analityczne umożliwiają obliczenie składowych prędkości w charakterystycznych przekrojach sprężarki oraz turbiny, co pozwala na określenie wymiarów turbosprężarki i parametrów doładowania. Inne z kolei ograniczają się do obliczenia parametrów potrzebnych do doboru turbosprężarki z dostępnych typoszeregów produkowanych modeli oferowanych przez producenta. Takie podejście wydaje się bardziej praktyczne, choć zastosowanie jednej z wielu turbosprężarek oferowanych przez producenta i stosowanej do wielu silników, może okazać się nie najlepszym rozwiązaniem do konkretnego silnika.

Modelowanie silnika turbodoładowanego wymaga matematycznego opisu sprężarki oraz turbiny. Do opisu mogą być wykorzystane metody analityczne [1,2,10,14], umożliwiające obliczenie strat hydraulicznych oraz cieplnych w części przepływowej turbiny oraz sprężarki. Inna metoda polega na wykorzystaniu istniejących charakterystyk uzyskanych w czasie badań eksperymentalnych na stanowisku przepływowym. W takim przypadku najprościej jest sformułować model matematyczny przez określenie zależności funkcyjnej, aproksymując charakterystyki turbosprężarki wielomianami wyższych stopni z wykorzystaniem metod regresji wielowymiarowej [4,5,8,17]. Współczynniki wielomianów wyznaczyć można w oparciu o dyskretyzację posiadanych charakterystyk lub korzystając z przybliżonych zależności uzyskanych metodami identyfikacji podczas badań silnika.

Pracę turbiny można opisać charakterystykami przepustowości i sprawności wyrażonych w parametrach kryterialnych. Charakterystyki te przedstawiają zależność parametru przepływu spalin $\bar{P} = G_t \sqrt{T_t} / p_t$ oraz sprawności η_t w funkcji stopnia rozprężania π_t . Charakterystykę taką sporządza się zazwyczaj dla różnych kryterialnych prędkości obrotowych wirnika $n_{w.kr}$. Przy uproszczonych obliczeniach charakterystyka przepustowości turbiny może być wykonana w postaci jednej krzywej, co znacznie ułatwia jej analityczne opisanie w postaci funkcji jednoargumentowej. Na rysunku 1 przedstawiono przykładowo charakterystykę przepływową modelowanej turbiny o oznaczeniu 2,6 turbosprężarki B3C.

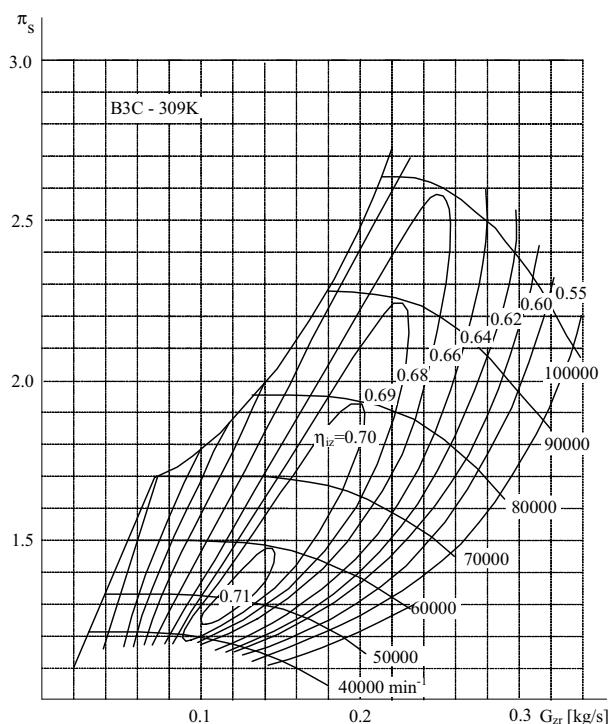


Rys. 1. Charakterystyka przepływowa turbiny o oznaczeniu 2,6 turbosprężarki B3C.
Fig. 1. Turbocharger turbine map with designation of 2.6 of B3C turbocharger.

Natomiast pracę sprężarki opisuje zależność sprężu π_s od zredukowanego wydatku powietrza G_{zr} przy stałych prędkościach obrotowych wirnika n_w z naniesionymi liniami stałej sprawności sprężania η_s . Charakterystykę sprężarki o katalogowym oznaczeniu wirnika 309K omawianej turbosprężarki B3C ilustruje rysunek 2.

Dla wygody i ułatwienia jej analitycznego opisu, charakterystykę sprężarki można przedstawić w postaci dwóch funkcji dwuargumentowych określających zależność sprężu π_s oraz sprawności sprężania η_s w funkcji wydatku powietrza G_{zr} i prędkości obrotowej wirnika n_w . Funkcje te, opisujące pracę sprężarki tworzą nieregularne, wypukłe powierzchnie. Możliwość wyznaczenia (w trakcie obliczeń) dowolnego punktu na tych powierzchniach pozwoli na precyzyjne określenie ciśnienia oraz temperatury powietrza w przestrzeni za sprężarką, co ma zdecydowany wpływ na jakość modelu. Warunkiem przydatności takiego modelu jest zadowalająca zbieżność wyników obliczeń numerycznych z wynikami badań. Pożądane jest, aby wartości odchylenia modelu od rzeczywistości były zbliżone do wartości błędu pomiaru na stanowisku badawczym. W niniejszej pracy zaprezentowano koncepcję takiego modelu.

Proponowany model opiera się na wykorzystaniu równań uzyskanych drogą aproksymacji charakterystyk przepływowych dysponowanych turbosprężarek, otrzymanych na stanowisku badawczym. Charakterystyki turbosprężarki zdjęte na stanowisku przepływowym w warunkach stacjonarnego strumienia gazów pozwalają na ocenę stopnia doskonałości danej konstrukcji. Nie dają jednakże możliwości oceny jakości ich współpracy z silnikiem.



Rys. 2. Charakterystyka statyczna sprężarki o numerze wirnika 309K turbosprężarki B3C.
 Fig. 2. Turbocharger compressor map with the rotor number of 309K of B3C turbocharger.

Podczas modelowania turbodoładowanego silnika trakcyjnego z pulsacyjnym zasilaniem turbiny napotyka się na problemy z obliczeniami parametrów turbiny. Pulsacje ciśnienia sprawiają, że jest dość duża rozbieżność między średnimi parametrami, a ich wartościami chwilowymi nawet w ustalonych stanach pracy silnika. Dla uzyskania wymaganej dokładności obliczeń w silnikach z turbiną pulsacyjną należy uwzględnić wpływ pulsacyjności strumienia na sprawność i przepustowość turbiny.

W proponowanym modelu opartym na średnich parametrach obiegu silnika, zakładającym quasiustalone warunki przepływu powietrza oraz spalin, zjawiska falowe w układzie dolotowym i wydechowym uwzględniane są za pomocą współczynników poprawkowych. Ich wartości zależne są od konstrukcji układu wylotowego silnika i dla danego silnika mogą być przyjęte z warunku podobieństwa przepływu [18]. Uwzględniane są również różnice między parametrami statycznymi oraz parametrami spiętrzenia gazów, które przy wysokich prędkościach przepływu mogą znacznie przekraczać wartości błęd pomiaru na stanowisku badawczym. Dla uzyskania założonej dokładności obliczenia punktu pracy sprężarki oraz turbiny, jest to szczególnie istotne w obliczeniach temperatury oraz ciśnienia powietrza na wlocie do sprężarki oraz spalin na wlocie do turbiny. W modelu nie jest uwzględniane chłodzenie powietrza doładowującego.

3. Matematyczny model sprężarki

Pracę sprężarki odwzorować można charakterystykami:

$$\eta_s = f(n_w, G_{zr}), \quad (1)$$

$$\pi_s = f(n_w, G_{zr}). \quad (2)$$

Przykładowy przebieg zależności (1) (2) dla wirnika sprężarki o numerze katalogowym wirnika 309K turbosprężarki B3C przedstawiony został na rysunkach 3 i 4. Zależności funkcyjne (1), (2) dla dysponowanych sprężarek określono w postaci wielomianów drugiego stopnia. Równania regresji opisujące te charakterystyki mają postać:

$$\eta_s = A_0 + A_1 \cdot n_w + A_2 \cdot G_{zr} + A_3 \cdot n_w \cdot G_{zr} + A_4 \cdot n_w^2 + A_5 \cdot G_{zr}^2 \quad (3)$$

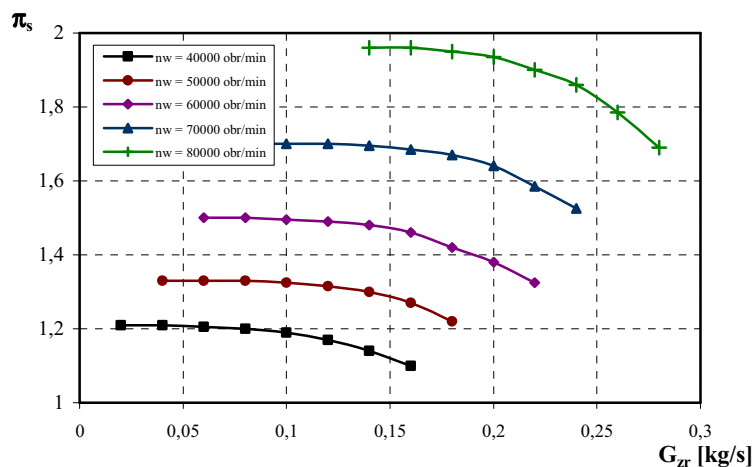
$$\pi_s = A_0 + A_1 \cdot n_w + A_2 \cdot G_{zr} + A_3 \cdot n_w \cdot G_{zr} + A_4 \cdot n_w^2 + A_5 \cdot G_{zr}^2 \quad (4)$$

Współczynniki wielomianów (3) i (4) wyznaczono wg danych odczytanych z charakterystyki każdej sprężarki z wykorzystaniem rachunku aproksymacyjnego. Dla sprężarki 309K współczynniki wielomianów wynoszą:

$$\eta_s = 0,46478 + 7,5582 \cdot 10^{-6} \cdot n_w - 0,33737 \cdot G_{zr} + 0,000114 \cdot n_w \cdot G_{zr} - 1,89221 \cdot 10^{-10} \cdot n_w^2 - 22,76364 \cdot G_{zr}^2 \quad (5)$$

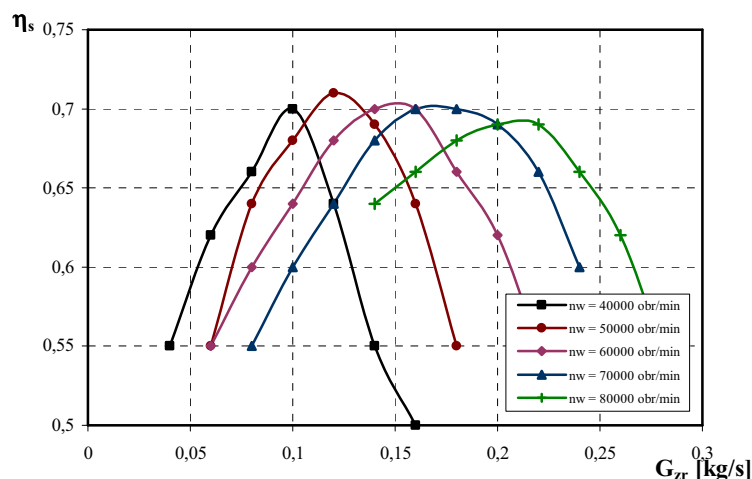
$$\pi_s = 1,17438 - 9,12507 \cdot 10^{-6} \cdot n_w + 0,53369 \cdot G_{zr} + 0,000053 \cdot n_w \cdot G_{zr} + 1,90049 \cdot 10^{-10} \cdot n_w^2 + 17,00108 \cdot G_{zr}^2 \quad (6)$$

Równania (5), (6) pozwalają na iteracyjne wyznaczenie prędkości obrotowej wirnika turbosprężarki.



Rys. 3. Zależność sprężu π_s w funkcji zredukowanego natężenia przepływu powietrza G_{zr} dla różnych prędkości obrotowej wirnika n_w sprężarki 309K.

Fig. 3. Dependence of pressure ratio π_s in the function of corrected air flow G_{zr} for different rotational speeds n_w of 309K compressor rotor.



Rys. 4. Zależność sprawności izentropowej η_s , w funkcji zredukowanego natężenia przepływu powietrza G_{zr} , dla różnych prędkości obrotowych wirnika n_w sprężarki 309K.

Fig. 4. Dependence of isentropic efficiency η_s in the function of corrected air flow G_{zr} for different rotational speeds n_w of 309K turbocharger rotor.

Dopasowanie modelu oceniano na podstawie współczynnika korelacji wielowymiarowej R oraz współczynnika wariancji resztkowej S. Obserwuje się jednocześnie, że zastosowanie wielomianów (5) i (6) drugiego stopnia pozwala na zachowanie wymaganej dokładności obliczeń. W tabeli 1 przedstawiono uzyskane wartości współczynników korelacji dla aproksymowanej zależności (6) wielomianami drugiego oraz trzeciego stopnia.

Tabela 1. Porównanie wartości współczynników korelacji oraz wariancji resztkowej uzyskanych dla wielomianów drugiego oraz trzeciego stopnia.

Table 1. Comparison of values of correlation coefficients and remainder variance obtained for quadratic and cubic polynomials.

Wielomian	Wariancja resztkowa S	Współczynnik korelacji R
2-stopnia	0,17	0,969
3-stopnia	0,14	0,975

Wartość sprężu π_s i sprawności η_s dla poszczególnych punktów pracy obliczane są bezpośrednio z funkcji (3), (4), przy czym należy pamiętać, aby nie wyszły one poza obszar dopuszczalnych wartości. Dlatego też jednocześnie z określeniem funkcji (3), (4) należy wprowadzić funkcje ograniczające zbiory par wartości G_{zr} i n_w . Pozwoli to uniknąć sytuacji, w których obliczone wg wzorów (3) i (4) π_s oraz η_s mogłyby przyjmować wartości ujemne bądź wychodzące poza obszar charakterystyki. W obliczeniach współpracy silnika z turbosprężarką należy przyjąć, że obliczona wartość sprawności sprężania nie powinna być mniejsza od $\eta_s = 0,60$. Konieczne jest również uwzględnienie granicy pompowania sprężarki, która określa obszar jej statecznej pracy. Przebieg granicy pompowania może być opisany zależnością funkcyjną:

$$G_{pom} = f(\pi_s) \quad (7)$$

Zależność (7) dla dysponowanych sprężarek określono odpowiednio do przebiegu granicy pompowania każdej z dysponowanych sprężarek, jako funkcję liniową lub funkcję sklejaną złożoną z wielomianu pierwszego oraz drugiego stopnia.

Dla sprężarki 309K uzyskano następujące wartości współczynników wielomianów:

- granica pompowania w zakresie $\pi_s = 1,1 \div 1,7$:

$$G_{pom} = -0,0757 + 0,0857 \pi_s, \quad (8)$$

- granica pompowania w zakresie $\pi_s = 1,7 \div 2,5$:

$$G_{pom} = -0,7409 + 0,6999 \pi_s - 0,1295 \pi_s^2. \quad (9)$$

Obliczona odległość linii punktów pracy silnika od granicy pompowania sprężarki oceniana wielkością K_{pom} nie powinna być mniejsza od 10...15%,

$$K_{pom} = \frac{(G_s - G_{pom})}{G_s}, \quad (10)$$

gdzie:

G_s - określa wydatek powietrza w obliczonym punkcie pracy,

G_{pom} - wydatek powietrza odpowiadający granicy pompowania przy tym samym sprężu.

W przypadku pominięcia strat przepływu w przewodzie dolotowym (ze względu na stosunkowo niską prędkość oraz ciśnienie) oraz braku chłodnicy powietrza, parametry doładowania przyrównać można do parametrów sprężania w sprężarce. Wyjątek stanowi temperatura powietrza doładowującego, której niewielki przyrost ($\Delta T = 3 \div 8$ K) wynika z podgrzania od ścianek przewodów dolotowych.

4. Matematyczny model pulsacyjnej turbiny

Przy modelowaniu turbiny oparto się na opisie jej charakterystyki przepływowej. Charakterystykę turbiny promieniowej określa zależność przepustowości $\bar{P} = G_t \cdot \sqrt{T_t} / p_t$ oraz sprawności η_t w funkcji stopnia rozprężania π_t oraz kryterialnej prędkości obrotowej wirnika $n_{w.kr}$:

$$\bar{P} = \frac{G_t \cdot \sqrt{T_t}}{p_t} = f(n_{w.kr}, \pi_t), \quad (11)$$

$$\eta_t = f(n_{w.kr}, \pi_t) \quad (12)$$

gdzie: T_t , p_t – temperatura oraz ciśnienie spalin przed turbiną;

$$n_{w.kr} = \frac{n_w}{\sqrt{T_t}}. \quad (13)$$

Sprawność turbiny może zostać opisana za pomocą zależności:

$$\eta_t = f\left(u_t / \sqrt{T_t}, u_t / c_{ad}\right). \quad (14)$$

Z analizy charakterystyk uzyskanych podczas badań wynika, że wpływ wielkości kryterialnej prędkości obwodowej wirnika $u_t/\sqrt{T_t}$ na sprawność jest niewielki i może zostać pominięty. Zatem sprawność turbiny może zostać określona zależnością:

$$\eta_t = f(u_t/c_{ad}), \quad (15)$$

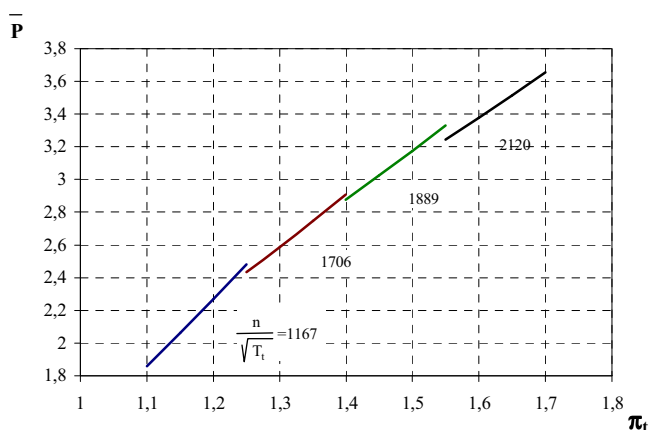
gdzie:

$u_t = 0,0524 \cdot D_{t1} \cdot n_w$ – prędkość obwodowa wirnika (D_{t1} – średnica wirnika turbiny),

$c_{ad} = \sqrt{H_t^{ad}}$ – prędkość przepływu odpowiadająca adiabatycznemu rozprężaniu w turbinie,

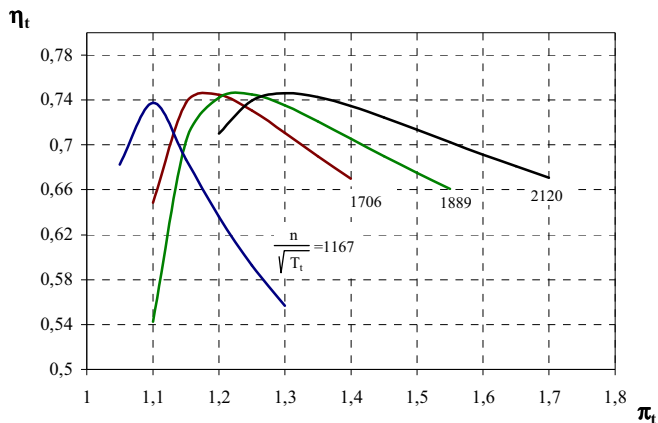
(H_t^{ad} – adiabatyczna praca rozprężania spalin w turbinie).

Przebieg zależności (11), (12) i (15) dla turbiny o oznaczeniu 2,6 turbosprężarki B3C przedstawiono na rysunkach 5, 6 i 7.

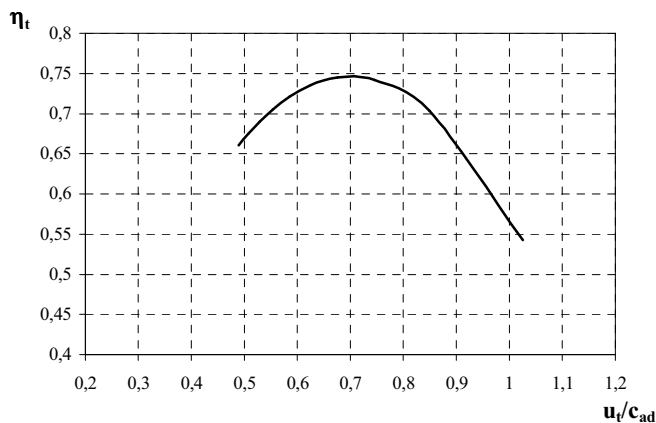


Rys. 5. Zależność przepustowości $\bar{P} = G_t \cdot \sqrt{T_t} / p_t$ w funkcji stopnia rozprężania π_t oraz kryterialnej prędkości obrotowej wirnika $n_{w.kr} = n / \sqrt{T_t}$.

Fig. 5. Dependence of $\bar{P} = G_t \cdot \sqrt{T_t} / p_t$ flow parameter of the function of turbine pressure ratio π_t and critical rotational speed of a rotor $n_{w.kr} = n / \sqrt{T_t}$.



Rys. 6. Zależność sprawności η_t w funkcji stopnia rozprężania π_t oraz kryterialnej prędkości obrotowej wirnika $n_{w.kr}$ turbiny o oznaczeniu 2,6 turbosprężarki B3C.
 Fig. 6. Dependence of efficiency η_t in the function of turbine pressure ratio π_t and critical rotational speed of a rotor $n_{w.kr}$ of turbine with designation of 2.6 of B3C turbocharger.



Rys. 7. Zależność sprawności η_t w funkcji parametru $X_{ad} = u_t/c_{ad}$ turbiny o oznaczeniu 2,6 turbosprężarki B3C.
 Fig. 7. Dependence of efficiency η_t in the function of $X_{ad} = u_t/c_{ad}$ parameter of turbine with designation of 2.6 of B3C turbocharger.

Zależność funkcyjną (11) określono w postaci wielomianu drugiego stopnia. Dla turbiny o oznaczeniu 2,6 turbosprężarki B3C współczynniki wielomianu wynoszą:

$$\bar{P} = -4,00449 + 0,00158 \cdot n_{w.kr} + 4,71602 \cdot \pi_t - 0,00205 \cdot n_{w.kr} \cdot \pi_t + 2,83 \cdot 10^{-7} \cdot n_{w.kr}^2 + 0,89058 \cdot \pi_t^2. \tag{16}$$

Natomiast do opisu sprawności turbiny (ze względu na łatwość oraz większą dokładność) w modelu wykorzystano zależność funkcyjną (15), która została przedstawiona w postaci wielomianu drugiego stopnia. Współczynniki wielomianu wynoszą:

$$\eta_t = -0,193 + 2,6836 \cdot X_{ad} - 1,9173 \cdot X_{ad}^2. \quad (17)$$

Praktyczne wykorzystanie charakterystyk do modelowania współpracy silnika i turbosprężarki wiąże się z problemami wynikającymi z odmiennych warunków badań turbiny na stanowisku badawczym oraz warunków jej zasilania po zabudowie na silniku. Zależności te powinny być określone w taki sposób, aby podczas obliczeń symulacyjnych spełniony był warunek równości mocy sprężarki oraz turbiny dla każdego obliczanych warunków pracy silnika. W przypadku silnika trakcyjnego pewne problemy nastęrcza określenie rzeczywistych warunków przepływu spalin, które decydują o mocy oraz sprawności turbiny.

Dla oceny mocy turbiny wykorzystane mogą być przybliżone metody obliczania turbiny z zasilaniem pulsacyjnym, różniące się zakresem przyjętych uproszczeń, a więc dokładnością obliczeń oraz uniwersalnością. Moc N_t rozwijana w turbinie wynosi:

$$N_t = G_t \cdot H_t^{ad} \cdot \eta_{tc}, \quad (18)$$

gdzie:

G_t – masowe natężenie przepływu spalin,

H_t^{ad} – adiabatyczna praca rozprężania spalin w turbinie,

η_{tc} – całkowita sprawność turbiny.

W pracach [11,17] wpływ pulsacji strumienia gazów zasilających turbinę uwzględniany jest za pomocą współczynnika poprawkowego β . Zatem moc pulsacyjnej turbiny określa zależność:

$$N_t = G_t \cdot H_t^{ad} \cdot \eta_{tc} \cdot \beta. \quad (19)$$

W zależności (19) współczynnik poprawkowy β określany jest mianem współczynnika pulsacyjności i jest wymagany w obliczeniach opartych na średnich wartościach parametrów spalin. W silnikach doładowanych systemem stałego ciśnienia, przy dużej odległości turbiny od cylindrów, występowaniu zbiorczego przewodu wydechowego, niskich prędkościach wypływu spalin itp., wartości β są bliskie jedności i mogą w obliczeniach być pomijane. Wzrastająca dynamika przepływu oraz odpowiednie cechy konstrukcyjne układu wydechowego przystosowanego do pulsacyjnego zasilania turbiny, powodują wzrost wartości tego współczynnika i konieczność jego uwzględnienia w obliczeniach mocy turbiny. Wpływ współczynnika β uwzględniany jest w obliczeniach całkowitej sprawności turbiny. Przy takim założeniu sprawność całkowitą turbiny η_{tc} , określa zależność:

$$\eta_{tc} = \eta_m \cdot \eta_t^{ad} \cdot \beta, \quad (20)$$

gdzie:

η_t^{ad} – sprawność adiabatyczna turbiny przy ustalonym przepływie spalin,

η_m – sprawność mechaniczna turbiny,

β – współczynnik pulsacyjności.

Jednakże problemy nastęrcza określenie η_{tc} , szczególnie w przypadku, gdy brak jest możliwości matematycznego opisu adiabaticznej sprawności rozprężania spalin w turbinie oraz gdy nie są znane przebiegi ciśnienia spalin w przewodzie wydechowym. W takim przypadku możliwe jest wyznaczenie dla danego silnika iloczynu $\eta_t^{ad} \cdot \beta$, pełniącego w takim przypadku rolę współczynnika identyfikacyjnego, którego wartość określana jest podczas badań silnika. Dokładność jego wyznaczenia związana jest z dokładnością wyznaczenia ciśnienia oraz temperatury spalin na wlocie do turbiny. Wartość $\eta_t^{ad} \cdot \beta$ zależy zarówno od charakteru pulsacji, jak i sprawności turbiny, co powoduje, że prowadzenie obliczeń symulacyjnych dla innej turbiny wymagałoby ponownego przeprowadzenia badań identyfikacyjnych na silniku. Przy dysponowanym opisie matematycznym zastosowanej turbiny bardziej racjonalne wydaje się osobne wyznaczenie wartości współczynników pulsacyjności.

W modelu dla oceny mocy turbiny wykorzystana została metoda obliczania turbiny z zasilaniem pulsacyjnym przedstawiona w [18], która charakteryzuje się większą dokładnością oraz uniwersalnością, ze względu na uogólnienie zjawisk towarzyszących przepływowi spalin przy określonej konstrukcji układu wylotowego silnika. Zgodnie z tą metodyką współczynniki poprawkowe wykorzystywane są do wyznaczania obliczeniowych wartości pracy rozprężania spalin, masowego natężenia przepływu oraz sprawności turbiny:

$$G_{t,o} = G_t \cdot k_G, \quad (21)$$

$$H_{t,o}^{ad} = H_t^{ad} \cdot k_H, \quad (22)$$

$$\eta_t = \eta_t^{ad} \cdot k_s, \quad (23)$$

gdzie:

$G_{t,o}$ – obliczeniowe masowe natężenie przepływu spalin,

$H_{t,o}^{ad}$ – obliczeniowa praca rozprężania spalin w turbinie,

η_t – sprawność turbiny pulsacyjnej,

k_G – współczynnik poprawkowy uwzględniający chwilowy wzrost natężenia przepływu spalin ze względu na pulsacje przepływu,

k_H – współczynnik poprawkowy uwzględniający chwilowy wzrost pracy rozprężania spalin ze względu na pulsacje przepływu,

k_s – współczynnik poprawkowy sprawności turbiny ze względu na pulsacje przepływu.

Współczynniki poprawkowe k_H , k_G i k_s uwzględniają chwilowy wzrost mocy turbiny w wyniku pulsacyjnego przepływu spalin, gdyż podczas pulsacyjnego zasilania turbiny większa część energii spalin wykorzystywana jest w warunkach przepływu przy zwiększonym ciśnieniu, a chwilowe wartości natężenia przepływu spalin znacznie odbiegają od średniego masowego natężenia przepływu.

Ze względu na złożoność wyznaczania współczynników pulsacyjności, przyjmowane wartości są według zależności przedstawionych w [18], uzyskanych na podstawie zarejestrowanych przebiegów ciśnienia spalin w przewodzie wydechowym dużej

liczby silników o podobnej konstrukcji, w których do jednego przewodu wylotowego połączone są trzy cylindry. Odpowiada to modelowemu silnikowi SW 680, co przedstawiono na rysunku 8.

Zależności przedstawione na rysunku 8, o charakterze parabolicznym, opisać można za pomocą wielomianów trzeciego stopnia o postaci:

$$k_H = -1,2918 \pi_s^3 + 7,009 \pi_s^2 - 12,689 \pi_s + 8,7417. \quad (24)$$

$$k_G = -1,4108 \pi_s^3 + 7,4767 \pi_s^2 - 13,202 \pi_s + 8,8177. \quad (25)$$

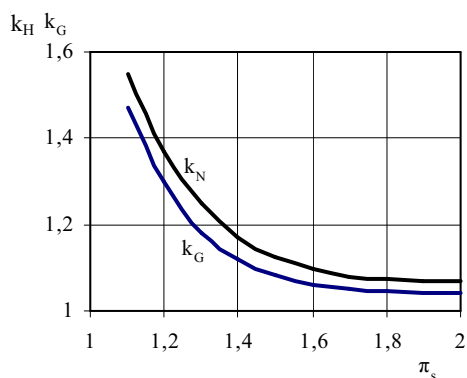
Sprawność całkowita pulsacyjnej turbiny η_{tc} jest równa :

$$\eta_{tc} = \eta_m \cdot \eta_t^{ad} \cdot k_s. \quad (26)$$

Wartości współczynnika poprawkowego k_s wyznaczyć można korzystając z zależności [1]:

$$p_{t,max} / p_{t,śr} = f(\pi_s), \quad (27)$$

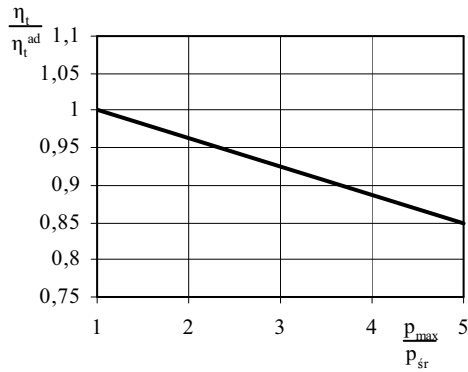
$$\eta_t / \eta_t^{ad} = f(p_{t,max} / p_{t,śr}). \quad (28)$$



Rys. 8. Zależność współczynników pulsacyjności k_H oraz k_G od sprężu sprężarki [18].

Fig. 8. Dependence of pulsation ratios k_H and k_G on supercharging pressure [18].

Z rysunku 9 określić można spadek sprawności turbiny η_t / η_t^{ad} w zależności od wielkości pulsacji ciśnienia spalin. Stosunek ten wyznacza wartość współczynnika poprawkowego k_s . Wielkość pulsacji określa stosunek maksymalnego chwilowego ciśnienia spalin $p_{t,max}$ do wartości średniej $p_{t,śr}$ w czasie całego okresu wylotu. Zależność $p_{t,max} / p_{t,śr}$ w funkcji sprężu sprężarki π_s określić można z rysunku 10.



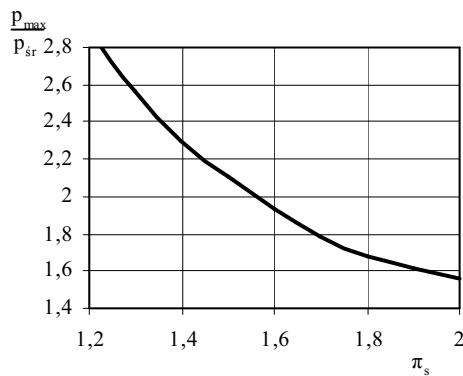
Rys. 9. Zależność zmniejszenia sprawności turbiny od charakteru impulsów [1].
 Fig. 9. Dependence of turbine efficiency reduction on character of pulses [1].

Transponując charakterystyki przedstawione na rysunkach 9 oraz 10, można użyć, przedstawioną na rysunku 11, przydatną do obliczeń zależność funkcyjną:

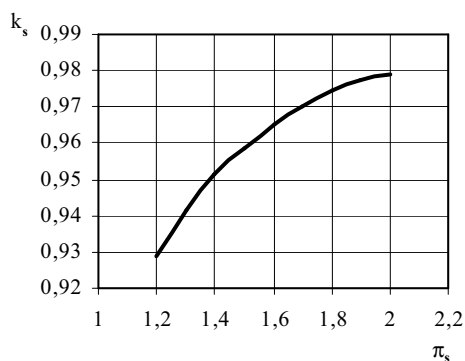
$$k_s = f(\pi_s). \tag{29}$$

Zależność (29) można opisać za pomocą wielomianu drugiego stopnia o postaci:

$$k_s = -0,071 \pi_s^2 + 0,2883 \pi_s + 0,686. \tag{30}$$



Rys. 10. Zależność $p_{t,\max}/p_{t,sr}$ od sprężu π_s sprężarki przy trzech cylindrach do jednego kolektora [1].
 Fig. 10. Dependence $p_{t,\max}/p_{t,sr}$ on compressor pressure ratio π_s with three cylinders to one manifold [1].



Rys.11. Zależność współczynnika zmniejszenia sprawności turbiny k_s od sprężu π_s sprężarki dla trzech cylindrów połączonych do jednego kolektora.

Fig.11. Dependence of turbine efficiency reduction ratio k_s on pressure ratio π_s of compressor for three cylinders connected to one manifold.

Konieczne jest również uwzględnienie sprawności mechanicznej turbiny η_{tm} , która może być wyznaczona, jeśli znana jest moc tracona na pokonanie oporów tarcia w łożyskach wirnika turbosprężarki. W pracy [19] sprawność mechaniczną opisuje się zależnością od prędkości obrotowej wirnika turbosprężarki oraz masowego natężenia przepływu powietrza, natomiast w [11] zależnością od kwadratu prędkości obrotowej wirnika. Ponadto straty tarcia w łożyskach wirnika turbosprężarki zależą od cech konstrukcji tego węzła, jak również od właściwości oleju smarującego. Stąd szereg autorów [1,17] przyjmuje do obliczeń stałą wartość η_m , uznając jej wpływ zmienności na wartość η_{tc} za pomijalnie mały rzędu 0,1 – 0,5%.

Ostatecznie moc turbiny przy pulsacyjnym przepływie spalin określa zależność:

$$N_t = G_t \cdot H_t^{ad} \cdot \eta_t \cdot \eta_{tm} \cdot k_s \cdot k_H \cdot k_G. \quad (31)$$

5. Podsumowanie

Przedstawione założenia modelu turbosprężarki uwzględniają wpływ pulsacji ciśnienia spalin w przewodzie wylotowym, które mają istotne znaczenie na obliczenia mocy turbiny. Pewne problemy mogą wiązać się z wyznaczeniem wartości współczynników pulsacyjności. Jednakże w praktycznych obliczeniach mogą być wykorzystane zależności dostępne w literaturze, opracowane na podstawie warunku podobieństwa przepływu przez układ wylotowy o zbliżonej konstrukcji. Proponowany opis matematyczny turbosprężarki opiera się na wykorzystaniu równań uzyskanych drogą aproksymacji charakterystyk przepływowych dysponowanych turbosprężarek, otrzymanych na stanowisku badawczym. Dokładność obliczeń sprawności η_t , η_s , π_t , π_s nie przekracza 1,5 ÷ 2% i nie odbiega od wartości przedstawianych w literaturze. Ponadto uwzględnienie różnic pomiędzy parametrami statycznymi gazu a parametrami spiętrzenia pozwala na bardziej precyzyjne wyznaczenie punktu pracy turbosprężarki przy obliczeniach współpracy z silnikiem. Ma to szczególne znaczenie przy wysokich

prędkościach przepływu. Znajomość matematycznego opisu turbosprężarki, a przede wszystkim turbiny w funkcji parametrów kryterialnych pozwala na ocenę jej współpracy z silnikiem. W szczególności możliwe jest określenie chwilowej sprawności turbiny dla rozpatrywanego punktu pracy silnika w stosunku do jej wartości maksymalnej.

Literatura

- [1] BAJKOW B.P., BORDUKOW N.G., IWANOW P.W., DEJ CZ R.S.: *Turbosprężarki do doładowania silników wysokoprężnych*. Poradnik. Maszynostrojenie, Leningrad 1975.
- [2] BERNHARDT M.: *Doładowanie silników spalinowych*. Wydawnictwa Komunikacyjne, Warszawa 1958.
- [3] BERGLUND S.: *A Model of Turbocharged Engines as Dynamic Drivetrain Members*. SAE Technical Papers. 933050.
- [4] ŚWIK B., SZCZECIŃSKI S.: *Koncepcja modelu systemu turbodoładowania silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym*. Eksploatacja silników spalinowych, Materiały seminaryjne, Szczecin 1993.
- [5] ДАНИЛОВ Ф. М., РУДЕНКО В. Ф.: *Математическое моделирование турбокомпрессора высокофорсированного комбинированного двигателя внутреннего сгорания*.
- [6] ГРОДЗИЕВСКИЙ В. И.: *Методика оптимальной настройки турбокомпрессора для совместной работы с двигателем*.
- [7] IKEYA N., YAMAGUCHI H., MITSUBORI K., KONDOH N.: *Development of Advanced Model of Turbocharger for Automotive Engines*. SAE Technical Papers. 920047.
- [8] КАСЬЯНОВ А. В., КОВАЛЕНКО Я. М.: *Математическое моделирование экспериментальных характеристик турбины и компрессора наддува*. Двигатели внутреннего сгорания, вып. 34. 1981.
- [9] KESSEL J. A., SCHMIDT M., SCHAFFNIT J.: *Modeling and Real-Time Simulation of a Turbocharger With Variable Turbine Geometry (Vtg)*. SAE Technical Papers. 980770.
- [10] ЛЕВКОВИЧ С. Л.: *О коэффициенте работы компрессоров турбокомпрессоров двс*. Двигатели внутреннего сгорания, вып. 11. 1970.
- [11] ЛЕВКОВИЧ С. Л.: *Методика определения к. п. д. турбин и компрессоров турбокомпрессоров при совместной работе с двигателем*. Двигатели внутреннего сгорания, вып. 11. 1970.
- [12] NIEWIAROWSKI K.: *Łokowe silniki spalinowe*. Tom II. WKŁ, Warszawa 1983.
- [13] ОСТАПЕНКО Г. И.: *Экспериментальное определение параметра эффективности импульсной турбины и его математическое описание*. Двигатели внутреннего сгорания, вып. 12. 1983.
- [14] PANCHAREVSKI G., IVANOV V.: *Bestimmung der Wärmeferluste in Diffusor eines Turbokompressors*. IV Simposium Klimatechnik, Belüftungung Wärmeaustausch in Transportwesen – Tagungmaterialen, Politechnika Szczecińska 1992.
- [15] RUCHTER T., TEODORCZYK A.: *Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika łokowego*. PWN, Warszawa 1990.
- [16] SERRANO J. R., REYES E., PAYRI F.: *A Model for Load Transients of Turbocharged Diesel Engines*. SAE Technical Papers. 1999-01-0225.
- [17] WISŁOCKI K.: *Badanie wpływu upustowej regulacji parametrów doładowania na własności trakcyjne turbodoładowanych silników spalinowych*. Praca doktorska, Politechnika Poznańska 1986.
- [18] ВАНШЕЙДТ В.А., ИВАЧЕНКО Н.П., КОЛЛЕРОВА Л.К.: *Дизели: Справочник*. Машиностроение, 1977.
- [19] ЗАЙЧЕНКО Б. Ф., ЛЯМЦЕВ Г. Д., ЧЕРНЫШЕВ Е. Н.: *Механический к.п.д. автомобильного турбокомпрессора*. Автомобильная промышленность, 1964г.

Assumptions for a turbocharger of traction engine model with pulse turbine supply

S u m m a r y

This paper presents assumptions for a turbocharger model with pulse supply of a turbine. Analytical description of turbocharger characteristics has been proposed by means of polynomials of higher grades obtained with use of multiple regression. Impact of pulsation of pressure of gases on efficiency and flow parameter of the turbine have been taken into consideration, which allows for obtaining a satisfactory convergence of results of numerical calculations with the research results.