

ASSUMPTIONS OF A METHOD ESTIMATION FOR ADJUSTMENTS CHARACTERISTICS OF AN ENGINE AND TURBO-COMPRESSOR SET IN SEQUENTIAL TURBOCHARGING

Krzysztof Danilecki

Westpomeranian University of Technology
Piastów Av. 17, Szczecin
e-mail: kdanilecki @zut.edu.pl

Abstract

The paper presents fundamentals characterising the operation of turbochargers and the dependencies essential for the calculation (the use of balance equations of a turbocharger this purpose) of the total efficiency of a compressor set with respect to the power balance of the respective devices of a turbine. For the assumed conditions of the engine operation – an optimum power distribution has been carried out on the basis of a theoretical analysis as far as the total efficiency is concerned in the compressor set and in the turbine set of a supercharging device. The required pressure drops in the turbine, essential to ensure the power in the compressor have been carried out with respect to the efficiency of each device.

The paper pays attention on connected problems with the choice of the suitable design system range supercharging and secures favourable conditions its cooperation with the engine. This is especially important in phase switches over modes of operation between turbo-compressors and it has principle importance for the maintenance of the continuity of engine characteristics. In particular the entire efficiency of system supercharging was appointed, the required pressure of exhaust gases, flows and profiles of intake-boxes of every turbine were calculated.

Keywords: sequential turbo-charging, total efficiency of a supercharging device, optimum power distribution of turbochargers

ZAŁOŻENIA METODY OCENY DOPASOWANIA CHARAKTERYSTYK SILNIKA I ZESPOŁU TURBOSPĘŻARKOWEGO W DOŁADOWANIU ZAKRESOWYM

Streszczenie

W pracy przedstawione zostały zasadnicze wielkości charakteryzujące pracę turbosprężarek oraz zależności niezbędne do obliczenia całkowitej sprawności zespołu sprężarkowego przy uwzględnieniu równowagi mocy z odpowiednimi urządzeniami zespołu turbinowego, wykorzystując do tego celu równania bilansowe turbosprężarki. Następnie, dla założonych warunków pracy silnika, na drodze analizy teoretycznej, dokonano optymalnego pod względem sprawności całkowitej podziału mocy w zespołach sprężarkowych oraz turbinowych urządzenia doładowującego. Określone zostały wymagane spadki ciśnienia po stronie turbin konieczne do zapewnienia mocy potrzebnej po stronie sprężarek przy uwzględnieniu sprawności każdego urządzenia.

W artykule zwrócono uwagę na problemy związane z wyborem odpowiedniej konstrukcji układu doładowania zakresowego i zapewnieniem korzystnych warunków jego współpracy z silnikiem. To jest szczególnie ważne w fazie przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami i to ma zasadnicze znaczenie dla zachowania ciągłości charakterystyki silnika. W szczególności całkowita sprawność układu doładowującego wyznaczona została. Wymagane ciśnienie spalin, wydatki oraz przekroje skrzyń wlotowych każdej turbiny były obliczone.

Słowa kluczowe: doładowanie zakresowe, całkowita sprawność układu doładowującego, podział mocy turbosprężarek.

1. Wstęp

Obecnie, gdy turbosprężarki o zmiennym kącie nachylenia łopatek kierownicy turbiny (VTG) utrwaliły swoją pozycję jako rozwiązanie dominujące w silnikach o ZS przeznaczonych do

samochodów osobowych oraz częściowo do samochodów dostawczych, uwidoczniły się jednocześnie granice doładowania jednostopniowego. W jednostopniowych turbosprężarkach wykorzystana jest cała charakterystyka sprężarki, obejmując również obszary gdzie sprawność sprężania jest bardzo mała. Niekorzystny przebieg granicy pompowania sprężarki ogranicza możliwości uzyskania wymaganych wartości sprężu oraz momentu obrotowego przy małych prędkościach obrotowych silnika. Rozwiązaniem tych problemów może być zastosowanie doładowania zakresowego, w którym wykorzystywane są zazwyczaj dwie turbosprężarki, najczęściej różnej wielkości, połączone równolegle z możliwością odłączania jednej z nich. W ostatnich latach nastąpił wyraźny wzrost zainteresowania jego dalszymi możliwościami rozwojowymi. Wskazują na to badania i najnowsze konstrukcje m.in. firm BMW i Opel [3, 6-8] Dzięki zastosowaniu doładowania zakresowego 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. Uzyskuje się to bez zwiększenia dławienia wylotu spalin w układzie wylotowym, co umożliwi zachowanie korzystnych wartości zużycia paliwa w warunkach obciążeń częściowych.

2. Opis problemu

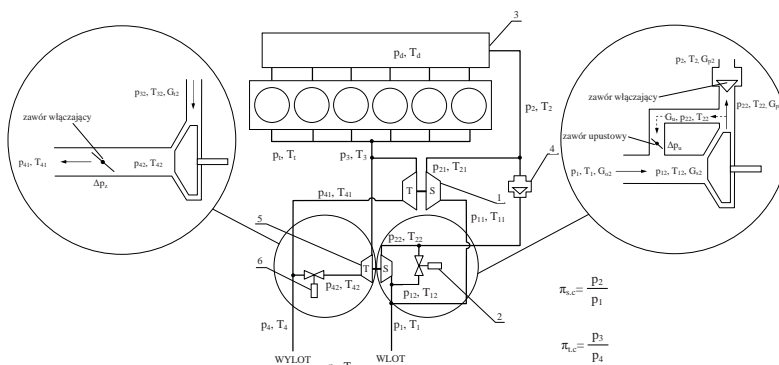
Istotną niedogodnością doładowania zakresowego sygnalizowaną w literaturze [1, 2] oraz potwierdzoną wynikami własnych obserwacji [4] są zaburzenia w pracy silnika występujące podczas przełączania turbosprężarek. Kiedy włączana jest turbosprężarka drugiego zakresu, spręż spada poniżej wartości uzyskiwanej przy pracującej pierwszej turbosprężarce. Rezultatem tego jest typowa dla skokowego przełączania turbosprężarek nieciągłość charakterystyki doładowania oraz momentu obrotowego silnika. Rozwiązaniem eliminującym nieciągłość charakterystyki silnika może być zastosowanie turbosprężarek różnej wielkości oraz stopniowe włączanie drugiej turbosprężarki [1]. Jednak niezależnie od sposobu włączania turbosprężarki drugiego zakresu, zasadniczą rolę odgrywać będzie odpowiedni podział mocy między oba urządzenia zespołu sprężarkowego oraz turbinowego [5]. Ze względu na zasadę doładowania zakresowego zasadnicze znaczenie ma właściwe dopasowanie dwóch różnych urządzeń doładowujących oraz zapewnienie odpowiednich warunków współpracy między nimi. Wymaganiem oczywistym jest zachowanie jak największej całkowitej sprawności układu doładowania, nawet za cenę spadku maksymalnych wartości sprawności każdej turbosprężarki. Sprawność takiego układu złożonego z dwóch różnych turbosprężarek określają wyodrębnione wartości sprawności zespołu sprężarkowego oraz zespołu turbinowego. Zachowanie dużej sprawności układu doładowania oraz odpowiednie skojarzenie układu regulacji doładowania z układem wtryskowym otwiera perspektywy korzystnego kształtowania momentu obrotowego silnika, szczególnie w fazie przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami, jak i zużycia paliwa w całym polu charakterystyki ogólnej.

Podczas doboru turbosprężarek do silnika z doładowaniem zakresowym konieczność zachowania odpowiedniego podziału mocy zespołu sprężarkowego oraz turbinowego jest ważna nie tylko z uwagi na całkowitą sprawność układu, ale również ze względu na budowę i właściwości turbosprężarek. Szczególną uwagę należy zwrócić na granicę pompowania sprężarek, zwłaszcza podczas włączania mniejszej sprężarki drugiego zakresu. Dla tej fazy pracy układu przebieg granicy pompowania określać będzie (przy ustalonej wartości ciśnienia doładowania wytwarzanej przez pracującą większą turbosprężarkę) jej minimalny, wymagany wydatek powietrza, który również musi odpowiadać obszarowi statecznej pracy sprężarki.

3. Sprawność układu doładowania

Należało rozważyć uzyskanie jak największej sprawności całkowitej układu złożonego z dwóch połączonych równolegle turbosprężarek o odmiennych charakterystykach przepływowych.

W ocenie uwarunkowań najkorzystniejszego dopasowania turbosprężarek do silnika szczególną uwagę zwrócono na przebieg fazy przełączania zakresów pracy pomiędzy turbosprężarkami. W analizie uwzględniono stopniowe włączanie turbosprężarki drugiego zakresu. Dla tego rozwiązania przewidziano zastosowanie upustu powietrza sprężarki w połączeniu z dławieniową regulacją mocy włączanej turbiny. Podstawą do analizy było odpowiednie połączenie (sprężenie) znanych z literatury zależności oraz równań bilansowych turbosprężarki przy jej współpracy z silnikiem [5]. Uzyskano system równań umożliwiający obliczenia bilansowe parametrów termodynamicznych w węzłach kontrolnych układu. Obliczenia ograniczono do sytuacji równowagi energetycznej odpowiadającej stanom ustalonym pracy układu. Schemat układu doładowania zakresowego, na którym naniesione zostały stosowne oznaczenia ciśnień i temperatur charakteryzujących warunki pracy turbosprężarek przedstawiono na Rys. 1. W określonych stanach pracy układu dokonano optymalnego pod względem sprawności podziału wydatków zespołu sprężarkowego oraz turbinowego, biorąc pod uwagę równowagę mocy odpowiednich urządzeń doładowujących. Wyznaczono zasadnicze wielkości zespołu turbinowego wymagane dla zapewnienia mocy potrzebnej po stronie sprężarek, przy jednoczesnym uwzględnieniu sprawności oraz stabilności pracy każdego urządzenia.



Rys. 1. Schemat do analizy sprawności układu doładowania zakresowego: 1 - turbosprężarka pierwszego zakresu, 2 - zawór upustowy powietrza, 3 - zbiornik wyrównawczy powietrza, 4 - zawór włączający sprężarkę, 5 - turbosprężarka drugiego zakresu, 6 - zawór włączający turbinę

Fig. 1. Diagram of the analysis of efficiency of a sequential turbo-charging system: 1 - first sequence turbocharger, 2 - air release valve, 3 - air equalising tank, 4 - compressor disengaging valve, 5 - second sequence turbocharger, 6 - turbine disengaging valve

Sprawność zespołu sprężarkowego

W ogólnym przypadku, przy równoległym połączeniu turbosprężarek wydatek powietrza przepływającego przez silnik G_p odpowiada całkowitemu wydatkowi zespołu sprężarkowego $G_{s,c}$, który równy jest sumie wydatków sprężarki pierwszego G_{s1} oraz drugiego zakresu G_{s2} :

$$G_p = G_{s,c} = G_{s1} + G_{s2} \quad (1)$$

Bilans energii doprowadzonej oraz odprowadzonej przez zespół sprężarkowy (Rys. 1) określa zależność:

$$c_p \cdot G_{s,c} \cdot T_1 = N_{s,c} + c_p \cdot G_{s,c} \cdot T_2 \quad (2)$$

gdzie:

$N_{s,c}$ - całkowita moc zespołu sprężarkowego,

c_p - ciepło właściwe powietrza.

Dla różnych wartości pracy sprężania H_{s1}^{ad} i sprawności η_{s1} sprężarki pierwszego zakresu oraz H_{s2}^{ad} i η_{s2} sprężarki drugiego zakresu wyrażenie określające całkowitą moc zespołu sprężarkowego $N_{s,c}$ w zależności (2) można przedstawić w postaci:

$$G_p \frac{H_{s,c}^{ad}}{\eta_{s,c}} = G_{s1} \cdot \frac{H_{s1}^{ad}}{\eta_{s1}} + G_{s2} \cdot \frac{H_{s2}^{ad}}{\eta_{s2}} \quad (3)$$

gdzie:

$H_{s,c}^{ad}$ - całkowita praca sprężania zespołu sprężarkowego przy $\pi_{s,c} = p_2/p_1$ (Rys. 1),

$\eta_{s,c}$ - całkowita sprawność zespołu sprężarkowego.

Przy stopniowym włączaniu sprężarki drugiego zakresu zastosowanie zaworu upustowego pozwala zapewnić stateczną pracę sprężarki przy niewielkich wydatkach powietrza w początkowej fazie włączania, chroniąc ją przed przekroczeniem granicy pompowania. Ze względu na spadek ciśnienia na zaworze upustowym o wartość Δp_u możliwy jest wzrost ciśnienia doładowania do wymaganej wartości $p_{22} = p_2$, przy sprężu π_{s2} niższym (ze względu na zwiększoną wartość ciśnienia p_{12}) od sprężu sprężarki pierwszego zakresu.

Przy całkowitym wydatku sprężarki drugiego zakresu G_{s2} oraz strumieniu upuszczanego powietrza G_u ilość powietrze doprowadzanego do silnika G_{p2} wyniesie:

$$G_{p2} = G_{s2} - G_u \quad (4)$$

Całkowity wydatek powietrza przepływającego przez silnik G_p będzie zatem równy całkowitemu wydatkowi stopnia sprężarkowego $G_{s,c} = G_{s1} + G_{s2}$ pomniejszonym o wartość G_u :

$$G_p = G_{s,c} - G_u \quad (5)$$

Wprowadzając współczynnik udziału wydatku sprężarki pierwszego zakresu W_p :

$$W_p = \frac{G_{s1}}{G_{s,c}} = \frac{G_{s1}}{G_{s2} + G_{s1}} \quad (6)$$

oraz współczynnik udziału upuszczanego powietrza:

$$U_p = \frac{G_u}{G_{s2}} \quad (7)$$

wydatek każdej sprężarki wyniesie:

$$G_{s1} = G_{s,c} \cdot W_p \quad (8)$$

$$G_{s2} = G_{s,c} \cdot (1 - W_p) \quad (9)$$

Jeżeli pominąć straty ciśnienia ($p_{12} = p_1$, $p_{21} = p_2$) i wymianę ciepła ($T_{11} = T_1$) w przewodach dolotowych sprężarki pierwszego zakresu oraz stratę ciśnienia na zaworze włączającym drugą sprężarkę ($p_{21} = p_2$), spręż sprężarki pierwszego zakresu równy będzie całkowitemu sprężowi zespołu sprężarkowego ($\pi_{s,c} = \pi_{s1}$), przy sprężu drugiej sprężarki $\pi_{s2} = p_2/p_{12}$ zależnym od wartości upustu powietrza (U_p). Dla takich warunków ($H_{s1}^{ad} = H_{s,c}^{ad}$ i $H_{s2}^{ad} \neq H_{s1}^{ad}$) oraz przy uwzględnieniu zależności (7), (8), (9), z równania (3) wynika wyrażenie na całkowitą sprawność zespołu sprężarkowego:

$$\eta_{s,c} = \frac{[1 - U_p \cdot (1 - W_p)] \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{W_p \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_{s1}} + (1 - W_p) \cdot \left[\left(\frac{p_{22}}{p_{12}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{T_{12}}{T_1} \cdot \frac{1}{\eta_{s2}}} \quad (10)$$

Sprawność zespołu turbinowego

W przypadku zespołu turbinowego całkowity wydatek spalin $G_{t,c}$ równy jest sumie wydatków turbiny pierwszego G_{t1} oraz drugiego zakresu G_{t2} :

$$G_{t,c} = G_{t1} + G_{t2} \quad (11)$$

Bilans energii doprowadzonej oraz odprowadzonej przez zespół turbinowy (Rys. 1) określa zależność:

$$c_p \cdot G_{t,c} \cdot T_3 = N_{t,c} + c_p \cdot G_{t,c} \cdot T_4 \quad (12)$$

gdzie:

$N_{t,c}$ - całkowita moc zespołu turbinowego,

c_p - ciepło właściwe spalin.

Podczas dławienia przepływu spalin stopień rozprężenia $\pi_{t2} = p_{32}/p_{42}$ oraz moc turbiny drugiego zakresu N_{t2} zależą od spadku ciśnienia Δp_z na zaworze włączającym. Przy różnych wartościach pracy rozprężania H_{t1}^{ad} i sprawności η_{t1} turbiny pierwszego zakresu oraz H_{t2}^{ad} i η_{t2} turbiny drugiego zakresu wyrażenie określające całkowitą moc zespołu turbinowego $N_{t.c}$ w zależności (12) można przedstawić w postaci:

$$G_{t.c} \cdot H_{t.c}^{ad} \cdot \eta_{t.c} = G_{t1} \cdot H_{t1}^{ad} \cdot \eta_{t1} + G_{t2} \cdot H_{t2}^{ad} \cdot \eta_{t2}, \quad (13)$$

gdzie:

$H_{t.c}^{ad}$ - całkowita praca rozprężania zespołu turbinowego przy $\pi_{t.c} = p_3/p_4$ (Rys. 1),

$\eta_{t.c}$ - całkowita sprawność zespołu turbinowego.

Wprowadzając współczynnik udziału wydatku turbiny pierwszego zakresu W_t :

$$W_t = \frac{G_{t1}}{G_{t.c}}, \quad (14)$$

wydatek spalin dla każdej turbiny określać będą zależności:

$$G_{t1} = G_{t.c} \cdot W_t, \quad (15)$$

$$G_{t2} = G_{t.c} \cdot (1 - W_t). \quad (16)$$

Jeżeli założyć jednakowe warunki zasilania turbin ($p_{31} = p_{32} = p_3$ i $T_{31} = T_{32} = T_3$) oraz pomijając straty ciśnienia na odcinku przewodów wylotowych od każdej turbiny ($p_{41} = p_4$) z wyrażenia (13) przy uwzględnieniu równań (15), (16) wynika zależność na łączną sprawność $\eta_{t.c}$ zespołu turbinowego:

$$\eta_{t.c} = W_t \cdot \eta_{t1} + (1 - W_t) \cdot \eta_{t2} \cdot \frac{1 - \left(\frac{p_{42}}{p_t}\right)^{\frac{\kappa_t - 1}{\kappa_t}}}{1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa_t - 1}{\kappa_t}}}. \quad (17)$$

4. Równania bilansowe układu doładowania

Ze względu na obowiązujące dla turbosprężarki warunki współpracy z silnikiem, przy ocenie całkowitej sprawności układu doładowania złożonego z dwóch różnych turbosprężarek połączonych równolegle, wyznaczenie sprawności zespołu sprężarkowego z zależności (10) oraz zespołu turbinowego z zależności (17) jest dalece niewystarczające. Dysponując analitycznym opisem charakterystyki każdej turbiny, z zależności (17) można jedynie obliczyć przebieg sprawności zespołu turbinowego dla określonego stopnia rozprężania π_t , w zależności od udziału wydatku spalin każdej turbiny. Umożliwia to wyznaczenie optymalnego, ze względu na sprawność, podziału przepustowości turbin oraz charakterystyki zaworu włączającego, ale bez uwzględnienia współpracy z zespołem sprężarkowym. Można łatwo udowodnić, że optimum to będzie odbiegać od optymalnego podziału mocy zespołu sprężarkowego. Podobna sytuacja będzie miała miejsce przy poszukiwaniu optymalnej sprawności zespołu sprężarkowego.

Do osiągnięcia mocy potrzebnej po stronie sprężarek, przy uwzględnieniu odpowiedniej sprawności, niezbędna jest określona energia spalin przed zespołem turbinowym, a więc podział mocy każdej turbiny nie może być dowolnie wybrany. Dla określonego ciśnienia doładowania podział mocy oraz ciśnienie spalin przed zespołem turbinowym muszą być rozpatrywane w powiązaniu z całkowitą sprawnością układu doładowującego i podziałem mocy zespołu sprężarkowego. Musi być więc spełniony bilans mocy dla każdej turbosprężarki. Przy podziale mocy zespołu sprężarkowego należy również brać pod uwagę ograniczenia wynikające z przebiegu granicy pompowania sprężarek.

Ze znanych zależności bilansowych turbosprężarki przy uwzględnieniu wyrażen (6), (7), (14) wynika równanie dla stopnia rozprężania turbiny pierwszego zakresu w zależności od wymaganego sprężu, sprawności oraz podziału wydatków sprężarek i turbin:

$$\frac{p_{31}}{p_{41}} = \left(1 - \left[\left(\frac{p_{21}}{p_{11}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \frac{\lambda \cdot L_t}{1 + \lambda \cdot L_t} \cdot \frac{R \cdot \kappa \cdot (\kappa - 1)}{R_t \cdot (\kappa - 1) \cdot \kappa_t} \cdot \frac{W_p}{W_t \cdot [1 - U_p \cdot (1 - W_p)]} \cdot \frac{T_{11}}{T_{31}} \cdot \frac{1}{\eta_{s1}} \right)^{\frac{\kappa_t}{1 - \kappa_t}}, \quad (18)$$

a dla turbiny drugiego zakresu:

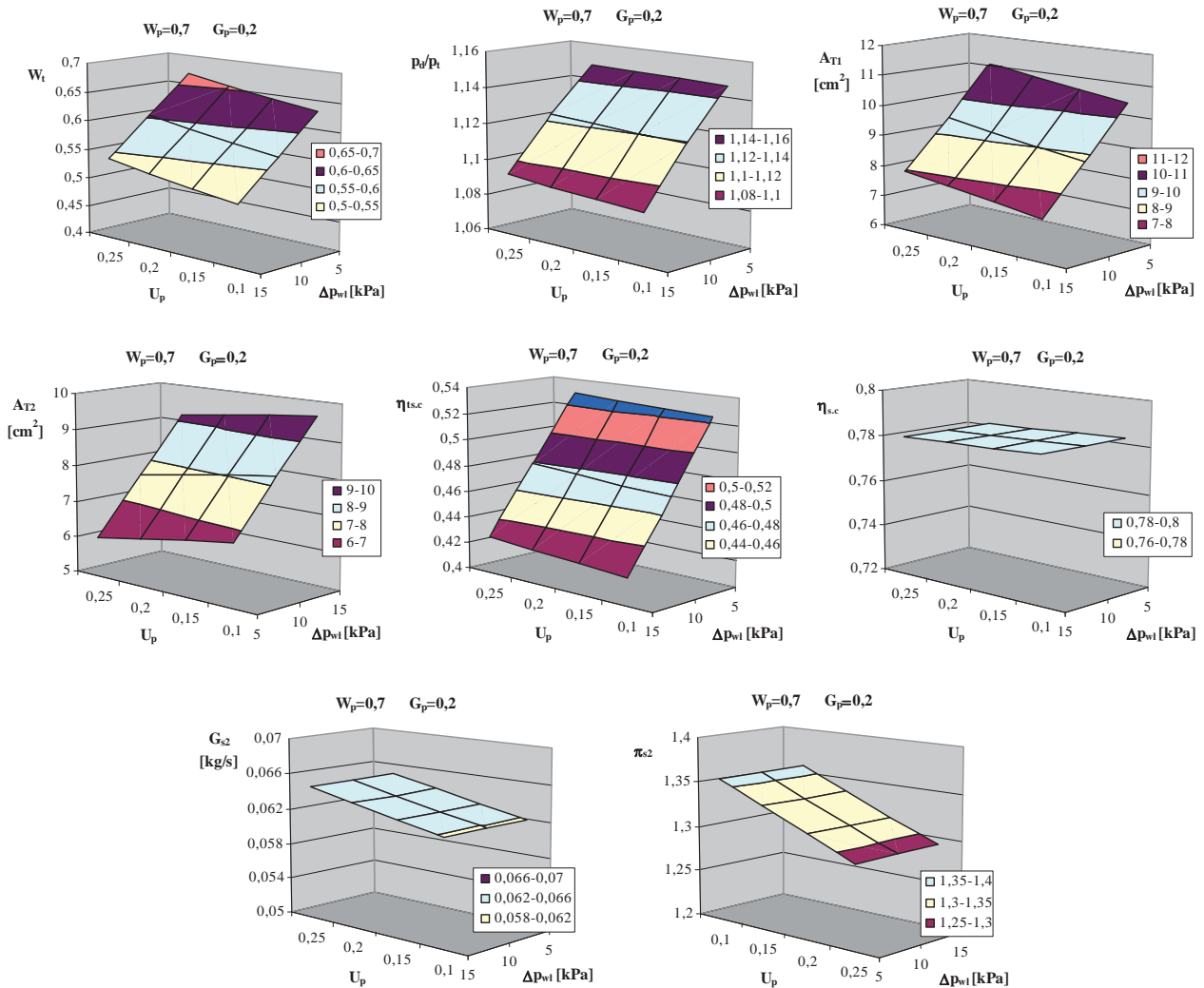
$$\frac{p_{32}}{p_{42}} = \left(1 - \left[\left(\frac{p_{22}}{p_{12}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \frac{\lambda \cdot L_t}{1 + \lambda \cdot L_t} \cdot \frac{R \cdot \kappa \cdot (\kappa - 1)}{R_t \cdot (\kappa - 1) \cdot \kappa_t} \cdot \frac{(1 - W_p)}{(1 - W_t) \cdot [1 - U_p \cdot (1 - W_p)]} \cdot \frac{T_{12}}{T_{32}} \cdot \frac{1}{\eta_{s2}} \right)^{\frac{\kappa_t}{1 - \kappa_t}}. \quad (19)$$

Rozwiązując układ równań (18), (19), przy zadanych wartości ciśnienia p_2 i przyjętych wcześniej założeniach oraz dla znanych charakterystyk sprawności turbosprężarek, można ustalić związek pomiędzy W_t oraz W_p , dla których spełniony będzie bilans mocy i masy urządzenia doładowującego. W obliczeniach z uwzględnieniem upustu powietrza, dla zadanych wartości W_t lub W_p , możliwe jest określenie wymaganej charakterystyki zaworu upustowego w zależności od stopnia rozprężania (spadku ciśnienia na zaworze dławiającym przepływ spalin) turbiny drugiego zakresu. Temperaturę T_{12} obliczono na podstawie sprężu sprężarki zależnego od wartości upustu powietrza. Wyznaczone zostały również przekroje skrzyń wlotowych turbin, których wymagane wartości obliczono dla znanych spadków ciśnienia na podstawie współczynników przepływu, przy uproszczeniu przepływu spalin przez zespół turbinowy do zasilania stałociśnieniowego. Przyjęto, że w celu zachowania wymaganego współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,5$ konieczne jest zapewnienie zużycia powietrza przez silnik $G_p = 0,2 \text{ kg/s}$. Założono stałą temperaturę spalin $T_{31} = T_{32} = T_3$ równą 950 K. Dla uproszczenia obliczeń przyjęto również stałe wartości sprawności sprężarek $\eta_{s1} = 0,8$ i $\eta_{s2} = 0,75$ oraz turbin $\eta_{t1} = 0,75$ i $\eta_{t2} = 0,7$. Wyniki obliczeń charakterystycznych wielkości układu przy stałym współczynniku W_p w zależności od stopnia upustu powietrza U_p oraz spadku ciśnienia Δp_{wt} na zaworze włączającym turbinę oraz przedstawiono na Rys. 2. Wybrana została przykładowa wartość $W_p = 0,7$. W rzeczywistych warunkach podział wydatków sprężarek określony jest przede wszystkim wartościami przekrojów przepływowych turbin oraz przebiegiem charakterystyki sprężarek.

5. Ocena wyników obliczeń

Z uzyskanych przebiegów wynika, że dla przyjętych warunków obliczeniowych parametry pracy zespołu sprężarkowego G_{s2} , π_{s2} , $\eta_{s,c}$ nie zależą od spadku ciśnienia Δp_{wt} , a jedynie od wartości upustu powietrza U_p w sprężarce drugiego zakresu. Przy stałym przepływie powietrza do silnika ($G_p = \text{const}$) zwiększenie U_p prowadzi do wzrostu wydatku włączanej sprężarki G_{s2} przy malejącym sprężu π_{s2} . W rezultacie punkty pracy sprężarki naniesione na jej charakterystykę tworzyć będą linię opadającą w kierunku wzrastającego wydatku. Na Rys. 3 przedstawione zostały przykładowe charakterystyki wydatków sprężarek B-3C oraz B-65 z naniesionymi punktami pracy silnika dla różnych wartości współczynnika U_p . Z położenia punktów pracy na charakterystyce sprężarki WSK B-65 wynika, że punkt odpowiadający najmniejszemu wydatkowi znajduje się w odpowiednio dużej odległości od granicy pompowania, co zapewniona jest jej stabilna współpraca z silnikiem. Niebezpieczeństwo przekroczenia tej granicy wzrasta wraz ze zwiększaniem ciśnienia doładowania (sprężu) oraz współczynnika W_p . Moc turbiny wymagana do napędu sprężarki zależać będzie zarówno od ciśnienia spalin jak i od stopnia rozprężania spalin w turbinie (spadku ciśnienia Δp_{wt} na zaworze włączającym). Zwiększenie Δp_{wt} prowadzi do spadku sprawności układu doładowania $\eta_{ts,c}$. Skutkiem tego jest wynikający z bilansu mocy sprężarki i turbiny wzrost ciśnienia spalin przy stałym ciśnieniu doładowania. Zmniejszenie stosunku p_d/p_t pogarsza warunki wymiany ładunku oraz sprawność mechaniczną silnika. Szczególnego znaczenia nabiera również charakterystyka wymaganego podziału wydatków (W_t) zespołu turbinowego, gdyż z wartości W_t wynikają wymagane przekroje skrzyń wlotowych turbin A_{T1} , A_{T2} . Istotny problem stanowić może ich zestawienie z zespołem sprężarkowym. Ze wzrostu udziału turbiny drugiego zakresu (zmniejszanie W_t) przy zwiększaniu Δp_{wt} wynika konieczność

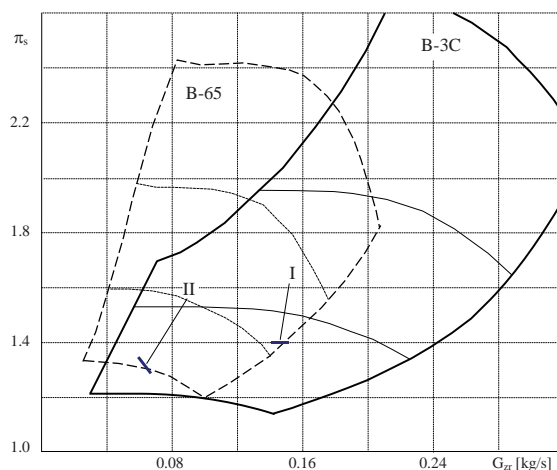
wynika konieczność zmniejszenia skrzyni wlotowej turbiny pierwszego zakresu A_{T1} oraz zwiększenia skrzyni wlotowej turbiny drugiego zakresu A_{T2} , których wartości określają podział wydatków sprężarek. Zmniejszanie udziału wydatku sprężarki pierwszego zakresu wiązałoby się to z koniecznością przełączania turbosprężarek już przy niewielkich prędkościach obrotowych silnika, wydłużając okres pracy zespołu w warunkach upustu powietrza przy niekorzystnej sprawności układu doładowania. Sytuacja taka określa celowość bardzo starannego doboru wielkości turbosprężarek oraz podziału ich mocy.



Rys. 2. Wielkości charakterystyczne turbosprężarkowego zespołu doładowującego do oceny podziału mocy turbosprężarek w doładowaniu zakresowym: A_{T1} , A_{T2} - przekroje wlotowe turbiny pierwszego i drugiego zakresu, $\eta_{ts.c}$ - sprawność całkowita układu doładowania, W_t - współczynnik udziału wydatku turbiny pierwszego zakresu, p_d/p_t - stosunek ciśnienia doładowania do ciśnienia spalin, π_{s2} - spręż sprężarki drugiego zakresu G_{s2} - wydatek sprężarki drugiego zakresu, $\eta_{s.c}$ - sprawność zespołu sprężarkowego

Fig. 2. Characteristic values of a turbo-charging unit for the assessment of the distribution of power of turbochargers in sequential turbo-charging: A_{T1} , A_{T2} - section of inlet boxes of the first and the second sequence turbine, $\eta_{ts.c}$ - total efficiency of the supercharging system, W_t - coefficient of share of the first sequence turbine's expenditure, p_d/p_t - ratio of supercharging pressure to exhaust gases pressure, π_{s2} - compressor ratio of the second sequence compressor, G_{s2} - expenditure of the second sequence compressor, $\eta_{s.c}$ - efficiency of compressor set

Ostateczny wybór charakterystyk zaworów sterujących w turbosprężarce drugiego zakresu powinien przebiegać z uwzględnieniem wymaganych przekrojów skrzyń wlotowych turbin, zapewniających stateczną pracę turbosprężarek przy jak najwyższej całkowitej sprawności układu doładowania.



Rys. 3. Charakterystyki wydatków turbosprężarek B-3C oraz B-65 z naniesionymi punktami pracy silnika dla różnych wartości U_p : I - linia współpracy z silnikiem dla sprężarki B-3C pierwszego zakresu, II - linia współpracy z silnikiem dla sprężarki B-65 drugiego zakresu

Fig. 3. Characteristics of expenditures of B-3C and B-65 turbochargers with plotted points of the engine operation for different U_p values: I - line of co-operation with the engine for the B-3C first sequence compressor, II - line of co-operation with the engine for the B-65 second sequence compressor

6. Podsumowanie

W pracy zwrócono uwagę na problemy związane z wyborem odpowiedniej konstrukcji układu doładowania zakresowego i zapewnieniem korzystnych warunków jego współpracy z silnikiem. Szczególnie ważne jest to w fazie przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami i ma zasadnicze znaczenie dla zachowania ciągłości charakterystyki silnika. Pomimo tego, że obliczenia przeprowadzone zostały przy wielu założeniach uproszczających, pozwalają na formułowanie ogólnych wniosków dotyczących wymaganego podziału mocy turbosprężarek, przy którym zapewnione są najkorzystniejsze warunki ich współpracy z silnikiem. W szczególności wyznaczona została całkowita sprawność układu doładowującego. Obliczono wymagane ciśnienie spalin, wydatki oraz przekroje skrzyń wlotowych każdej turbiny, przy których spełnione są równania bilansowe dla turbosprężarek. Wyznaczenie wymaganych przekrojów skrzyń wlotowych turbin przy uwzględnieniu warunków współpracy turbosprężarek z silnikiem stanowi podstawę doboru parametrów konstrukcyjnych układu doładowującego oraz charakterystyki układu przełączającego.

Literatura

- [1] Bluhm, K., Ganz, M., Voght, R., *Erfahrungen mit der Registeraufladung in einer Reiselimousine*, Ref. 11, 3 Aufladetechnische Konferenz, Zürich 1988.
- [2] Borila, Y. G., *A sequential turbocharging method for highly-rated truck diesel engines*, SAE Pap. 860074.
- [3] Christmann, R., Schmalzl, H.-P., Schmitt, F., Schwarz, A., *Zweistufig geregelte Aufladung für Pkw- und Nfz-Motoren*, Motortechnische Zeitschrift MTZ, 1, 2005.
- [4] Danilecki, K., *Trends in the development of turbocharging systems in automotive vehicles*, Combustion Engines/Silniki Spalinowe, Nr 2, 2008.
- [5] Danilecki, K., *Theoretical analysis of co-operation of a turbocharger with a sequentially turbocharged engine*, Combustion Engines, 1, 2009.
- [6] Łęgowicz, J., *Doładowanie typu twin-turbo*, Auto Moto Serwis, 3, 2005.
- [7] Pflüger, F., *Die zweistufig geregelte Aufladung (R2S) – ein neues Aufladesystem für Nfz-Motoren*, Motortechnische Zeitschrift MTZ, 7-8, 1998.
- [8] Steinparzer, F., Kratochwill, H., Mattes, W., Stütz, W., *Der neue BMW Sechszylinder-Dieselmotor mit Stufenaufladung*, Motortechnische Zeitschrift MTZ, 5, 2005.