

**Krzysztof Danilecki**

**Studium modelowania  
i optymalizacji współpracy silnika  
trakcyjnego o zapłonie samoczynnym  
z turbosprężarkami pracującymi  
w układzie doładowania zakresowego**

Szczecin 2012

Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny  
w Szczecinie

Krzysztof Danilecki

**Studium modelowania i optymalizacji  
współpracy silnika trakcyjnego  
o zapłonie samoczynnym  
z turbosprężarkami pracującymi  
w układzie doładowania zakresowego**

Szczecin 2012

Recenzenci

OLEH KLYUS

KRZYSZTOF WISŁOCKI

WYDANO ZA ZGODĄ

REKTORA ZACHODNIOPOMORSKIEGO UNIwersYTETU TECHNOLOGICZNEGO

W SZCZECINIE

ISBN 978-83-7663-120-2

WYDAWNICTWO UCZELNIANE ZACHODNIOPOMORSKIEGO UNIwersYTETU TECHNOLOGICZNEGO W SZCZECINIE

70-311 Szczecin, al. Piastów 50, tel. 91 449 47 60, e-mail: [wydawnictwo@zut.edu.pl](mailto:wydawnictwo@zut.edu.pl)

Druk PPH „Zapól” Dmochowski, Sobczyk Sp.j., 71-062 Szczecin, al. Piastów 42, tel. 91 434 10 21

e-mail: [zarzad@zapol.com](mailto:zarzad@zapol.com)

## Spis treści

Wykaz oznaczeń.....	7
Wykaz skrótów.....	11
1. Wstęp.....	13
2. Rola turbodoładowania w rozwoju współczesnych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym.....	17
2.1. Geneza problemu .....	17
2.2. Istota przedmiotu analizy .....	21
2.3. Ograniczenia doładowania w obszarze charakterystyk urządzenia doładowującego przy współpracy z silnikiem trakcyjnym .....	25
2.4. Kształtowanie warunków współpracy silnika z turbosprężarkami w rozbudowanych układach doładowania.....	27
2.4.1. Doładowanie wielostopniowe .....	27
2.4.2. Doładowanie zakresowe .....	29
2.5. Ocena metod kształtowania współpracy silnika z turbosprężarkowym układem doładowania .....	38
3. Metody oceny współpracy silnika z układem turbodoładowania.....	43
3.1. Istota procesów przepływowych w turbodoładowaniu .....	43
3.2. Charakterystyka metod.....	46
3.2.1. Ogólna klasyfikacja.....	46
3.2.2. Metody doświadczalne.....	47
3.2.3. Modelowanie warunków współpracy silnika z urządzeniem doładującym .....	49
3.2.4. Zastosowanie metod optymalizacyjnych .....	63
3.3. Ocena metod badawczych.....	65
4. Problem badawczy .....	69
4.1. Sformułowanie problemu.....	69
4.2. Pytania badawcze .....	70
4.3. Cel i zakres pracy .....	71
5. Metodologiczne podstawy oceny warunków współpracy silnika z turbosprężarkami pracującymi w układzie doładowania zakresowego .....	79
5.1. Kryteria prawidłowej współpracy turbosprężarek z silnikiem.....	79
5.2. Podstawy teoretyczne.....	81
5.3. Wskaźniki porównawcze optymalnej współpracy turbosprężarek w układzie równoległym.....	82
5.3.1. Sprawność zespołu sprężarek.....	82
5.3.2. Sprawność zespołu turbin .....	84
5.4. Zależności bilansowe dla układu doładowania zakresowego .....	86

5.5. Ocena uwarunkowań optymalnego podziału obciążenia pomiędzy turbosprężarkami.....	88
5.6. Wnioski ze studiów teoretycznych.....	91
6. Wstępne badania porównawcze warunków współpracy turbosprężarek z silnikiem z doładowaniem zakresowym.....	93
6.1. Cel, zakres i warunki badań .....	93
6.2. Charakterystyka obiektu badań .....	94
6.3. Stanowisko badawcze .....	96
6.4. Wyniki badań i ich dyskusja .....	98
6.5. Wnioski z badań doświadczalnych .....	103
7. Modelowanie i symulacja silnika z doładowaniem zakresowym.....	105
7.1. Cel, zakres i warunki symulacji .....	105
7.2. Ogólne założenia budowy modelu .....	105
7.3. Model matematyczny silnika .....	107
7.3.1. Zmienne opisowe modelu .....	107
7.3.2. Badania identyfikacyjne.....	110
7.3.3. Założenia analizy czynnikowej .....	113
7.3.4. Analiza wrażliwości zmiennych zależnych .....	114
7.3.5. Funkcje modelu silnika .....	120
7.4. Model sprężarki.....	122
7.5. Model turbiny z zasilaniem pulsacyjnym.....	124
7.6. Algorytmizacja modelu.....	127
7.7. Ocena czułości procedury numerycznej na zmiany warunków obliczeń.....	129
7.8. Weryfikacja modelu .....	133
7.9. Symulacyjne badania charakterystyk silnika i turbosprężarek współpracujących w układzie doładowania zakresowego.....	135
7.9.1. Zasady analizy współpracy turbosprężarek z silnikiem w warunkach pulsacyjnego przepływu spalin.....	135
7.9.2. Wstępne rozpoznanie warunków doładowania silnika przy współpracy z jedną turbosprężarką oraz z dwiema turbosprężarkami .....	136
7.9.3. Badania wpływu średnicy wirników i przekrojów wlotowych turbin na przebieg charakterystyki silnika .....	143
7.9.4. Związek podziału obciążenia pomiędzy turbosprężarką i wybranych wskaźników obiegu silnika.....	154
7.9.5. Uwarunkowania poprawnego kształtowania charakterystyki napędowej silnika ....	159
7.9.6. Wpływ zmian charakterystyk sprężarek podczas ich doboru do silnika.....	161
7.9.7. Ogólna ocena wyników badań symulacyjnych .....	164
8. Zastosowanie optymalizacji do kształtowania charakterystyki napędowej silnika z doładowaniem zakresowym.....	167
8.1. Sformułowanie zadania.....	167
8.2. Kryterium optymalnego doboru .....	167
8.3. Zmienne decyzyjne i ich ograniczenia .....	168

8.4. Procedura optymalizacyjna .....	169
8.5. Wyniki badań optymalizacyjnych.....	171
9. Modelowanie i optymalizacja układu sterowania współpracą turbosprężarek z silnikiem.....	175
9.1. Uwagi ogólne .....	175
9.2. Koncepcja optymalizacji funkcji sterującej .....	175
9.3. Model matematyczny układu sterowania.....	177
9.4. Opis konstrukcji układu sterowania numerycznego.....	179
9.5. Doświadczalna weryfikacja modeli oraz algorytmu sterowania .....	182
9.6. Wnioski z badań optymalizacyjnych.....	185
10. Podsumowanie .....	187
10.1. Ogólna charakterystyka osiągniętych wyników.....	187
10.2. Ważniejsze wnioski ze studiów i z badań.....	189
10.3. Proponowane kierunki dalszych prac.....	193
Załączniki.....	195
Załącznik A. Charakterystyka obiektu badań .....	197
Załącznik B. Szacowanie niepewności pomiarów .....	199
Załącznik C. Charakterystyka turbosprężarek .....	205
Załącznik D. Badania identyfikacyjne silnika.....	207
Załącznik E. Estymacja parametrów funkcji regresji dla wirników sprężarek .....	213
Załącznik F. Opis równań wykorzystanych w modelu .....	215
Załącznik G. Ocena wrażliwości procedury numerycznej na dobór warunków zakończenia obliczeń iteracyjnych.....	221
Załącznik H. Wyniki weryfikacji modelu .....	223
Załącznik I. Wyniki badań zależności korelacyjnej pomiędzy sprężem a parametrami pracy turbosprężarek i podziałem ich obciążenia.....	225
Załącznik J. Kształtowanie charakterystyki silnika z optymalnymi turbosprężarkami .....	227
Piśmiennictwo .....	231
Summary .....	245
Zusammenfassung.....	247



## Wykaz oznaczeń

$A$	(kg/s)	– zużycie powietrza przez silnik
$A_T$	(cm <sup>2</sup> )	– pole powierzchni przekroju skrzyni wlotowej turbiny
$a_{kr}$	(m/s)	– krytyczna prędkość przepływu gazu
$B$	(kg/h)	– bezwzględne zużycie paliwa
$b$	(g/(kW h))	– jednostkowe zużycie paliwa
$c_0$	(m/s)	– prędkość przepływu spalin na wlocie do wirnika turbiny
$c_p$	(J/(kg K))	– ciepło właściwe w przemianie izobarycznej
$c_t$	(m/s)	– prędkość przepływu spalin w przekroju wlotowym turbiny
$c_1$	(m/s)	– prędkość przepływu powietrza w przekroju wlotowym sprężarki
$D_{S0}$	(m)	– średnica osadzenia łopatek wirnika sprężarki
$D_{S1}$	(m)	– średnica łopatek po stronie wlotowej wirnika sprężarki
$D_T$	(m)	– średnica zewnętrzna wirnika turbiny
$F_p$	(kg · √K)/(Pa · s)	– parametr przepływu
$H_t$	(J/kg)	– izentropowa praca rozprężania w turbinie
$H_s$	(J/kg)	– izentropowa praca sprężania w sprężarce
$H_{sc}$	(J/kg)	– całkowita izentropowa praca sprężania zespołu sprężarek
$k$	(m <sup>-1</sup> )	– współczynnik absorpcji
$k_f$	(–)	– współczynnik zwiększenia przepustowości turbiny przy pulsacyjnym przepływie spalin
$k_N$	(–)	– współczynnik zwiększenia mocy turbiny przy pulsacyjnym przepływie spalin
$L_t$	(kg/kg)	– teoretyczne zapotrzebowanie na powietrze podczas spalania (14,6 kg/kg paliwa)
$\dot{m}_u$	(kg/s)	– strata masy ładunku przez nieszczelności
$\dot{m}_s$	(kg/s)	– strumień masy powietrza ze sprężarki
$\dot{m}_{rs}$	(kg/s)	– zredukowany strumień masy powietrza ze sprężarki
$\dot{m}_{sc}$	(kg/s)	– całkowity strumień masy powietrza z zespołu sprężarek
$\dot{m}_{tc}$	(kg/s)	– całkowity strumień masy spalin przepływających przez zespół turbin
$\dot{m}_t$	(kg/s)	– masowe natężenie przepływu spalin przez turbinę
$\dot{m}_2$	(kg/s)	– masowe natężenie przepływu powietrza przez sprężarkę
$\dot{m}_3$	(kg/s)	– masowe natężenie przepływu spalin przed turbiną
$n$	(obr/min)	– prędkość obrotowa silnika



$n_N$	(obr/min)	– prędkość obrotowa silnika znamionowa
$n_{II}$	(obr/min)	– prędkość obrotowa silnika przy przełączaniu turbosprężarek
$n_{rt}$	(obr/min)	– zredukowana do warunków odniesienia (ciśnienia $p_{ra}$ i temperatury $T_{ra}$ ) prędkość obrotowa turbosprężarki
$n_t$	(obr/min)	– prędkość obrotowa turbosprężarki
$n_s$	–	– wykładnik politropy sprężania w sprężarce
$N_s$	(W)	– moc sprężarki
$N_t$	(W)	– moc turbiny
$P$	(kW)	– moc użyteczna silnika
$p_1$	(MPa)	– ciśnienie powietrza przed sprężarką
$p_2$	(MPa)	– ciśnienie powietrza za sprężarką
$p_3$	(MPa)	– ciśnienie spalin przed turbiną
$p_4$	(MPa)	– ciśnienie spalin za turbiną
$p_t$	(MPa)	– ciśnienie spalin w przekroju kontrolnym turbiny
$p_{ba}$	(MPa)	– ciśnienie doładowania przed zaworem dolotowym
$p_{g1}$	(MPa)	– ciśnienie spalin w kolektorze wylotowym przed turbiną
$p_m$	(MPa)	– średnie ciśnienie strat mechanicznych silnika
$p_{m.d}$	(MPa)	– średnie ciśnienie strat mechanicznych silnika doładowanego
$p_{ra}$	(MPa)	– ciśnienie odniesienia (0,1 MPa)
$p_{tr}$	(MPa)	– ciśnienie tarcia silnika
$p_{tr.d}$	(MPa)	– ciśnienie tarcia silnika doładowanego
$p_{wym}$	(MPa)	– średnie ciśnienie wymiany ładunku
$p_{wym.d}$	(MPa)	– średnie ciśnienie wymiany ładunku silnika doładowanego
$q_o$	(mg/cykl)	– dawka paliwa na jeden obieg
$R$	(J/(kg·K))	– stała gazowa powietrza (287)
$R_g$	(J/(kg·K))	– stała gazowa spalin ( $\approx 288$ )
$T_1$	(K)	– temperatura powietrza przed sprężarką
$T_2$	(K)	– temperatura powietrza za sprężarką
$T_3$	(K)	– temperatura spalin przed turbiną
$T_{ra}$	(K)	– temperatura odniesienia (288 K)
$T_{ba}$	(K)	– temperatura doładowania
$T_{g1}$	(K)	– temperatura spalin w kolektorze wylotowym
$T_t$	(K)	– temperatura spalin w przekroju kontrolnym turbiny
$T_{tq}$	(kN m)	– moment obrotowy
$u_t$	(m/s)	– prędkość obwodowa wirnika turbiny
$u_{t.kr}$	(m/(s·√K))	– kryterialna prędkość obwodowa wirnika turbiny
$W_p$	(–)	– udział strumienia masy powietrza z dużej sprężarki
$W_t$	(–)	– udział strumienia masy spalin przepływających przez dużą turbinę
$W_d$	(kW)	– wskaźnik optymalizacji silnika wg kryterium dynamicznego

$W_{(I)}$	(kW)	– wskaźnik pola podaży momentu obrotowego w I zakresie
$W_N$	(–)	– wskaźnik poprawności ukształtowania momentu w warunkach korekcji dawkowania paliwa
$W_k$	(–)	– wskaźnik względnej korekcji dawkowania ze względu na ciśnienie doładowania
$V_{ss}$	(m <sup>3</sup> )	– objętość skokowa silnika
$\dot{V}_1$	(m <sup>3</sup> /s)	– objętościowe natężenie przepływu powietrza przed sprężarką
$\Delta T$	(K)	– przyrost temperatury powietrza na odcinku od sprężarki do zaworu dolotowego
$\eta_v$	(–)	– współczynnik napełnienia
$\eta_c$	(–)	– sprawność cieplna silnika
$\eta_o$	(–)	– sprawność ogólna silnika
$\eta_m$	(–)	– sprawność mechaniczna silnika
$\eta_s$	(–)	– izentropowa sprawność sprężania w sprężarce
$\eta_{sc}$	(–)	– całkowita sprawność zespołu sprężarek
$\eta_t$	(–)	– izentropowa sprawność rozprężania w turbinie
$\eta_{tm}$	(–)	– sprawność mechaniczna turbiny
$\eta_{to}$	(–)	– sprawność całkowita turbiny
$\eta_{tc}$	(–)	– całkowita sprawność zespołu turbinowego
$\varphi_a$	(–)	– współczynnik przepłukania
$\kappa$	(–)	– wykładnik izentropy powietrza
$\kappa_g$	(–)	– wykładnik izentropy spalin
$\lambda$	(–)	– współczynnik nadmiaru powietrza
$\Lambda_1$	(–)	– liczba Lavalą w przekroju wlotowym sprężarki
$\Lambda_t$	(–)	– liczba Lavalą w przekroju wlotowym turbiny
$\pi_s$	(–)	– spręż sprężarki
$\pi_t$	(–)	– stopień rozprężania w turbinie
$\psi_t$	(–)	– wskaźnik pracy adiabatycznej w turbinie



## Wykaz skrótów

- CDI – system bezpośredniego wtrysku zasilany ze wspólnej szyny akumulacyjnej (ang. *Common Rail Direct (Diesel) Injection*)
- CDTI – system bezpośredniego wtrysku turbodoładowanego silnika o zapłonie samoczynnym zasilany ze wspólnej szyny akumulacyjnej (ang. *Common Rail Diesel Turbo (Direct) Injection*)
- GMP – górne martwe położenie tłoka
- HDI – wysokociśnieniowy system zasilania silnika wysokoprężnego z wtryskiem bezpośrednim (ang. *High pressure Direct Injection*)
- OWK – obroty wału korbowego
- PM – cząstki stałe (ang. *Particulate Matter*)
- S<sub>NC</sub> – sprężarka niskiego ciśnienia
- S<sub>WC</sub> – sprężarka wysokiego ciśnienia
- S<sub>(I)</sub> – duża sprężarka
- S<sub>(II)</sub> – mała sprężarka włączana do obiegu w II zakresie
- T<sub>NC</sub> – turbina niskiego ciśnienia
- T<sub>WC</sub> – turbina wysokiego ciśnienia
- T<sub>(I)</sub> – duża turbina
- T<sub>(II)</sub> – mała turbina włączana do obiegu w II zakresie
- VFT – turbosprężarka o zmiennym przepływie ze zmianą przekroju przepływowego w dyfuzorze z łopatkami o stałej geometrii (ang. *Variable Flow Turbine*)
- VTG – turbosprężarka o zmiennym kącie nachylenia łopatek kierownicy turbiny (ang. *Variable Turbine Geometry*)
- VTT – regulowane doładowanie dwiema turbosprężarkami (ang. *Variable Twin-Turbo*)
- ZI – silnik o zapłonie iskrowym
- ZS – silnik o zapłonie samoczynnym



# 1. Wstęp

W ostatnich dwóch dekadach nastąpił szczególnie intensywny rozwój silników o zapłonie samoczynnym (ZS), które pod względem osiągnięć zbliżyły się do silników o zapłonie iskrowym (ZI), przy wciąż znacznie niższym zużyciu paliwa. Jednym z czynników sprzyjających rozwojowi silników o ZS było opanowanie podstawowych problemów związanych ze zwiększeniem prędkości spalania (prędkości obrotowej), upowszechnienie turbodoładowania, z jednoczesnym chłodzeniem powietrza doładowującego, a także wprowadzenie daleko idącej elektronizacji sterowania współczesnego silnika. Turbodoładowany silnik o ZS, o bezpośrednim wtrysku paliwa do komory spalania, stanowi źródło napędu wszystkich wytwarzanych obecnie samochodów ciężarowych. Z oceny ewolucji nowoczesnych rozwiązań konstrukcyjnych wyraźnie wynika, że silnik tego typu staje się dominującą konstrukcją również w samochodach osobowych [129]. Istotnym utrudnieniem w dalszym rozwoju silników o ZS są zastrzane stale wymagania dotyczące jak najmniejszej uciążliwości dla środowiska naturalnego, oczekiwanego wzrostu koncentracji mocy (z jednostki objętości skokowej) oraz ograniczenia zużycia paliwa. Zasadnicze przeszkody w realizacji tych wymagań wynikają przede wszystkim z niedoskonałości procesu spalania w przestrzeni wewnątrzcyldrowej oraz z możliwości doprowadzenia odpowiedniej masy powietrza potrzebnej do spalania dawki wtryskiwanego paliwa.

Problemy z uzyskaniem wymaganego napełnienia cylindrów powietrzem w całym obszarze charakterystyki ogólnej silnika nasilają się w silnikach z turbodoładowaniem. Ich wyrazem jest pogorszenie się właściwości ekologicznych oraz charakterystyk napędowych silnika oraz, w dolnym zakresie, prędkości obrotowych zarówno w ustalonych warunkach pracy, jak i podczas gwałtownego przyspieszania. Te niekorzystne zmiany parametrów turbodoładowanych silników wynikają ze sposobu napędu oraz właściwości turbosprężarek, dla których optymalne wykorzystanie energii spalin oraz uzyskiwanie wymaganych charakterystyk pracy możliwe jest jedynie w wąskim zakresie ciśnień oraz strumieni masy powietrza i spalin. Możliwości przezwyciężenia tych ograniczeń należy poszukiwać w zapewnieniu odpowiedniej wydajności doładowania w całym zakresie prędkości obrotowej i obciążenia silnika. To z kolei zwraca uwagę na określone wymagania związane ze sposobem doboru urządzenia doładowującego oraz z zastosowaniem odpowiednich metod regulacji doładowania w celu zapewnienia właściwych warunków jego współpracy z silnikiem.

Badania autora nad tymi problemami zostały zapoczątkowane w Katedrze Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Politechniki Szczecińskiej (od 2009 roku Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego) w 1992 roku; dotyczyły one zastosowania regulacji turbodoładowania w silniku o ZS przeznaczonym do napędu samochodów o dużej ładowności. Zaobserwowano znaczny wpływ parametrów doładowania nie tylko na napełnienie, lecz również na przebieg procesów cieplnych zachodzących w cylindrze silnika, co zostało omówione w opracowaniach Danileckiego i Lisowskiego [66, 67] oraz Danileckiego [41]. Od 1994 roku kontynuowano prace nad rozpoznaniem możliwości poprawy parametrów pracy

turbodoładowanych silników o ZS poprzez zastosowanie rozbudowanych układów doładowania<sup>1</sup>. Spośród nich szczególną uwagę zwrócono na doładowanie zakresowe. Pierwsze próby zastosowania tego układu, w którym wykorzystywano dwie współpracujące ze sobą turbosprężarki różnej wielkości, na badawczym silniku o ZS, typu SW 680, o bezpośrednim wtrysku paliwa, omówiono w pracach Danileckiego [42, 43]. Kierunek tych badań wynikał z przekonania autora o dużym potencjale rozwojowym silników o ZS stosowanych w samochodach ciężarowych, który związany jest m.in. z działaniami zmierzającymi do dalszej poprawy wydajności doładowania, a w konsekwencji do istotnego zwiększenia momentu obrotowego.

Doładowanie zakresowe jest znane i stosowane w silnikach samochodowych już od połowy 80. lat XX wieku, choć dotyczy głównie samochodów osobowych z tego okresu. W ostatnich latach nastąpił wyraźny wzrost zainteresowania jego dalszymi możliwościami rozwoju. Wskazują na to badania i najnowsze konstrukcje firm BMW, Opel AG i VW/Audi, wykorzystujące rozwiązania będące modyfikacjami doładowania zakresowego [192, 223]. Świadczy to o dużym potencjale rozwojowym tego układu, który może mieć szczególne znaczenie w przyszłych konstrukcjach silników opracowywanych zgodnie z koncepcjami downsizingu<sup>2</sup>.

Zastosowanie doładowania zakresowego sprzyja uzyskiwaniu pożądaných charakterystyk napędowych silnika, co przejawia się zarówno dużą koncentracją mocy w warunkach znamionowych, jak i wyraźną poprawą przebiegu krzywej maksymalnego momentu obrotowego na charakterystyce pełnej mocy (zewnętrznej), przy małych i średnich wartościach prędkości obrotowej. Można to osiągnąć bez istotnego zwiększenia dławienia wylotu spalin w układzie wylotowym, co umożliwi zachowanie korzystnych wartości zużycia paliwa w warunkach obciążeń częściowych.

Prace nad zastosowaniem doładowania zakresowego potwierdziły możliwości uzyskania korzystniejszego przebiegu momentu obrotowego silnika na charakterystyce pełnej mocy [43, 44]. Uzyskano typową dla tego układu doładowania nieciągłość 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 pod względem ekologicznym pracy silnika, co zostało omówione w pracach autora [46, 47, 140, 141, 144]. Wyniki tych prac zwróciły uwagę autora na potrzebę pogłębionej analizy parametrów roboczych rozbudowanych układów doładowania tego typu. Jest to o tyle ważne, że w przypadku doładowania zakresowego problem doboru urządzenia doładowującego i zapewnienie odpowiednich warunków jego współpracy z silnikiem potęguje się ze względu na konieczność doboru dwóch połączonych równolegle urządzeń doładowujących o różnych charakterystykach przepływowych oraz – dodatkowo – ze względu na konieczność zapewnienia odpowiednich warunków współpracy między nimi. Szczególnie istotne jest to w fazie przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami, a więc dotyczy również zagadnień sterowania.

---

<sup>1</sup> W pracy Mysłowskiego [138] układy doładowania, w których wykorzystywanych jest kilka turbosprężarek pracujących w różnych konfiguracjach, nazywane są rozbudowanymi układami doładowania.

<sup>2</sup> W technice motoryzacyjnej terminem *downsizing* przyjęto określać zmniejszanie wymiarów głównych silnika oraz, często, zmniejszenie liczby cylindrów, a w konsekwencji jego objętości skokowej, przy zachowaniu podstawowych wskaźników pracy dzięki zastosowaniu m.in. doładowania.

Do oceny współpracy silnika z turbosprężarką mogą być wykorzystane metody doświadczalne lub analityczne. Metody doświadczalne sprowadzają się do bezpośrednich pomiarów wielu wielkości charakteryzujących pracę układu silnik–turbosprężarka. Są one jednak czasochłonne oraz kosztowne i mogą być stosowane w odniesieniu do już istniejących konstrukcji, co wydłuża dochodzenie do optymalnego rozwiązania. Powszechność dostępu do bardzo wydajnych komputerów sprawiła, że obecnie do przewidywania skutków zastosowania określonej konstrukcji lub jej zmiany mogą być wykorzystane bardziej efektywne metody obliczeniowe. W istniejących modelach procesy towarzyszące turbodoładowaniu mogą być rozpatrywane w różnym stopniu uproszczenia, zależnym od przeznaczenia modelu. Przy jego wyborze celowe jest znalezienie najodpowiedniejszego kompromisu między nakładem pracy a celem obliczeń, w przypadku którego wyniki odpowiadające przyjętym założeniom można uznać za zadowalające. Rozstrzygające znaczenie dla wartości i przydatności wyników ma uwzględnienie w opisie istotnych zjawisk związanych z cechami konstrukcji oraz fizycznie trafna ocena warunków brzegowych.

Specyfika konstrukcji oraz zasada doładowania zakresowego uzasadnia celowość opracowania modelu obliczeniowego spełniającego takie kryteria jako narzędzia do dalszych badań i analiz. Wiarygodna ocena warunków pracy każdej turbosprężarki stwarza możliwości rozpoznania mechanizmów współzależności pomiędzy parametrami pracy silnika i poszczególnych elementów składowych układu doładowania. Zdefiniowanie warunków najkorzystniejszego pod względem bilansu energetycznego zestrojenia charakterystyk przepływowych turbosprężarek i silnika oraz ich uogólnienie może prowadzić do poszerzenia wiedzy o właściwościach tego układu i jego możliwościach rozwoju.

Badania nad zastosowaniem doładowania zakresowego, prowadzone na Politechnice Szczecińskiej (obecnie: Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie), kontynuowane były od 1998 roku pod kątem poprawy ekonomiczności pracy silnika przy mocach częściowych. Pewne ogólne informacje na ten temat zostały zawarte w opracowaniach autora [45, 48, 49]. Od 2001 roku prace prowadzone były w poszerzonym zakresie. Obejmowały one zarówno badania własne [52, 53], jak i projekty badawcze KBN zrealizowane pod kierunkiem oraz przy współudziale autora [51, 142]. Rozważano możliwości poprawy charakterystyki trakcyjnego silnika zarówno pod kątem zwiększenia jego elastyczności, jak i obniżenia eksploatacyjnego zużycia paliwa [55, 63]. Przeprowadzono również wstępną ocenę odpowiedzi układu silnik–zespół turbosprężarkowy na gwałtowne zmiany warunków pracy [56, 58]. Uzyskane wyniki posłużyły jako materiał do głębszych analiz w odniesieniu do prezentowanych w literaturze poglądów dotyczących ograniczeń turbodoładowania silników o ZS oraz możliwości uzyskania korzystnego bilansu energetycznego układu silnik–turbosprężarka.

Wyniki analiz teoretycznych i dane zgromadzone podczas badań eksperymentalnych stanowiły podstawę opracowania procedury postępowania podczas wyboru najkorzystniejszego wariantu zespołu doładowującego. Może to być związane ze zmianą parametrów turbosprężarek oraz sposobu ich włączania, przy uwzględnieniu zakresu użytecznych prędkości obrotowych silnika i wymaganego stopnia doładowania [50, 54, 57, 60, 61]. Zdefiniowano ogólne teoretyczne założenia optymalnego pod względem sprawności doboru do silnika turbosprężarek pracujących w układzie doładowania zakresowego, z uwzględnieniem ograniczeń wynikających z rzeczywistych charakterystyk możliwych do zastosowania urządzeń dołado-



wujących. W celu przeprowadzenia analizy właściwości doładowania zakresowego opracowano model matematyczny oraz program numeryczny. Model silnika wykorzystano do generowania wartości wskaźników pracy silnika, wykorzystywanych w przyjętej funkcji celu i w przyjętych ograniczeniach podczas realizacji zadania, związanego z doбором turbosprężarek, rozwiązanego metodami optymalizacyjnymi. W zadaniu tym uwzględniono również problem sterowania przełączaniem turbosprężarek. Wyniki badań numerycznych posłużyły do opracowania modeli oraz algorytmów systemu sterowania numerycznego, którego działanie zostało zweryfikowane podczas prób silnika na hamowni.

Niniejsza praca stanowi syntezę wyników studiów porównawczych rozwiązań silników z doładowaniem zakresowym znanych ze światowego piśmiennictwa oraz z prac autora dotyczących kształtowania warunków współpracy silnika spalinowego i turbosprężarek pracujących w układzie doładowania zakresowego; dotyczy trakcyjnych silników o ZS przeznaczonych do napędu samochodów ciężarowych o dużej ładowności. Zakres podejmowanych zagadnień obejmuje sformułowanie ogólnych zasad poprawnego doboru urządzeń doładowujących, w tym zdefiniowanie wskaźników porównawczych i kryteriów ich poprawnej współpracy.

Celem pracy jest podsumowanie wyników tych badań oraz wyjaśnienie możliwości i ograniczeń dotyczących optymalizacji parametrów doboru turbosprężarek do silnika pracującego w systemie doładowania zakresowego wg kryterium jego właściwości trakcyjnych. W szczególności rozważono możliwości uzyskania charakterystyki napędowej silnika zbliżonej do idealnej<sup>3</sup> oraz zachowania korzystnych wartości zużycia paliwa w możliwie dużym obszarze pola jego pracy. Rozwiązanie tego zadania ograniczono do ustalonych warunków pracy silnika. Zarysowano kierunki dalszych badań, które powinny zmierzać do pełniejszego rozpoznania zjawisk towarzyszących doładowaniu zakresowemu, szczególnie w celu poprawy właściwości dynamicznych silnika podczas gwałtownej zmiany obciążenia. Praca zawiera wiedzę niezbędną do dalszej poprawy właściwości trakcyjnych silników o ZS, związanych z doskonaleniem doładowania zakresowego oraz poszukiwaniem optymalnych algorytmów sterowania turbosprężarkami.

---

<sup>3</sup> Idealnym źródłem napędu jest silnik o stałej mocy, niezależnej od zmian prędkości obrotowej.

## **2. Rola turbodoładowania w rozwoju współczesnych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym**

### **2.1. Geneza problemu**

Obecnie prawie wszystkie pojazdy samochodowe są napędzane silnikami spalinowymi spalającymi paliwa węglowodorowe. Silniki takie w stosunku do znanych napędów alternatywnych odznaczają się najkorzystniejszymi charakterystykami ze względu na warunki współpracy z odbiornikiem mocy. Pozwala to ugruntować przekonanie, że w dającej się przewidzieć przyszłości silnik spalinowy pozostanie podstawowym źródłem napędu pojazdów samochodowych. W ostatnich latach nastąpił szczególnie intensywny rozwój silników o ZS, które osiągnęły zbliżony poziom koncentracji mocy uzyskiwanej z jednostki objętości skokowej w stosunku do silników o ZI, znacznie przewyższając je pod względem sprawności oraz charakteryzując się częściowo korzystniejszymi właściwościami ekologicznymi. Należy zatem oczekiwać, że w najbliższym czasie utrwali się dominująca pozycja silników o ZS. Wynika stąd potrzeba podjęcia działań nad doskonaleniem konstrukcji tych silników, ukierunkowanych na poprawę charakterystyk napędowych, zmniejszenie uciążliwości dla środowiska naturalnego oraz ograniczenie zużycia paliwa. Będzie to wymagać przezwyciężenia najistotniejszych barier w ich dalszym rozwoju wynikających zarówno z procesu spalania, jak i z zasilania cylindrów powietrzem.

W poszukiwaniu rozwiązań konstrukcyjnych silników o jeszcze lepszych wskaźnikach pracy ogromne znaczenie ma wykorzystanie matematycznych modeli symulacyjnych do analizy procesów zachodzących w różnych współpracujących ze sobą układach w poszczególnych fazach roboczego cyklu silnika. Złożoność tych procesów i wynikające z tego ograniczenia, związane z niedokładnością fundamentalnego opisu analizowanego układu fizycznego, powodują, że przy obecnym stanie wiedzy stworzenie modeli wykorzystujących jedynie dane natury ogólnej, niewymagających specyficznych danych dotyczących modelowanego obiektu, jest niemożliwe. Zmusza to do wprowadzania do modeli danych eksperymentalnych umożliwiających jakościowy oraz ilościowy opis zjawisk zachodzących w konkretnym modelowanym silniku. Pomimo tych ograniczeń modelowanie pozwala na uzyskanie poprawnych wyników i jest powszechnie wykorzystywane w obszernych studiach parametrycznych mających na celu przewidywanie skutków zastosowania określonej konstrukcji w szerokim zakresie parametrów operacyjnych silnika. Stwarza to możliwości optymalizacji konstrukcji i kontroli pracy silnika, z pominięciem czasochłonnych i kosztownych badań eksperymentalnych.

Zasadniczą rolę w doskonaleniu silnika odgrywają zagadnienia modelowania oraz badania procesów cieplnych, które w największym stopniu decydują o wykorzystaniu energii wprowadzanej do cylindra wraz z paliwem. Jednak oczekiwanego w silnikach o ZS wzrostu koncentracji mocy z jednostki objętości skokowej, co wymaga stosowania coraz większych dawek paliwa, należy szukać przede wszystkim w lepszym napełnieniu cylindrów

czynnikiem roboczym (świeżym ładunkiem powietrza). Łatwo to uzasadnić, gdy weźmie się pod uwagę to, że przy pełnym obciążeniu, wskutek niedoskonałości procesów rozpylenia oraz spalania paliwa ciekłego, silnik musi pracować na mieszance o stosunkowo dużych wartościach współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$ , który umożliwia zachowanie emisji cząstek stałych PM na dopuszczalnym poziomie. Oznacza to, że o jednostkowej mocy silnika o ZS decyduje ilość powietrza będąca do dyspozycji w procesie spalania dawki paliwa.

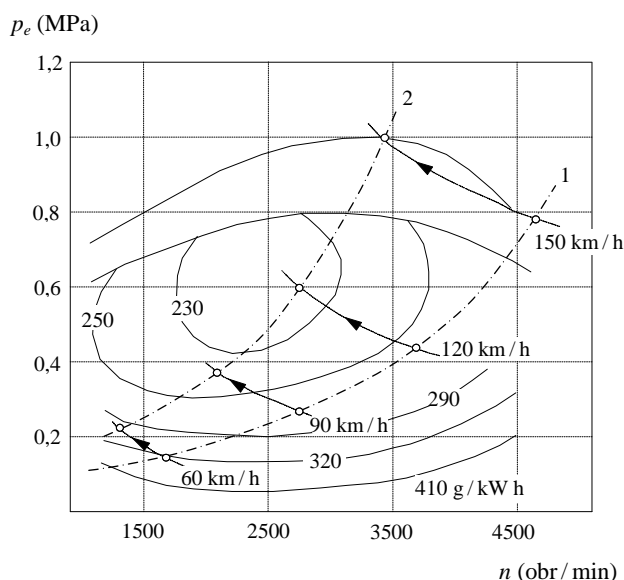
W wysiłkach zmierzających do poprawy napełnienia największe znaczenie ma doładowanie silnika. Zwiększenie mocy oraz momentu obrotowego w doładowanych silnikach korzystnie wpływa na ich charakterystyki napędowe. Dla silnika samochodowego, pracującego przy zmiennych obciążeniach i prędkościach obrotowych, bardzo duże znaczenie ma kształt krzywej momentu obrotowego na charakterystykach prędkościowych, szczególnie na charakterystyce pełnej mocy (zewnętrznej). Istotnym wskaźnikiem w ocenie przebiegu momentu obrotowego jest położenie jego maksimum, które określa właściwość silnika zwaną elastycznością. Wskaźnik ten nabiera szczególnego znaczenia przy wzrastającym natężeniu ruchu – zarówno w warunkach ruchu miejskiego, jak i podczas jazdy po szosie, ponieważ wskazuje na zdolność samoczynnego pokonywania pewnego wzrostu momentu oporowego, bez konieczności zwiększania przełożenia w układzie napędowym pojazdu. Jest to bardzo istotny wskaźnik możliwości eksploatacyjnych silników trakcyjnych. Szczegółową ocenę elastyczności współczesnych silników samochodowych można znaleźć m.in. w pracach Mysłowskiego [136, 143]. Przedstawione liczne przykłady silników wysokoprężnych przodujących wytwórni europejskich i światowych wskazują na znaczny postęp, jaki dokonał się w konstrukcji silników w ciągu ostatnich lat. Wyrazem tego rozwoju jest wzrost elastyczności silników do granic uważanych dawniej za nieosiągalne [143].

W dziedzinie doładowania silników najbardziej efektywną metodą zwiększenia napełnienia, a w konsekwencji momentu obrotowego i mocy znamionowej, jest turbodoładowanie, które stało się rozwiązaniem dominującym w silnikach o ZS. Obecnie 100% silników tego typu, stosowanych zarówno w pojazdach użytkowych, jak i w samochodach osobowych, stanowią silniki turbodoładowane z jednoczesnym chłodzeniem powietrza doładującego. Obserwuje się tendencję do dalszego poszerzania zakresu zastosowań turbodoładowania jako sposobu zmniejszenia zużycia paliwa i emisji substancji toksycznych przez silniki o ZS, które jednocześnie charakteryzują się największym, w stosunku do innych metod doładowania, potencjałem wzrostu objętościowego wskaźnika mocy. Potencjał ten wynika ze znacznie szerszego zakresu stosowanych ciśnień doładowania, przy zachowaniu korzystnego bilansu energetycznego układu silnik–turbosprężarka.

W przeciętnych warunkach eksploatacji pojazdu zmniejszenie zużycia paliwa silnika turbodoładowanego związane jest nie tylko z pewną poprawą jego sprawności ogólnej, lecz może wynikać również ze zmiany warunków pracy silnika [34, 102, 109, 111, 112, 193, 217]. Przy większych wartościach momentu obrotowego oraz mocy znamionowej, oprócz poprawy zdolności pojazdu do pokonywania oporów ruchu, możliwy jest taki dobór silnika do określonych zadań, aby mógł pracować z jak największą sprawnością. Przykładowo ilustruje to rys. 2.1. Zmniejszenie przełożenia w skrzyni przekładniowej lub w przekładni głównej powoduje podniesienie krzywej oporów ruchu i przesunięcie punktu pracy silnika w obszary o mniejszym jednostkowym zużyciu paliwa. Praca silnika z mniejszą prędkością

obrotową oraz większym obciążeniem w obszarze o niższym jednostkowym zużyciu paliwa wpływa na zmniejszenie zużycia paliwa w przeciętnych warunkach eksploatacji, a konsekwencji – mniejszą emisję dwutlenku węgla  $\text{CO}_2$ .

Pełne wykorzystanie zalet doładowania turbosprężarkowego jest jednak utrudnione ze względu na ograniczone możliwości doprowadzenia we wszystkich warunkach pracy silnika odpowiedniej ilości powietrza, niezbędnej do spalania dawki paliwa z wymaganym nadmiarem powietrza. Niedogodność ta wynika z właściwości turbosprężarek oraz z zastosowania do napędu sprężarki turbiny spalinowej, pozwalającej na wykorzystanie energii spalin i jej zamianę na pracę sprężania świeżego ładunku. Jednak moc turbiny może okazać się niewystarczająca do zapewnienia wymaganego strumienia masy powietrza ze sprężarki. Odzwierciedla się to w pogorszeniu charakterystyk napędowych silnika oraz parametrów ekologicznych i energetycznych zarówno w ustalonych warunkach pracy przy pełnym obciążeniu, jak i podczas gwałtownego przyspieszania. Uwidacznia się to również w częściowym pogorszeniu właściwości ekologicznych oraz we wzroście jednostkowego zużycia paliwa w zakresie małych i średnich obciążeń silnika.



Rys. 2.1. Wpływ zastosowania w pojeździe silnika o zwiększonej mocy oraz zmiany przełożeń w skrzyni przekładniowej na położenie punktów pracy na charakterystyce ogólnej [217]: krzywa oporów ruchu dla biegu bezpośredniego przed zmianą przełożeń (1) oraz po zmianie przełożeń (2); liniami przerywanymi zaznaczono krzywe stałych prędkości jazdy: 60, 90, 120 km/h

Uzyskanie wymaganego poziomu wskaźników pracy silnika zależy od sposobu doboru turbosprężarki. Gdy turbosprężarka dostosowana jest do dużych wartości masowych natężeń przepływu powietrza i spalin, jej właściwa współpraca z silnikiem możliwa jest jedynie przy prędkościach obrotowych bliskich prędkości znamionowej. Oznacza to, że przy zmniejszaniu prędkości obrotowej nie zapewnia ona wystarczająco dużych wartości ciśnienia doładowania. Występujący wówczas niedobór powietrza podawanego przez sprężarkę prowadzi do gwałtownego zmniejszenia momentu obrotowego na charakterystyce pełnej mocy, przy małych i średnich prędkościach obrotowych, gdyż dawka paliwa musi zostać ograniczona ze względu na nadmierny wzrost emisji sadzy (cząstek stałych). W rezultacie elastyczność silnika ulega pogorszeniu, gdyż maksimum momentu przesuwa się w stronę większych wartości prędkości obrotowych, co jest niekorzystne dla jego właściwości eksploatacyjnych.

Przy doborze turbosprężarki do małych prędkości obrotowych silnika, w efekcie zwiększenia ilości powietrza i w związku z tym zwiększenia ilości podawanego paliwa, możliwe jest zwiększenie momentu obrotowego, a także niewielkie zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa. Zastosowaniu turbiny o bardziej stromej charakterystyce przepływowej (o zmniejszonym przekroju skrzyni wlotowej) towarzyszy jednak nadmierny wzrost ciśnienia doładowania w zakresie prędkości bliskiej znamionowej. Zmusza to do stosowania układów zabezpieczających zarówno silnik, jak i turbosprężarkę przed przeciążeniem. Przyjęcie jednak mniejszego przekroju wlotowego turbiny prowadzi do zwiększonego dławienia wylotu spalin w układzie wylotowym. Objawia się to m.in. zwiększonym zużyciem paliwa przy dużych prędkościach obrotowych silnika, które również w warunkach obciążeń częściowych przyjmuje niekorzystne wartości. Ponadto praca silnika w zakresie małych i średnich obciążeń, przy większym nadmiarze powietrza, sprzyja zwiększeniu emisji tlenków azotu  $\text{NO}_x$ .

Również podczas stanów nieustalonych silnika (głównie w czasie przyspieszania z zakresu małych obciążeń) nienadążanie z podawaniem wymaganej masy powietrza przez turbosprężarkę, której źródłem jest bezwładność gazów oraz jej wirnika, wywołuje istotne zaburzenia procesu spalania przy chwilowym niedoborze powietrza. Przejawia się to zwiększeniem zużycia paliwa i emisji cząstek stałych oraz niekorzystnym przebiegiem momentu obrotowego, a w konsekwencji – pogorszeniem szybkości reakcji silnika na zmiany obciążenia [56, 58, 93, 117, 147, 177, 212, 215, 230]. Niejednokrotnie, w celu uniknięcia negatywnych skutków spalania paliwa w warunkach niedoboru powietrza, dawka paliwa musi zostać ograniczona, co również prowadzi do pogorszenia zdolności silnika do przyspieszania. Dotyczy to zwłaszcza silników trakcyjnych, pracujących w szerokim zakresie warunków eksploatacyjnych, ze znacznym udziałem małych prędkości obrotowych i obciążeń oraz licznych procesów przejściowych.

Powstaje więc problem zwiększania maksymalnego momentu obrotowego silnika trakcyjnego na charakterystyce pełnej mocy, w dolnym zakresie prędkości obrotowej, zapewniającego dużą elastyczność i dobre właściwości dynamiczne, w tym szybkość reakcji silnika na nagłe duże zmiany obciążenia, przy jednoczesnym zachowaniu korzystnych wskaźników pracy, w tym ekonomiczności, przy dużych wartościach prędkości obrotowej i małych obciążeniach.

Trudności w realizacji tych postulatów wynikają z podstawowej roli turbodoładowania, które ze swej natury nie służy do poprawy ekonomiczności pracy silnika przy obciążeniach częściowych, lecz wykorzystywane jest przede wszystkim jako metoda zwiększenia momentu obrotowego oraz mocy maksymalnej silnika<sup>1</sup>. Wiąże się z tym charakterystyczna dla turbodoładowania silników o ZS przeciwstawność środków podejmowanych w celu zwiększenia mocy maksymalnej, maksymalnego momentu obrotowego oraz zmniejszenia zużycia paliwa przy niewielkich obciążeniach, co odzwierciedliło się w dotychczasowej praktyce konstruktorskiej. To z kolei zwraca uwagę na istotne ograniczenia w rozwoju silników związane z możliwościami kształtowania warunków współpracy silnika i turbosprężarki. Można wymienić następujące sposoby przewyciężenia tych ograniczeń w celu uzyskania pożądaných charakterystyk turbodoładowania; są to:

---

<sup>1</sup> W turbodoładowanych silnikach o ZS wzrostowi mocy towarzyszy zwiększenie sprawności ogólnej w górnym zakresie obciążeń.

– zwiększenie wykorzystania energii spalin dzięki odpowiedniej konstrukcji układu wylotowego; pulsacyjne zasilanie turbiny, obecnie powszechnie wykorzystywane w szybkoobrotowych silnikach trakcyjnych;

– wybór najkorzystniejszego sposobu turbodoładowania w celu zapewnienia wymaganej wydajności doładowania w całym zakresie prędkości obrotowych i obciążeń silnika; prawidłowe kształtowanie charakterystyki doładowania bez nadmiernego dławienia wylotu spalin warunkuje zachowanie korzystnego bilansu energetycznego turbosprężarki i silnika, a w rezultacie dużych wartości sprawności ogólnej.

Pulsacyjne zasilanie turbiny pozwala na lepsze wykorzystanie energii kinetycznej spalin, co prowadzi do istotnego wzrostu mocy turbiny pomimo zmniejszenia jej sprawności [14, 138, 199, 218, 231]. Powoduje to znaczną poprawę warunków doładowania oraz zmniejszenie pracy wymiany ładunku. Jednak korzyści wynikające z takiego sposobu zasilania turbiny wyraźnie maleją wraz ze zwiększeniem ciśnienia doładowania. Pulsacyjne zasilanie pozwala również zwiększyć nadążność turbosprężarki w podawaniu powietrza podczas gwałtownego przyspieszania silnika; sprzyja temu także zmniejszenie momentów bezwładności wirników współczesnych konstrukcji zespołów turbosprężarkowych.

Niewątpliwie najbardziej złożonym zagadnieniem, dotyczącym turbodoładowania silników samochodowych o ZS, jest zastosowanie prawidłowej konstrukcji układu doładowania, która wywiera decydujący wpływ na wskaźniki pracy silnika. Przyczyną tego jest powiązanie gazowe dwóch maszyn przepływowych o różnych sposobach działania – silnika o przepływie cyklicznym oraz turbosprężarki o przepływie ciągłym. To połączenie gazowe urządzeń o odmiennym charakterze przepływu czynnika, w zależności od właściwości turbosprężarki oraz sposobu jej doboru do silnika, stwarzać może problemy w zapewnieniu odpowiednich warunków ich współpracy. Problemy z właściwym zestrojeniem charakterystyk nasilają się przy pulsacyjnym zasilaniu turbiny. Towarzyszą temu zazwyczaj istotne zmiany warunków przepływu czynnika przez silnik związane z niestacjonarnym charakterem przepływu oraz cyklicznością otwierania i zamykania zaworów. Zmianie ulegają również warunki pracy sprężarki oraz turbiny, które mogą znacznie odbiegać od pierwotnie zakładanych. Zwraca to szczególną uwagę na zagadnienia związane ze stabilnością oraz wymaganymi parametrami pracy urządzenia doładowującego.

## **2.2. Istota przedmiotu analizy**

Przedmiotem badań omawianych w tej pracy jest zagadnienie kształtowania współpracy trakcyjnego silnika o ZS z turbosprężarkowym urządzeniem doładowującym, dotyczące zapewnienia jak najlepszych charakterystyk napędowych silnika, przy jednoczesnym zachowaniu korzystnych parametrów ekologicznych i energetycznych w całym jego zakresie prędkości obrotowej i obciążenia. Rozpatrując to zagadnienie, należy uwzględnić zarówno zastosowanie silnika, jak i ograniczenia w uzyskiwaniu pożądaných charakterystyk doładowania oraz możliwości ich przewyższenia.

W przypadku silników samochodów osobowych i dostawczych, charakteryzujących się niewielką objętością skokową i stosunkowo szerokim zakresem użytecznych prędkości obrotowych, przekraczającym 4000 obr/min, konieczne jest stosowanie turbosprężarek

o małych rozmiarach wirników, obejmujących duży zakres wartości masowych natężeń przepływu powietrza i spalin. Niewielka bezwładność wirników zwiększa nadążność turbosprężarek, co gwarantuje dużą szybkość reakcji silnika na zmiany obciążenia, szczególnie istotną dla tej grupy pojazdów. Turbosprężarki nie zapewniają jednak wystarczająco dużych wartości ciśnienia, przy niewielkich natężeniach przepływu powietrza, a praca sprężarki w znacznym zakresie prędkości obrotowej oraz obciążenia silnika obejmować może obszary charakterystyki o małej sprawności sprężania.

W samochodach ciężarowych pożądanym jest stosowanie silników o dużej koncentracji mocy, wymagających wyższych, niż w przypadku silników samochodów osobowych, stopni doładowania<sup>2</sup>. Uzyskiwanie korzystnych charakterystyk napędowych wymaga zwiększania maksymalnego momentu obrotowego, przy małej prędkości obrotowej silnika, co przy zachowaniu dużej mocy znamionowej wiąże się niejednokrotnie z ograniczeniem prędkości obrotowej. Zakres użytecznej prędkości obrotowej silników dla tej grupy pojazdów nie przekracza zazwyczaj 1000 (1200) obr/min. W silniku Diesel Detroit serii 60 zakres ten zawężony został do 700 obr/min [143]. Pozwala to na wykorzystanie turbosprężarek o charakterystykach obejmujących stosunkowo wąski zakres strumieni masy powietrza i spalin oraz o dużej sprawności sprężania. Zmniejszenie prędkości obrotowej odpowiadającej mocy znamionowej niezbędne jest zwłaszcza przy średnich i dużych stopniach doładowania. Dla potrzebnych do tego dużych wartości sprężu, dochodzących nawet do  $\pi_s=4$ , powstały konstrukcje sprężarek, które w takich warunkach charakteryzują się dużą sprawnością.

Tendencja do zwiększania stopnia doładowania silników samochodowych, przy jednoczesnym zmniejszaniu prędkości znamionowej, zgodna jest ze stosowaną obecnie coraz częściej koncepcją downsizingu. Realizacja tej koncepcji (dzięki zwiększeniu maksymalnego momentu obrotowego) sprzyja zmniejszeniu zużycia paliwa w przeciętnych warunkach eksploatacji pojazdu (por. omówienie rys. 2.1), a stosunkowo wąski zakres strumienia masy powietrza i spalin turbosprężarki ułatwia optymalne dopasowanie sprężu oraz sprawności turbosprężarki do żądanej mocy znamionowej silnika. Utrudnia to jednak wykorzystanie silnika w pojeździe i wiąże się z koniecznością częstszej zmiany biegów i zwiększenia liczby przełożeń skrzyni przekładniowej.

Dążenie do wzrostu stopnia doładowania silników oraz uzyskania korzystnego przebiegu momentu obrotowego natrafia na bariery związane z warunkami spalania paliwa oraz rosnącymi obciążeniami cieplnymi i mechanicznymi, które potęgują się wraz z rozszerzaniem zakresu użytecznych prędkości obrotowych, co może stanowić istotny problem w przypadku silników samochodów osobowych i dostawczych. Pogorszeniu ulegają również wskaźniki pracy silnika przy obciążeniach częściowych. Cechą wspólną tych ograniczeń jest to, że w znacznym stopniu wynikają one z zastosowania określonego urządzenia doładowującego, którego rzeczywiste charakterystyki mogą odbiegać od pożądaných, a możliwości ich przewyciężenia szukać należy w odpowiednim kształtowaniu warunków współpracy turbosprężarki z silnikiem.

Ze względu na wzrastające wymagania w zakresie właściwości użytkowych silników samochodowych, niezależnie od ich konstrukcji i przeznaczenia, obserwuje się naturalną

---

<sup>2</sup> Stopień doładowania definiowany jest jako przyrost mocy znamionowej silnika w wyniku jego doładowania.

tendencję do poszukiwania sposobów doładowania umożliwiających optymalne wykorzystanie energii spalin oraz zapewnienie prawidłowej współpracy silnika z turbosprężarką. Optymalizacja doładowania zmierza do zapewnienia jego odpowiedniej wydajności w całym zakresie prędkości obrotowej i obciążenia silnika zarówno w ustalonych warunkach pracy, jak i podczas gwałtownych zmian obciążenia.

We współczesnych konstrukcjach silników samochodowych o ZS, pracujących z dużym obciążeniem, uzyskuje się wartości sprawności ogólnej  $\eta_o$  dochodzące do 45%; przy czym na sprawność cieplną przypada ok. 50%, a na sprawność mechaniczną – ok. 90%. Natomiast przy małych obciążeniach sprawność silnika maleje do ok. 20%. Wynika stąd, że w tym obszarze charakterystyki ogólnej przy dużym nadmiarze powietrza istotnie wzrasta udział strat mechanicznych, a jednym z ich źródeł jest pogorszenie warunków wymiany ładunku. Związane jest to głównie ze spadkiem sprawności urządzenia doładującego w wyniku znacznego oddalenia punktu jego pracy od punktu doboru. Wskazuje to na potrzebę właściwego zestrojenia charakterystyk przepływowych układu doładowania i silnika zarówno przy pełnym obciążeniu, jak i w zakresie mocy częściowych. Stanowi to jednak raczej postulat, który konstruktorzy starają się spełnić, stosując określoną metodę doładowania, niż wynik oceny rzeczywistych możliwości doprowadzenia odpowiedniej ilości powietrza we wszystkich warunkach pracy silnika. Współczesne turbosprężarki samochodowe pracują zazwyczaj w szerokim zakresie wartości strumieni masy i ciśnienia powietrza oraz spalin wymuszonych przez współpracę z silnikiem. Podczas pracy na charakterystyce zewnętrznej ciśnienie doładowania może wzrastać w zakresie 50–100%. Jednocześnie stosunek minimalnego strumienia masy powietrza (spalin) do jego wartości maksymalnej może wahać się w zakresie 0,35–0,45 [138]. Sposób napędu turbosprężarki, jak również cechy konstrukcyjne i parametry sprężarek oraz turbin stosowanych w turbodoładowaniu ograniczają osiąganie wymaganych wartości ciśnienia doładowania, przy czym duże wartości sprawności mogą być uzyskiwane jedynie przy bardzo wąskim zakresie zmienności strumienia masy powietrza oraz sprężu. Wskazuje to na określone trudności z prawidłowym doбором urządzenia doładującego do silnika.

Dotychczas opracowanych zostało wiele metod doładowania, których szczegółową systematykę znaleźć można m.in. w pracach Zinnera [231] oraz Wisłockiego [218]. Największe możliwości korzystnego kształtowania współpracy trakcyjnego silnika o ZS z turbosprężarkowym urządzeniem doładującym stwarza zastosowanie regulowanych turbosprężarek oraz rozbudowanych systemów doładowania. Spośród nich wymienić można rozwiązania o największym znaczeniu praktycznym:

- 1) doładowanie jednostopniowe za pomocą:
  - turbosprężarki o stałej geometrii, bez regulacji doładowania;
  - turbosprężarki o stałej geometrii, z upustową regulacją doładowania;
  - turbosprężarki o zmiennej geometrii;
- 2) doładowanie wielostopniowe;
- 3) doładowanie zakresowe.

Jeszcze do niedawna najczęściej stosowaną metodą kształtowania charakterystyki doładowania było zastosowanie turbosprężarek z upustem spalin pozwalających na sterowanie



masą spalin zasilających turbinę, a tym samym wydajnością sprężarki i ciśnieniem doładowania [86, 93, 140, 216, 218]. Układy tego typu, wykorzystywane głównie w silnikach o umiarkowanych stopniach doładowania, umożliwiają utrzymywanie prawie stałego ciśnienia doładowania w zakresie od momentu otwarcia zaworu upustowego do prędkości znamionowej. Jednak w obszarze działania tego zaworu są niekorzystne energetycznie. Ocenę metod regulacji doładowania można znaleźć m.in. w pracach Hieretha [87], Netha i Streuli [145], Winklera [210] oraz Wisłockiego [218].

Znaczne zwiększenie możliwości regulacji wydajności doładowania stwarza zastosowanie turbosprężarek o zmiennym przepływie VFT<sup>3</sup> oraz o zmiennej geometrii, z nastawnymi łopatkami kierownicy turbiny VTG<sup>4</sup>. Turbosprężarki tego typu są obecnie rozwiązaniem dominującym głównie w silnikach o ZS samochodów osobowych i dostawczych. Umożliwiają one zwiększenie momentu obrotowego w całym zakresie prędkości obrotowych, minimalizując niekorzystne zjawisko zwłoki w zadziałaniu turbosprężarki podczas przyspieszania. Dostosowanie wydajności sprężarki do chwilowego obciążenia silnika pozwala również zmniejszyć emisję substancji toksycznych, zwłaszcza w nowoczesnych jednostkach z wtryskiem bezpośrednim. W porównaniu z VFT turbosprężarki VTG charakteryzują się większym zakresem możliwości regulacyjnych, jednak sprawność turbiny oraz sprężarki ulega znacznemu pogorszeniu, szczególnie w skrajnych zakresach regulacji [88, 90, 218].

W układach doładowania jednostopniowego turbosprężarki o stałej geometrii, bez regulacji doładowania, pewną poprawę współpracy z silnikiem, szczególnie przy większych stopniach doładowania, można uzyskać przy zastosowaniu dwóch małych turbosprężarek jednakowej wielkości, pracujących równolegle, w miejsce jednej dużej. Takie rozwiązanie powszechnie stosowane w silnikach widlastych, w przypadku których każda turbosprężarka połączona jest z osobnym rzędem cylindrów, pozwala na wykorzystanie sprężarek o wąskich charakterystykach pracy i dużych wartościach sprawności sprężania. Mniejsza bezwładność wirników oraz krótkie kolektory wylotowe, umożliwiające lepsze wykorzystanie energii pulsacji ciśnienia spalin, zwiększają nadążność turbosprężarek przy gwałtownych zmianach obciążenia.

Dalszej poprawie parametrów pracy turbodoładowanych silników ZS mogą służyć rozwiązania rozbudowanych systemów doładowania [138], takie jak doładowanie dwustopniowe lub doładowanie zakresowe i jego modyfikacje. Dzięki wykorzystaniu stosunkowo wąskiego obszaru charakterystyk przepływowych kilku (zazwyczaj dwóch) turbosprężarek, najczęściej różnej wielkości, systemy te dają istotne korzyści w stosunku do doładowania jednostopniowego, w tym także za pomocą turbosprężarki VTG, zanim osiągnięta zostanie granica doładowania charakteryzująca się spadkiem sprawności urządzenia doładowującego. Mają one szczególne znaczenie w silnikach pojazdów użytkowych o średnich i dużych stopniach doładowania, a w przypadku doładowania zakresowego także w silnikach o znacznie szerszym użytecznym przedziale prędkości obrotowej, które wykorzystywane są w samochodach osobowych.

---

<sup>3</sup> VFT (ang. Variable Flow Turbine) – turbosprężarka o zmiennym przepływie ze zmianą przekroju przepływowego w dyfuzorze z łopatkami o stałej geometrii.

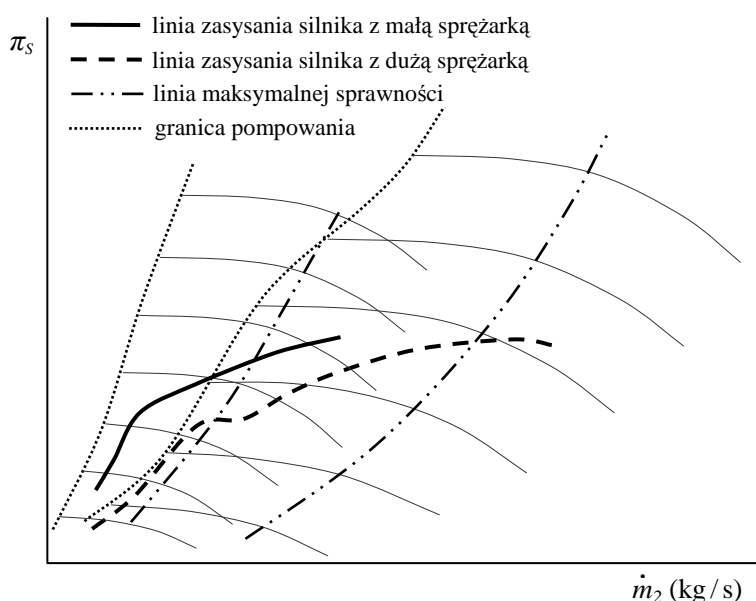
<sup>4</sup> VTG (ang. Variable Turbine Geometry) – turbosprężarka o zmiennym kącie nachylenia łopatek kierownicy turbiny.

### 2.3. Ograniczenia doładowania w obszarze charakterystyk urządzenia doładowującego przy współpracy z silnikiem trakcyjnym

Uzyskanie odpowiedniej wydajności doładowania silnika trakcyjnego, niezależnie od jego przeznaczenia, wymaga zapewnienia odpowiedniej mocy turbiny spalinowej potrzebnej do napędu sprężarki oraz właściwego zestrojenia charakterystyk turbosprężarki i silnika. Zasadnicze znaczenie w odpowiednim kształtowaniu charakterystyki doładowania ma więc zastosowanie określonego urządzenia doładowującego i związane z tym ograniczenia, których przewyższenie warunkuje osiągnięcie wymaganych wskaźników operacyjnych silnika, sprawności oraz stabilności pracy turbosprężarki.

Podstawowym ograniczeniem w stosowaniu doładowania turbosprężarkowego jest szeroko rozumiany stan konstrukcji turbosprężarek. Wśród nich największymi możliwościami dostosowania mocy turbiny do wartości wynikających z wymaganego strumienia masy oraz sprężu sprężarki charakteryzują się turbosprężarki o zmiennej geometrii z nastawnymi łopatkami kierownicy turbiny VTG. Obecnie, gdy stosowanie turbosprężarek tego typu upowszechniło się w silnikach wysokoprężnych o niewielkiej objętości skokowej, uwidoczniły się jednocześnie granice doładowania jednostopniowego.

Najistotniejszą barierą są niekorzystne właściwości sprężarek odśrodkowych stosowanych w turbodoładowaniu. Nie zapewniają one wymaganych wartości sprawności oraz sprężu w całym zakresie zmienności strumienia masy powietrza wymuszonych przez współpracę z silnikiem, mimo że np. turbosprężarki typu VTG charakteryzują się możliwością zapewnienia potrzebnej do tego mocy turbiny spalinowej. Przeszkodą w uzyskiwaniu żądanych ciśnień doładowania jest również zjawisko pompowania sprężarki, które wyznacza dopuszczalny obszar jej pracy. Współpraca silnika ze sprężarką powinna przebiegać w wystarczająco dużej odległości od granicy pompowania sprężarki, nie dopuszczając do jej przekroczenia zarówno w ustalonych warunkach pracy, jak i w stanach nieustalonych. Ilustruje to przykładowy przebieg linii zasysania silnika na charakterystyce przepływowej sprężarki w przypadku doładowania jednostopniowego (rys. 2.2).



Rys. 2.2. Możliwości wykorzystania charakterystyki sprężarki podczas współpracy silnika z małą oraz dużą turbosprężarką

Zazwyczaj konieczne jest wykorzystanie całej charakterystyki sprężarki, co powoduje, że punkty pracy silnika obejmują obszary znacznie odbiegające od linii jej maksymalnej sprawności, w których sprawność sprężania jest bardzo mała. Jednocześnie przy małych strumieniach masy powietrza dopuszczalne wartości ciśnienia doładowania (sprężu) wyznacza płasko przebiegająca granica pompowania. Ogranicza to możliwości zwiększenia momentu obrotowego silnika przy małych i średnich wartościach prędkości obrotowej.

Możliwość poszerzenia obszaru pracy turbosprężarki z dużą sprawnością w doładowaniu jednostopniowym uwarunkowana jest koniecznością zachowania ściśle określonych stosunków pól przekrojów części przepływowych turbiny oraz sprężarki, których optymalne wartości zależne są od stosunków ciśnień oraz wartości strumienia masy powietrza i spalin [16]. Może to stanowić istotny problem w przypadku silników pracujących w szerokim zakresie prędkości obrotowych i wymagających dużych stopni doładowania, przy których często osiągnięte są wartości sprężu powyżej  $\pi_s = 3$ . W obecnie stosowanych jednostopniowych turbosprężarkach nie należy oczekiwać dalszego wzrostu ciśnienia doładowania ze względu na nieunikniony znaczny spadek sprawności. Ponadto uzyskiwanie tak dużych wartości sprężu wymaga stosowania dużych turbosprężarek o znacznej bezwładności wirników. Prowadzi to do pogorszenia ich nadążności w podawaniu powietrza, co stanowi istotną przeszkodę w przypadku silników trakcyjnych.

Przedstawione ograniczenia w wykorzystywaniu charakterystyk sprężarek nasilają się wraz ze wzrostem mocy znamionowej oraz rozszerzeniem użytecznego zakresu prędkości obrotowej silnika. Przy większych wartościach prędkości znamionowej silnika konieczne jest stosowanie sprężarek o charakterystykach obejmujących szeroki zakres wartości strumienia masy powietrza i o bardziej płaskim przebiegu granicy pompowania. W takim przypadku zwiększenie mocy znamionowej prowadzi najczęściej do zmniejszenia wartości momentu obrotowego silnika w zakresie mniejszej prędkości obrotowej. Poprawa warunków doładowania, prowadząca do zwiększenia momentu obrotowego, przy małej prędkości obrotowej, wymaga zastosowania małych sprężarek, o bardziej stromym przebiegu granicy pompowania, które charakteryzują się jednak mniejszym maksymalnym strumieniem masy powietrza (rys. 2.2). Może to prowadzić do zawężenia zakresu użytecznych prędkości obrotowych silnika, szczególnie przy średnich i dużych stopniach doładowania.

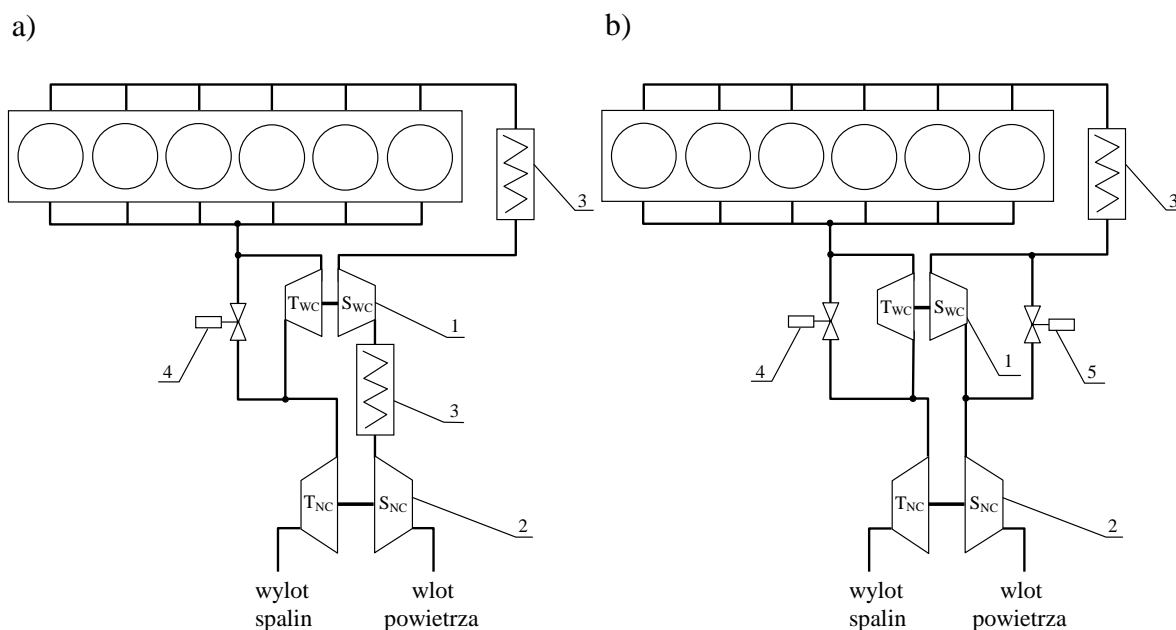
Niekorzystne skutki ograniczenia zakresu użytecznych prędkości obrotowych silnika, związanego z zastosowaniem mniejszych turbosprężarek o wąskich charakterystykach przepływowych, można częściowo przezwyciężyć, jeżeli np. dwie małe turbosprężarki włączy się kolejno w różnych zakresach prędkości obrotowej.

Pewne możliwości kształtowania charakterystyk sprężarek odśrodkowych związane są z modyfikacją kształtu łopatek oraz profilu wirnika, ze zmianą parametrów geometrycznych części przepływowych turbosprężarki, z zastosowaniem odpowiedniej konstrukcji dyfuzorów itp. Jednak uzyskana w ten sposób konstrukcja stanowi kompromis pomiędzy sprawnością urządzenia, zakresem zmienności strumienia masy powietrza, przebiegiem granicy pompowania i dopuszczalnymi wartościami sprężu oraz prędkości obrotowej turbosprężarki. Ocenę tych możliwości znaleźć można m.in. w pracach Ivanova i Pancharevskiego [91, 158], Wisłockiego [218] oraz Zinnera [231].

## 2.4. Kształtowanie warunków współpracy silnika z turbosprężarkami w rozbudowanych układach doładowania

### 2.4.1. Doładowanie wielostopniowe

Doładowanie wielostopniowe [5, 6, 15, 32, 69, 161, 194] polega na zastosowaniu kilku sprężarek połączonych ze sobą szeregowo. Dzięki możliwości uzyskiwania dużych wartości ciśnienia doładowania ta metoda stosowana jest w silnikach wymagających dużej koncentracji mocy. W istniejących rozwiązaniach doładowania tego typu wykorzystywane są zazwyczaj dwie turbosprężarki, najczęściej o różnej wielkości, stanowiące stopnie niskiego i wysokiego ciśnienia. Przy szeregowym połączeniu turbosprężarek wymagane wartości ciśnienia doładowania osiągane są przy mniejszych wartościach sprężu w każdym ze stopni sprężania. Ze względu na sprawność całkowitą układu szczególnie ważny jest podział stosunków ciśnień pomiędzy stopnie niskiego i wysokiego ciśnienia. Możliwość zastosowania chłodzenia powietrza pomiędzy obu stopniami pozwala w dużym stopniu kompensować niekorzystne wartości sprawności całkowitej, co jest istotną zaletą takiego układu. Schemat układu doładowania dwustopniowego, z mniejszą turbosprężarką w stopniu wysokiego ciśnienia (wysokociśnieniową) oraz z większą turbosprężarką w stopniu niskiego ciśnienia (niskociśnieniową), przeznaczonego dla dużych silników samochodów użytkowych przedstawia rys. 2.3 a.

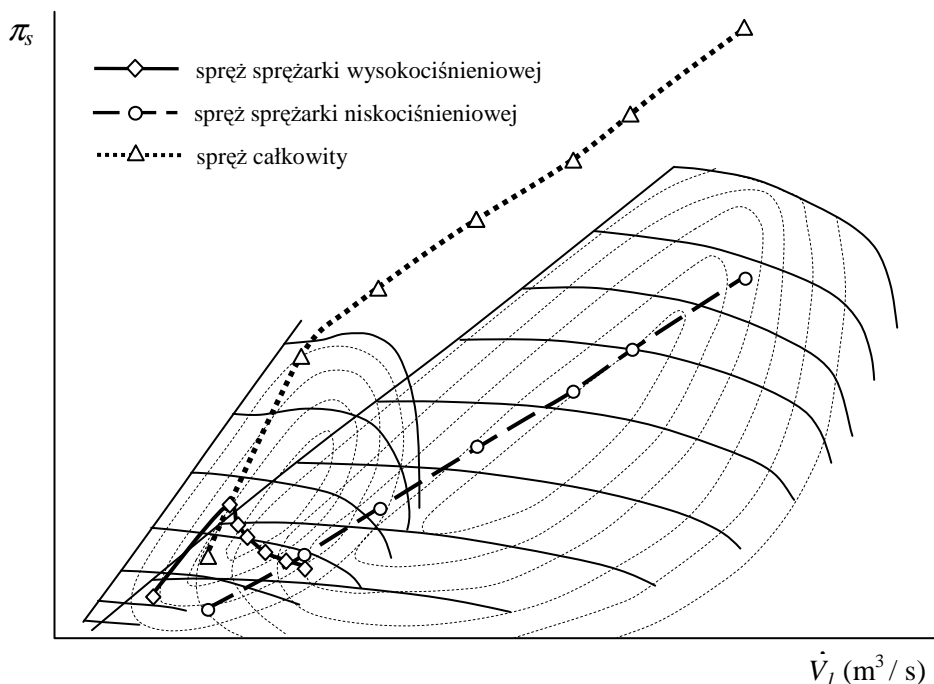


Rys. 2.3. System dwustopniowego doładowania: a) z kanałem obejściowym turbiny dla silników samochodów użytkowych, b) z kanałem obejściowym sprężarki i turbiny dla silników samochodów osobowych: 1 – turbosprężarka wysokociśnieniowa, 2 – turbosprężarka niskociśnieniowa, 3 – chłodnica powietrza, 4 – zawór w kanale obejściowym turbiny wysokociśnieniowej, 5 – zawór w kanale obejściowym sprężarki wysokociśnieniowej;  $T_{NC}$  – turbina niskociśnieniowa,  $T_{WC}$  – turbina wysokociśnieniowa,  $S_{NC}$  – sprężarka niskociśnieniowa,  $S_{WC}$  – sprężarka wysokociśnieniowa

Korzystne warunki współpracy turbosprężarek z silnikiem, szczególnie w warunkach pełnego obciążenia, uzyskać można w układzie z zaworem upustowym spalin typu *waste-gate* w turbinie wysokociśnieniowej. Zastosowanie zaworu w kanale obejściowym spalin pozwala

na regulację stopnia podziału mocy pomiędzy dwie turbosprężarki oraz prowadzi do poprawy ich właściwości dynamicznych. Przy małych prędkościach obrotowych udział większej turbosprężarki niskociśnieniowej w mocy potrzebnej do wytworzenia całkowitego sprężu jest stosunkowo niewielki. Przy zamkniętym zaworze upustowym cała energia spalin wykorzystywana jest głównie przez turbosprężarkę wysokociśnieniową. W zakresie średniej i dużej prędkości obrotowej otwarcie zaworu upustowego umożliwia utrzymanie wymaganych wartości ciśnienia doładowania, zabezpieczając jednocześnie silnik przed nadmiernym wzrostem obciążeń mechanicznych w warunkach znamionowych. Przy czym energia części spalin upuszczanych w turbinie wysokociśnieniowej wykorzystywana jest w całości w turbosprężarce niskociśnieniowej.

Możliwości wykorzystania charakterystyk sprężarek w silniku z doładowaniem dwustopniowym w warunkach pełnego obciążenia ilustruje rys. 2.4. W układach tego typu, wyposażonych w zawór upustowy spalin turbiny wysokociśnieniowej, uzyskać można poprawę warunków współpracy silnika i turbosprężarek w stosunku do doładowania jednostopniowego za pomocą turbosprężarki VTG – zarówno w warunkach mocy znamionowej, jak i przy maksymalnym momencie obrotowym. W przypadku sprężarki niskociśnieniowej, z wyjątkiem małych strumieni masy powietrza (prędkości obrotowej), linia współpracy z silnikiem przebiega przez środkowy obszar charakterystyki sprężarki o dużej sprawności. Na charakterystyce sprężarki wysokociśnieniowej linia współpracy przebiega przez obszary o różnej sprawności, w odpowiedniej odległości od granicy pompowania. Po osiągnięciu wymaganej wartości ciśnienia doładowania w wyniku stopniowego otwarcia zaworu upustowego spalin turbiny zmniejsza się spręż sprężarki wysokociśnieniowej, co powoduje przesunięcie linii współpracy z silnikiem na obszar o mniejszej sprawności.



Rys. 2.4. Wykorzystanie charakterystyk sprężarek w silniku z doładowaniem dwustopniowym w warunkach pełnego obciążenia

Wykorzystanie takiego układu doładowania w silniku samochodu osobowego wymaga pewnej modyfikacji, która polega na zastosowaniu zaworu w kanale obejściowym sprężarki wysokociśnieniowej (rys. 2.3 b). Wynika to ze znacznie szerszego zakresu użytecznych prędkości obrotowych silników przeznaczonych dla 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. Alternatywne do regulacji mocy stopnia wysokiego ciśnienia, zamiast zaworu upustowego w kanale obejściowym turbiny, jest zastosowanie turbosprężarki typu VTG [32, 161].

#### **2.4.2. Doładowanie zakresowe**

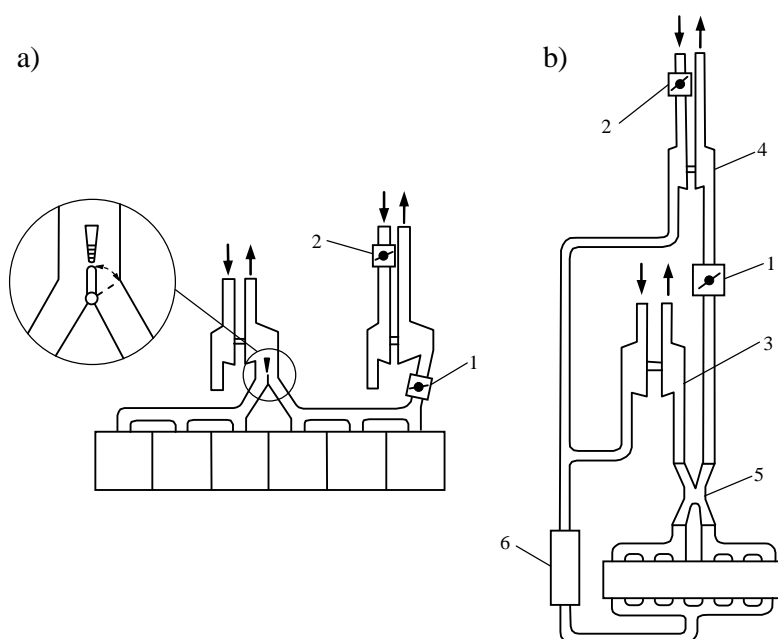
Doładowanie zakresowe początkowo zostało opracowane dla wolnoobrotowych silników okrętowych [5, 7, 70, 71, 81]. W latach 80. zaczęto je stosować jako metodę poprawy właściwości użytkowych silników trakcyjnych. Dotychczas doładowanie tego typu wykorzystywano głównie w silnikach benzynowych samochodów osobowych, takich firm jak Audi, Fiat, Mercedes-Benz, Porsche [12, 76, 122, 218]. Znane są również wyniki badań, prowadzonych przez firmę Volvo, nad zastosowaniem doładowania zakresowego w silnikach o ZS, przeznaczonych do napędu samochodów ciężarowych o dużej ładowności [18, 19, 20]. Prowadzone były także próby wykorzystania doładowania zakresowego w silnikach z tłokami wirującymi [148].

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 zmniejszeniu prędkości obrotowej silnika. Stopniowe zmniejszanie całkowitego pola powierzchni przekroju przepływowego turbin wykorzystywane jest do zwiększenia stopnia rozprężania pracującej turbiny i w rezultacie do zwiększenia sprężu pracującej sprężarki. Przy odpowiednim doborze turbosprężarki do silnika może ona pracować z większą sprawnością. Mniejsze, w stosunku do doładowania jednostopniowego, wymiary turbosprężarki umożliwiają uzyskanie większych wartości ciśnienia doładowania, przy małych prędkościach obrotowych silnika, podczas gdy włączenie do obiegu drugiej turbosprężarki pozwala na zachowanie dopuszczalnych wartości ciśnienia doładowania w warunkach mocy znamionowej. Dzięki zastosowaniu doładowania zakresowego można więc uzyskiwać zarówno dużą koncentrację mocy w warunkach znamionowych, jak i wyraźną poprawę przebiegu krzywej maksymalnego momentu obrotowego na charakterystyce zewnętrznej, przy małych i średnich wartościach prędkości obrotowej silnika. Mniejsza bezwładność wirników turbosprężarek sprzyja również poprawie ich nadążności w odpowiedzi na gwałtowne zmiany obciążenia i prędkości obrotowej silnika.

Zaletą doładowania zakresowego jest mały koszt modernizacji oraz wykorzystanie seryjnie produkowanych turbosprężarek. Możliwe jest stosowanie wielu kombinacji wymiennych elementów przepływowych turbin i sprężarek, o różnych parametrach geometrycznych, w celu zapewnienia optymalnej współpracy turbosprężarek z silnikiem. Dzięki temu metoda ta cechuje się bardzo dobrymi możliwościami adaptacyjnymi w zależności od

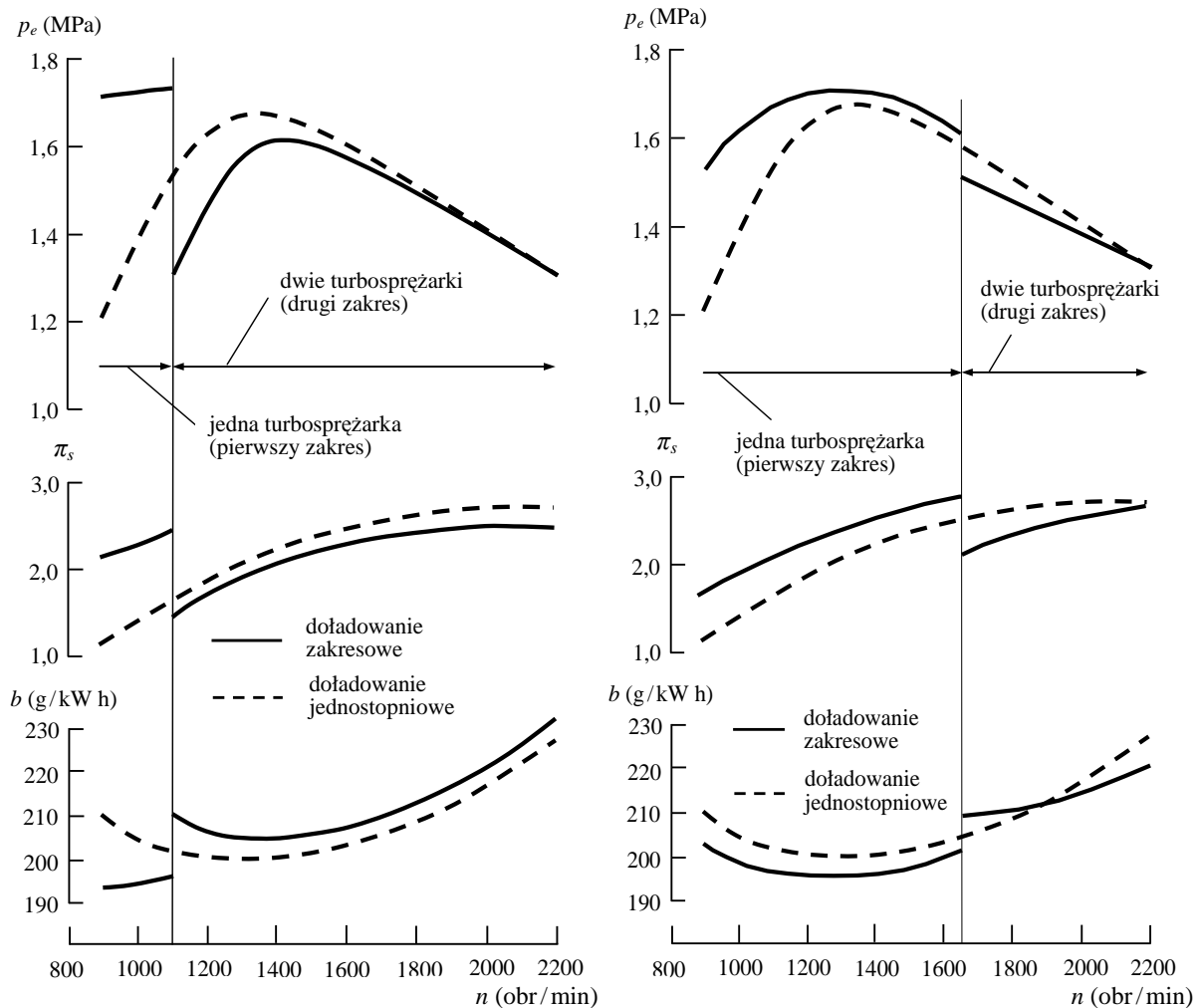
wymaganej mocy silnika. Niedogodnością doładowania zakresowego w przypadku skokowego włączania drugiej turbosprężarki jest gwałtowny spadek ciśnienia doładowania podczas przełączania turbosprężarek, co prowadzi do istotnych zaburzeń w pracy silnika.

W badaniach prowadzonych przez Volvo [18, 19, 20] analizowano dwa różne rozwiązania, w których wykorzystano po dwie turbosprężarki. W pierwszym rozwiązaniu zastosowano turbosprężarki jednakowej wielkości z dzieloną skrzynią wlotową turbiny, połączone bezpośrednio do układu wylotowego (rys. 2.5 a). W drugim rozwiązaniu (rys. 2.5 b) wykorzystano turbosprężarki różnej wielkości o niedzielonych skrzyniach wlotowych, połączonych z układem wylotowym silnika za pośrednictwem wymiennika impulsów. Dzięki zastosowaniu wymiennika impulsów, rozdzielającego strumień spalin z cylindrów połączonych z oddzielnymi przewodami wylotowymi, możliwa była poprawa wykorzystania energii kinetycznej spalin w turbosprężarkach z pojedynczymi kanałami wlotowymi turbin [19, 20].



Rys. 2.5. Układ doładowania zakresowego: a) z turbosprężarkami jednakowej wielkości, b) z turbosprężarkami różnej wielkości i z wymiennikiem impulsów [18]: 1 – zawór odcinający przepływ spalin, 2 – zawór odcinający przepływ powietrza, 3 – duża turbosprężarka, 4 – mała turbosprężarka, 5 – wymiennik impulsów, 6 – chłodnica powietrza doładowanego

Z badań przeprowadzonych na sześciocyndrowym silniku Volvo TD121FD, o objętości skokowej  $12 \text{ dm}^3$ , wynika, że przy zastosowaniu jednakowych turbosprężarek (rys. 2.6 a) można uzyskać znaczny wzrost momentu obrotowego przy małej prędkości obrotowej. Aby jednak uniknąć nadmiernego wzrostu ciśnienia doładowania, należy włączyć drugą turbosprężarkę już przy prędkości obrotowej 1100 obr/min. Obserwuje się w tym wypadku istotną niedogodność tego systemu pojawiającą się podczas przełączania turbosprężarek. Kiedy włączana jest druga turbosprężarka, spręż spada poniżej wartości sprężu przy doładowaniu konwencjonalnym. Dużej chwilowej zmianie ciśnienia doładowania towarzyszy gwałtowny spadek momentu obrotowego – znacznie poniżej wartości uzyskanych w pierwszym zakresie, gdyż dawka paliwa musi zostać ograniczona ze względu na nadmierny wzrost zadymienia spalin. Wzrasta również jednostkowe zużycie paliwa.



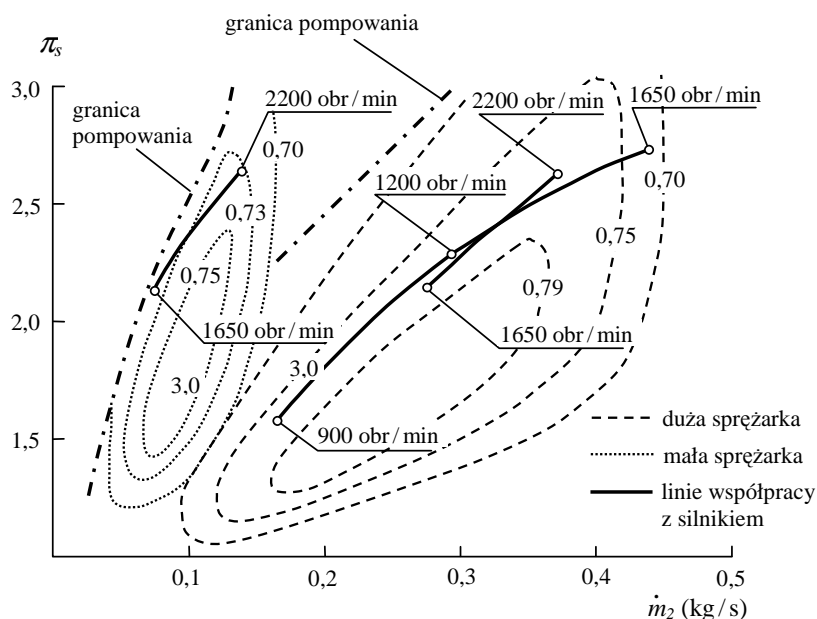
Rys. 2.6. Charakterystyka zewnętrzna silnika TD121FD przy tej samej mocy znamionowej doładowanego konwencjonalnie oraz z doładowaniem zakresowym za pomocą turbosprężarek: a) jednakowej wielkości, b) różnej wielkości [18]:  $p_e$  – średnie ciśnienie użyteczne,  $\pi_s$  – spręż,  $b$  – jednostkowe zużycie paliwa

W przypadku wykorzystania turbosprężarek różnej wielkości układ taki wykazuje znacznie lepsze właściwości użytkowe – zarówno na charakterystyce zewnętrznej (rys. 2.6 b), jak i przy obciążeniach częściowych. W stosunku do silnika doładowanego konwencjonalnie ciśnienie doładowania jest większe w całym pierwszym zakresie. Przyczynia się to do zwiększenia średniego ciśnienia użytecznego oraz proporcjonalnego przyrostu momentu obrotowego, którego maksymalna wartość jest większa o 33%. Jednocześnie maksimum momentu przemieściło się w stronę mniejszej wartości prędkości obrotowej.

Poprawę przebiegu momentu obrotowego silnika w całym pierwszym zakresie prędkości obrotowej uzyskano przy mniejszym zadymieniu oraz niższej temperaturze spalin, co wynika ze zwiększenia współczynnika nadmiaru powietrza. Włączenie drugiej turbosprężarki następuje przy 1650 obr/min. Towarzyszy temu charakterystyczne zmniejszenie momentu obrotowego, jednak jest ono istotnie mniejsze w porównaniu z układem z turbosprężarkami jednakowej wielkości. W prawie całym drugim zakresie wyraźnie zmniejszyło się jednostkowe zużycie paliwa. Jest to wynikiem zmniejszonego dławienia wylotu spalin oraz lepszego zestrojenia charakterystyk sprężarek oraz charakterystyki przepływowej silnika, co po-



zwala na zachowanie korzystnych wartości sprawności sprężania. Ilustruje to rys. 2.7, na którym przedstawiono charakterystyki przepływowe sprężarek z naniesionymi liniami współpracy z silnikiem w pierwszym oraz drugim zakresie prędkości obrotowej. Położenie linii współpracy na charakterystyce dużej sprężarki wskazuje na jej właściwy dobór do silnika w całym zakresie użytecznych prędkości obrotowych. Linie zasysania przebiegają w dużej odległości od granicy pompowania oraz przez obszary o dużej sprawności sprężania, szczególnie w drugim zakresie prędkości obrotowej. Częściowo korzystne warunki współpracy z silnikiem występują w przypadku mniejszej sprężarki. Jedynie przy najmniejszych wartościach prędkości obrotowej w drugim zakresie punkty pracy silnika rozmieszczone są w obszarze charakterystyki o stosunkowo niewielkiej sprawności sprężania oraz blisko granicy pompowania.



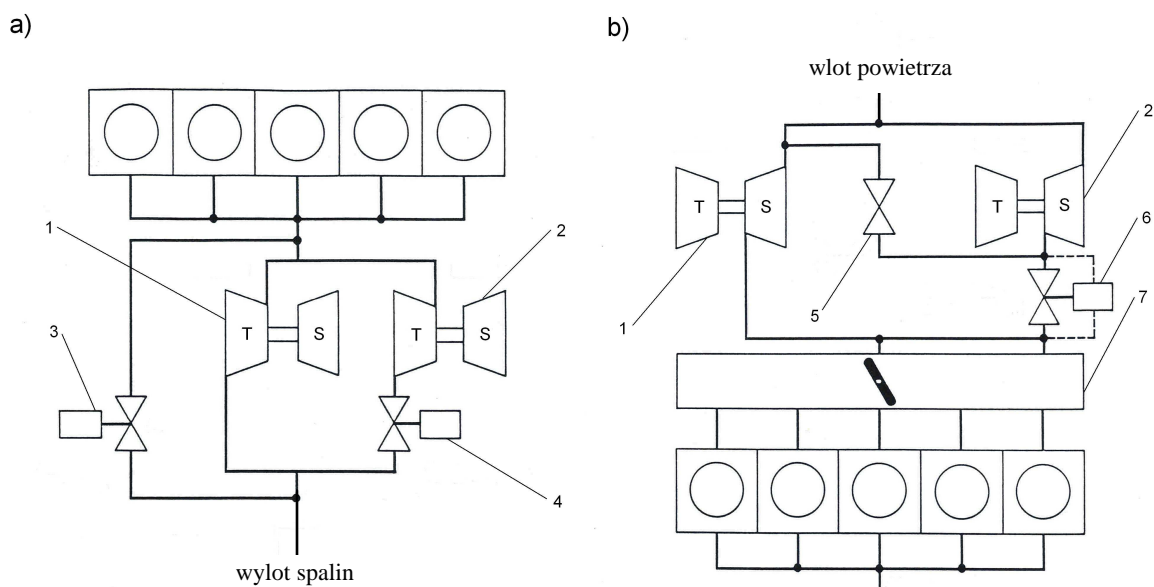
Rys. 2.7. Charakterystyki przepływowe sprężarek w układzie doładowania zakresowego z naniesionymi liniami współpracy z silnikiem TD121FD [18]

Wyniki prób wskazują również na znaczną poprawę właściwości dynamicznych. Przykładowo podczas prób przy prędkości 1200 obr/min uzyskano, w stosunku do doładowania konwencjonalnego, ponaddwukrotne skrócenie czasu przyspieszania, podczas którego uzyskiwane jest 85% maksymalnego obciążenia [18].

Podobne rozwiązanie z dwiema turbosprężarkami różnej wielkości oraz z układem zaworów sterujących pozwalających na stopniowe zasilanie drugiej turbosprężarki w początkowej fazie przełączania zastosowano w silniku benzynowym samochodu Porsche 959 [76]. Dodatkowo, ze względu na bardzo szeroki zakres wartości użytecznych prędkości obrotowych, konieczne było zastosowanie zaworu upustu spalin. Pomimo nieciągłości charakterystyki doładowania uzyskano wyraźną poprawę przebiegu wartości średniego ciśnienia użytecznego w zakresie małych wartości prędkości obrotowej, w stosunku do doładowania dwiema turbosprężarkami połączonymi równolegle.

Koncepcja rozwiązania problemu nieciągłości charakterystyki doładowania w czasie przełączania turbosprężarek zaprezentowana została przez Audi [12]. Polega ona na zastosowaniu dodatkowego zaworu upustowego w układzie sterującym przepływem spalin przez turbosprężarki (rys. 2.8 a). Zawór upustowy (3) otwiera się, gdy ciśnienie doładowania wy-

tworzane przez pierwszą turbosprężarkę (1) przekroczy dopuszczalną wartość. Podczas otwarcia zaworu (4) włączającego drugą turbinę zawór upustowy stopniowo się zamyka. Powoduje to skierowanie spalin upuszczanych przez zawór (3) do wlotu drugiej turbiny (2), co zapobiega spadkowi ciśnienia spalin przed pracującą turbiną (1). W układzie dolotowym (rys. 2.8 b), oprócz zaworu włączającego drugą sprężarkę (6), zastosowano zawór upustowy powietrza (5). Przy zamkniętym zaworze (6) częściowo sprężone powietrze z włączanej sprężarki (2) kierowane jest przez zawór upustowy (5) do jej wlotu. Zmniejszenie pracy sprężania w sprężarce (2) zabezpiecza ją przed pompowaniem oraz zwiększa przyspieszenie wirnika, co pozwala skrócić okres przełączania turbosprężarek. Gdy wartości ciśnienia na wylocie obu sprężarek ulegną wyrównaniu, otwarcie zaworu odcinającego (6) spowoduje przepływ powietrza do silnika z drugiej sprężarki.

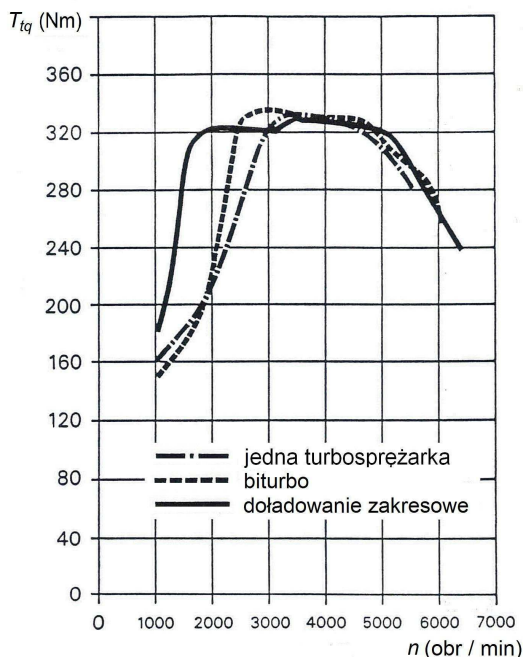


Rys. 2.8. Schemat doładowania zakresowego silnika Audi [12]: a) układ sterowania przepływem spalin, b) układ sterowania przepływem powietrza; 1 – pierwsza turbosprężarka, 2 – druga turbosprężarka, 3 – zawór upustowy spalin, 4 – zawór włączający turbinę, 5 – zawór upustowy powietrza, 6 – zawór włączający sprężarkę, 7 – kolektor dolotowy, T – turbina, S – sprężarka

Charakterystyki uzyskane podczas badań silnika Audi, o objętości skokowej  $2,2 \text{ dm}^3$  (rys. 2.9), wskazują na znacznie korzystniejszy, szczególnie w zakresie małych prędkości obrotowych, przebieg wartości momentu obrotowego w stosunku do doładowania jedno-stopniowego oraz układu doładowania za pomocą dwóch turbosprężarek połączonych równolegle. Zastosowanie elektronicznego sterowania pozwala zoptymalizować proces przełączania. Uzyskane wyniki wskazują na zaledwie 7-procentowe wydłużenie czasu przyspieszania pojazdu.

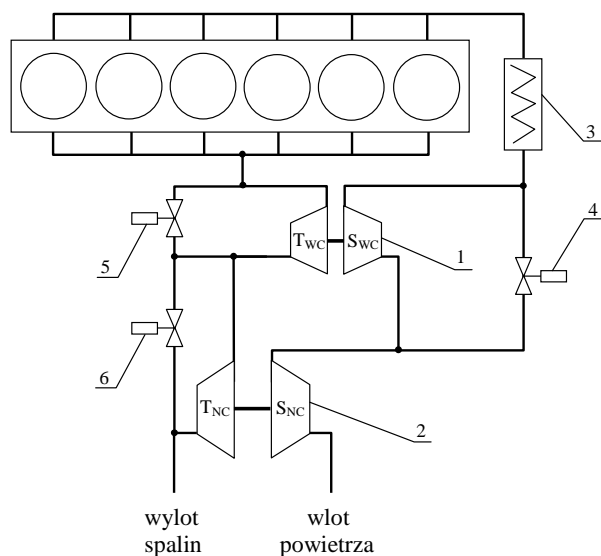
W ostatnich latach nastąpił wyraźny wzrost zainteresowania metodą doładowania zakresowego oraz jej dalszymi możliwościami rozwojowymi, co w dużym stopniu związane jest ze znacznym udoskonaleniem konstrukcji małogabarytowych turbosprężarek oraz upowszechnieniem systemów elektronicznego sterowania. Wskazują na to badania i najnowsze konstrukcje koncernów motoryzacyjnych [13, 74, 89, 96, 103, 161, 175]. Zaprezentowane w latach 2004–2010 przez firmy BMW i Opel układy doładowania, przeznaczone do seryjnie wytwarzanych samochodów osobowych zarówno z silnikami o ZS [116, 192, 223], jak

i o ZI [121, 128], są bardzo zbliżone konstrukcyjnie i nazywane Twin-Turbo. W rozwiązaniach tych wykorzystywane są dwie turbosprężarki różnej wielkości, połączone w układzie szeregowym, lecz pracujące w pewnym zakresie prędkości obrotowych silnika, również w układzie równoległym z możliwością odłączenia jednej z nich. Ze względu na możliwości różnego rodzaju trybów pracy turbosprężarek taki układ doładowania pozwala na znaczne ograniczenie wad wcześniejszych wersji układów doładowania zakresowego.



Rys. 2.9. Charakterystyka momentu obrotowego silnika Audi dla różnych systemów doładowania [12]

Układ doładowania zrealizowany przez BMW nazywany jest Variable Twin-Turbo (VTT) [192]. Schemat układu ze sterowanymi elektronicznie trzema zaworami, umieszczonymi w układach dolotowym i wylotowym silnika, przedstawia rys. 2.10.

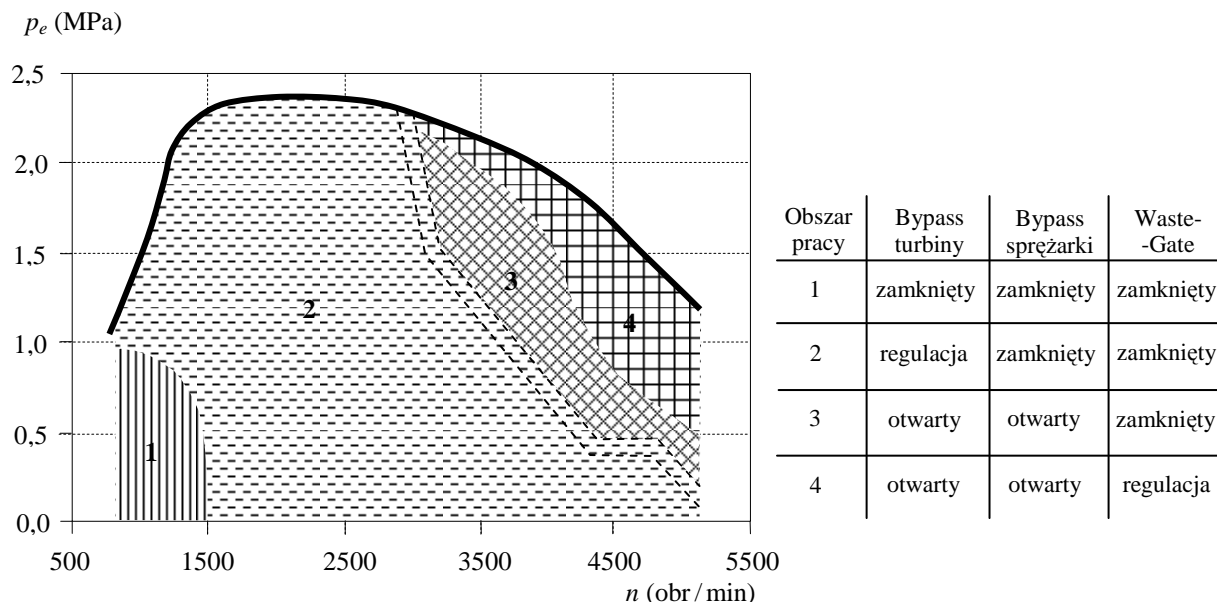


Rys. 2.10. Schemat działania układu doładowania zakresowego typu Variable Twin-Turbo w silniku BMW: 1 – mała turbosprężarka, 2 – duża turbosprężarka, 3 – chłodnica powietrza doładowanego, 4 – zawór obejściowy sprężarki, 5 – zawór obejściowy turbiny, 6 – zawór upustowy

Rozwiązanie to stwarza możliwości zwiększenia ciśnienia doładowania przy obrotach znamionowych, a jednocześnie znacznie poprawia osiągi silnika w zakresie małych prędkości obrotowych. Dzięki zastosowaniu turbosprężarek różnej wielkości mniejsza turbo-

sprężarka – wysokociśnieniowa (1) umożliwiła szybką reakcję na gwałtowne zmiany obciążenia, podczas gdy większa turbosprężarka – niskociśnieniowa (2) zapewnia dużą moc znamionową. W średnim zakresie wartości prędkości obrotowych sprężarki działają w układzie szeregowym, co zapewnia duże wartości średniego ciśnienia użytecznego.

Obszary pracy układu VTT na charakterystyce ogólnej silnika przedstawia rys. 2.11.

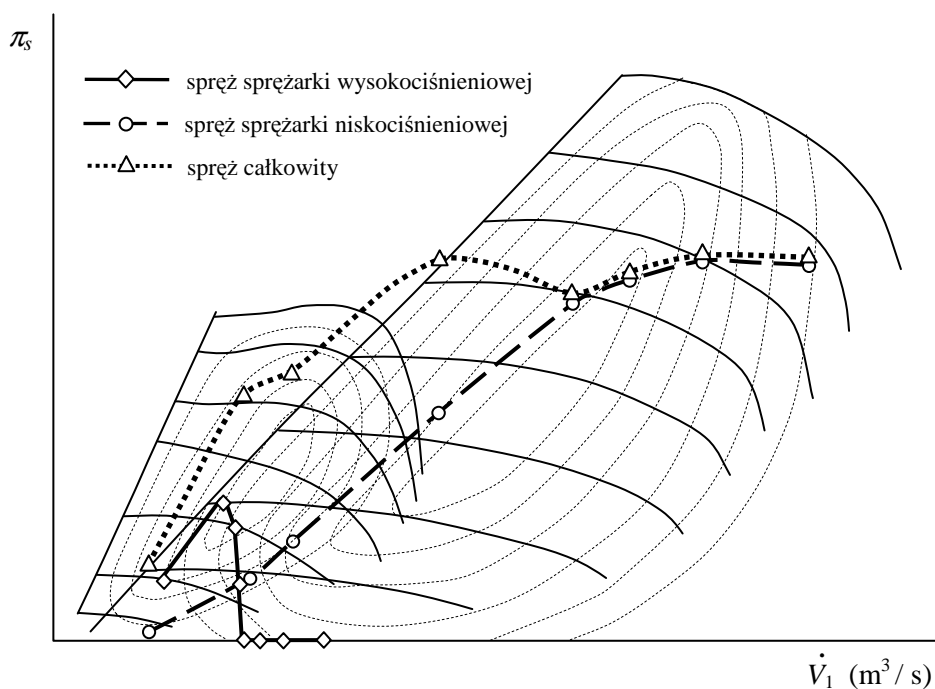


Rys. 2.11. Obszary pracy układu doładowania zakresowego typu Variable Twin-Turbo na charakterystyce ogólnej silnika BMW

W najniższym zakresie prędkości obrotowej i obciążenia (obszar 1) wszystkie zawory sterujące pozostają zamknięte. Powietrze najpierw przepływa przez dużą, a następnie przez małą sprężarkę, która w tym czasie wytwarza ciśnienie doładowania. Dzięki wstępnemu sprężeniu czynnika przez większą sprężarkę (obszary 1, 2) zmniejsza się praca sprężania mniejszej sprężarki. Od strony wylotowej spalin są kierowane najpierw na turbinę mniejszej turbosprężarki, co zapewnia szybszy wzrost ciśnienia 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 przy zwiększaniu prędkości obrotowej określone pole powierzchni przepływu turbiny mniejszej turbosprężarki zaczyna ograniczać dalszy wzrost ciśnienia doładowania, otwiera się zawór (4). Przełączanie zaworu (4) odbywa się skokowo do położenia maksymalnego otwarcia i jest zsynchronizowane z maksymalnym otwarciem kanału obejściowego turbiny. Następuje to w zależności od obciążenia od ok. 3000 obr/min (obszar 3). W tym obszarze, przy całkowicie otwartych zaworach (4) i (5), spaliny w całości kierowane są na turbinę dużej turbosprężarki, która wytwarza wymagane ciśnienie doładowania. Zapewnia ona odpowiedni przepływ powietrza oraz wartości sprężu wymagane w warunkach mocy znamionowej. Ciśnienie doładowania dużej turbosprężarki regulowane jest przez zawór upustowy spalin (6) – obszar 4. Synchronizacja przełączania zaworów w kanałach obejściowych sprężarki oraz turbiny pozwala kompensować wpływ zmian sprawności sprężania

na przebieg momentu obrotowego silnika. Podczas przełączania na dużą turbosprężarkę, która jest dopasowana do dużych natężeń przepływu powietrza i spalin, wyraźnie wzrasta sprawność sprężarki oraz turbiny. Dlatego w celu uniknięcia skokowej zmiany momentu obrotowego w pierwszej fazie przełączania następuje redukcja dawki wtrysku paliwa. Dzięki temu proces przełączania następuje płynnie, przy zachowaniu ciągłości charakterystyki silnika [192].

Możliwość wykorzystania charakterystyk sprężarek w silniku z doładowaniem dwustopniowym w warunkach pełnego obciążenia ilustruje rys. 2.12. Linia współpracy dużej sprężarki niskiego ciśnienia z silnikiem w prawie całym zakresie prędkości obrotowych przebiega przez obszary charakterystyki sprężarki o dużej sprawności. Przy dużych wartościach prędkości obrotowej, gdy ciśnienie doładowania dużej turbosprężarki regulowane jest przez zawór upustowy spalin (6), następuje pogorszenie sprawności sprężania. Natomiast na charakterystyce sprężarki wysokociśnieniowej linia współpracy z silnikiem przy małych wartościach prędkości obrotowej przebiega przez obszary o dużej sprawności i w odpowiedniej odległości od granicy pompowania. Po osiągnięciu wymaganej wartości ciśnienia doładowania stopniowe otwarcie zaworu obejściowego turbiny (5) prowadzi do zmniejszenia sprężu sprężarki oraz przesunięcia linii współpracy z silnikiem w obszar o wyraźnie mniejszej sprawności. Zsynchronizowanie całkowitego otwarcia zaworu (5) ze skokowym otwarciem zaworu obejściowego sprężarki (4) powoduje jej wyłączenie.



Rys. 2.12. Wykorzystanie charakterystyk sprężarek w silniku z doładowaniem typu Variable Twin-Turbo w warunkach pełnego obciążenia

O możliwościach rozwojowych silników ZS z doładowaniem typu VTT świadczy duża moc jednostkowa, która w tej klasie silników jest średnio o 20% wyższa, niż w przypadku innych nowoczesnych silników ZS. Montowany w modelu BMW 535d sześciocylindrowy silnik 3,0 R6D rozwija moc znamionową 200 kW, przy 4400 obr./min. Odpowiada to mocy

jednostkowej  $67 \text{ kW/dm}^3$ . Natomiast maksymalny moment obrotowy  $560 \text{ N}\cdot\text{m}$  rozwijany jest już przy  $2000 \text{ obr/min}$ . Poprawa właściwości użytkowych połączona jest z mniejszą toksycznością spalin, co umożliwia spełnienie norm Euro 5, przy czym zużycie paliwa wynosi ok.  $8 \text{ dm}^3/100 \text{ km}^5$ .

W układzie opracowanym przez firmę Opel, podobnie jak w BMW, wykorzystane zostały dwie turbosprężarki o różnej wielkości [223]. Natomiast w odróżnieniu od rozwiązania BMW w tym wypadku dwie chłodnice powietrza doładowanego umieszczone są za każdą sprężarką, a w kanale obejściowym małej sprężarki wysokociśnieniowej, zamiast zaworu uruchamianego siłownikiem pneumatycznym, zastosowano samoczynny jednokierunkowy zawór zwrotny. Przełączanie turbosprężarek następuje w zależności od obciążenia silnika w zakresie prędkości obrotowej  $1800\text{--}3000 \text{ obr/min}$ . Zastosowanie dwóch chłodnic powietrza doładowanego w znacznym stopniu kompensuje zmniejszenie sprawności całkowitej układu doładowania występujące przy szeregowym połączeniu turbosprężarek. Układ ten zastosowany został w silniku o ZS z wtryskiem bezpośrednim typu *common rail*, o objętości skokowej  $1,9 \text{ dm}^3$ , oznaczonym jako Ecotec CDTI, znanym z samochodu Opel Vectra. Rozwija moc znamionową  $156 \text{ kW}$  – o 50% większą niż w wersji podstawowej, przy spełnieniu surowych przepisów normy Euro 5 dotyczących emisji substancji toksycznych. Maksymalny moment obrotowy  $400 \text{ N}\cdot\text{m}$  osiągany jest w zakresie  $1400\text{--}3500 \text{ obr/min}$ . Wartości średniego ciśnienia użytecznego, wynoszącego  $2,6 \text{ MPa}$ , oraz mocy jednostkowej, wynoszącej  $82 \text{ kW/dm}^3$ , silników samochodowych tej klasy są obecnie uznawane za rekordowe [122].

Opracowane zostały również rozwiązania doładowania typu Twin-Turbo dla silników widlastych, wykorzystujące dwie lub trzy turbosprężarki [32]. W pierwszym przypadku obie turbosprężarki mogą być umieszczone pomiędzy rzędami cylindrów, natomiast w drugim – mniejsze turbosprężarki wysokociśnieniowe mocowane są bezpośrednio do kolektorów wylotowych, a wspólna turbosprężarka niskociśnieniowa znajduje się pomiędzy rzędami cylindrów. Układ z trzema turbosprężarkami, nazywany jako Tri-Turbo, znany jest z silnika o ZS V6 zastosowanego w 2005 roku w samochodzie Mercedes-Benz SLK 320 CDI. Charakteryzuje się on dużą wartością maksymalnego momentu obrotowego, wynoszącą  $630 \text{ N}\cdot\text{m}$ , i mocą znamionową wynoszącą  $210 \text{ kW}$  [74]. Odpowiada to wartości średniego ciśnienia użytecznego  $2,65 \text{ MPa}$  oraz mocy jednostkowej  $70 \text{ kW/dm}^3$ . W 2008 roku Mercedes zaprezentował nowy czterocylindrowy silnik o ZS z doładowaniem zakresowym podobnym do stosowanego w silnikach BMW, który przy pojemności skokowej  $2,15 \text{ dm}^3$  uzyskuje moc  $150 \text{ kW}$  ( $68 \text{ kW/dm}^3$ ) oraz moment obrotowy  $500 \text{ N}\cdot\text{m}$  (przy średnim ciśnieniu użytecznym  $2,93 \text{ MPa}$ ), spełniając wymagania normy Euro 5 [213].

Prace rozwojowe nad zastosowaniem doładowania zakresowego podjęte zostały również przez grupę PSA przy współpracy z Ford Motor Company. Zaowocowały wprowadzeniem do produkcji silnika o objętości skokowej  $2,2 \text{ dm}^3$  typu HDI jako pierwszego na świecie czterocylindrowego silnika ZS, w którym zastosowano takie rozwiązanie. Jest to układ podobny do stosowanego przez Volvo w silnikach o ZS przeznaczonych do napędu samochodu ciężarowego o dużej ładowności, w którym wykorzystano dwie turbosprężarki

---

<sup>5</sup> Dla porównania: w silniku modelu BMW 530d z turbosprężarką typu VTG maksymalny moment obrotowy wynosi  $500 \text{ N}\cdot\text{m}$ , a moc znamionowa  $150 \text{ kW}$  rozwijana jest przy  $4000 \text{ obr/min}$ , co odpowiada mocy jednostkowej  $50 \text{ kW/dm}^3$  [192].

jednakowej wielkości, o stałej geometrii [96]. Włączenie drugiej turbosprężarki następuje między 2600 a 3200 obr/min, w zależności od obciążenia i warunków otoczenia, co zapewnia niezbędny przepływ powietrza w całym zakresie prędkości obrotowych. Podobnie jak w rozwiązaniu Porsche [76], faza przejściowa umożliwia rozpędzenie wirnika włączanej turbosprężarki. Pozwala to na łagodniejsze przejście do drugiego trybu pracy. Silnik ten, znany z samochodów Peugeot 407, 607 i 807 oraz Citroen C5 i C6, rozwija moc znamionowa 125 kW przy 4000 obr/min. Maksymalny moment obrotowy, osiągany już przy 1500 obr/min, wynosi 370 N·m – o ok. 30% więcej niż w przypadku silnika bazowego, przy spełnieniu norm Euro 4, a w przypadku zastosowania filtra cząstek stałych – przy spełnieniu norm Euro 5.

## **2.5. Ocena metod kształtowania współpracy silnika z turbosprężarkowym układem doładowania**

Zaprezentowany na podstawie dostępnej literatury przegląd wybranych metod doładowania silników trakcyjnych pozwala na ich ocenę, uwzględniającą możliwości spełnienia wymagań stawianych współczesnym silnikom samochodowym o ZS. Uwarunkowane jest to uzyskaniem odpowiedniej koncentracji mocy w warunkach znamionowych, przy jednoczesnej poprawie właściwości dynamicznych przy małych i średnich wartościach prędkości obrotowej, w tym zwiększeniu szybkości reakcji silnika na nagłe duże zmiany obciążenia. W silnikach przeznaczonych dla pojazdów poruszających się w zmiennych warunkach ruchu specjalnego znaczenia nabiera również zakres małych oraz średnich obciążeń, w którym silnik o zastosowaniu trakcyjnym jest eksploatowany najdłużej. Szczególnie pożądane są niewielka uciążliwość dla środowiska naturalnego oraz zachowanie korzystnych wartości zużycia paliwa. Spełnienie tych sprzecznych, w przypadku turbodoładowania, wymagań wiąże się z odpowiednim kształtowaniem charakterystyki doładowania. Jak pokazują omówione przykłady rozwiązań konstrukcyjnych układu doładowania, ich zastosowanie może prowadzić do pogorszenia warunków współpracy turbosprężarki i silnika w pewnych obszarach charakterystyki ogólnej. Ograniczenia te dotyczą w szczególności doładowania jedno-stopniowego, w tym turbosprężarkami typu VTG, co jednocześnie zwraca uwagę na zasadniczą rolę, jaką w poprawie właściwości turbodoładowanych silników samochodowych odegrać mogą rozbudowane układy doładowania. Zastosowanie takich układów wymaga odpowiedniego kształtowania warunków współpracy silnika i zespołu doładowującego, co – niezależnie od sposobu połączenia turbosprężarek – związane jest zarówno z racjonalnym doбором elementów przepływowych sprężarek i turbin, jak i z wyznaczeniem odpowiednich charakterystyk sterowania pracą turbosprężarek podczas ich przełączania. Warunkuje to uzyskanie wymaganej wydajności doładowania we wszystkich warunkach pracy silnika, przy jednoczesnym zachowaniu optymalnego, ze względu na sprawność układu doładowania, podziału mocy pomiędzy poszczególne urządzenia doładowujące.

Największe znaczenie dla zwiększenia koncentracji mocy silników samochodowych o ZS mają układy doładowania wielostopniowego [15, 16]. Współczesne konstrukcje takich układów, stosowane zarówno w silnikach pojazdów użytkowych [97], jak i w silnikach samochodów osobowych [32, 213], pozwalają na uzyskiwanie maksymalnych wartości śred-

niego ciśnienia użytecznego dochodzących do 3 MPa. Dalsze zwiększanie stopnia doładowania napotyka jednak na barierę wynikającą z rosnących obciążeń cieplnych i mechanicznych. Silniki o ZS z natury cechują się dużymi kosztami produkcji i dlatego doskonalenie ich konstrukcji, prowadzące do zwiększania koncentracji mocy, wydaje się (ze względu na zachowanie racjonalnych kosztów budowy) znacznie utrudnione.

W doładowaniu dwustopniowym zachowanie odpowiedniego podziału mocy pomiędzy każdy stopień sprężania ważne jest nie tylko ze względu na przebieg momentu obrotowego na charakterystyce pełnej mocy, lecz również ze względu na sprawność silnika, szczególnie w zakresie obciążeń częściowych. Możliwości płynnej regulacji mocy turbin niskociśnieniowej i wysokociśnieniowej w układach z zaworami sterującymi zapewniają stosunkowo korzystne warunki doładowania na charakterystyce zewnętrznej. Pozwala to uniknąć skokowych zmian ciśnienia doładowania, występujących np. w doładowaniu zakresowym. Doładowanie tego typu stwarza jednak problemy z nadążnością turbosprężarek oraz z zapewnieniem wymaganych parametrów ich pracy przy obciążeniach częściowych silnika [15, 25, 69]. Wynika to z braku realnych możliwości zachowania wymaganego podziału pracy sprężania w sprężarkach oraz pracy rozprężania w turbinach, co warunkuje uzyskiwanie we wszystkich warunkach pracy silnika dużych wartości sprawności całkowitej takiego układu doładowania. Jednak przy malejącym obciążeniu, począwszy od określonej mocy silnika, nawet przy optymalnych wartościach stosunków ciśnień w każdej turbosprężarce, osiąmane sprawności całkowite zespołu turbosprężarkowego nie są zbyt duże. Ze względu na mniejsze, niż w przypadku doładowania jednostopniowego, wartości sprężu, uzyskiwane w poszczególnych stopniach sprężania, zmniejszenie obciążenia silnika prowadzi do szybkiego zmniejszania się sprawności sprężania, szczególnie w sprężarce wysokociśnieniowej.

Zachowanie odpowiedniego podziału pracy sprężarki między obie sprężarki, istotne ze względu na sprawność sprężania, jest ważne również ze względu na budowę i właściwości turbosprężarek. Szczególną uwagę należy zwrócić na granicę pompowania sprężarek. Na charakterystyce większej sprężarki niskociśnieniowej granica pompowania przebiega bardziej płasko niż na charakterystyce sprężarki wysokociśnieniowej. Może to powodować znaczne niebezpieczeństwo wystąpienia zjawiska pompowania podczas pracy większej sprężarki, gdy przy wzrastającym obciążeniu udział pracy sprężania w sprężarce niskociśnieniowej będzie zbyt duży. Z tego powodu oraz ze względu na zachowanie korzystnych wartości zużycia paliwa podczas pracy przy obciążeniach częściowych celowe jest dążenie do możliwie dużego udziału obciążenia sprężarki wysokociśnieniowej [5, 15].

Istotną poprawę właściwości dynamicznych silników, wynikającą z poprawy warunków doładowania przy małych prędkościach obrotowych, zapewnia doładowanie zakresowe, a zwłaszcza jego wersje rozwojowe zaprezentowane ostatnio m.in. przez firmy Opel i BMW, obecnie także przez firmę Volkswagen/Audi [10]. Szczególne znaczenie ma zastosowanie mniejszej, w porównaniu z doładowaniem jednostopniowym, turbosprężarki wykorzystywanej w zakresie małych prędkości obrotowych oraz obciążeń silnika. Dzięki temu uzyskuje się korzystniejszy przebieg momentu obrotowego na charakterystyce pełnej mocy w dolnym zakresie prędkości obrotowych. Zapewniona jest również odpowiednia szybkość



reakcji silnika na zmiany warunków pracy silnika, nawet przy stosunkowo niewielkiej masie oraz energii spalin zasilających turbinę. Jednocześnie lepsze dostosowanie wydajności doładowania do chwilowego obciążenia pozwala zachować korzystne wartości zużycia paliwa przy mocach częściowych oraz w zakresie dużych prędkości obrotowych i dużych obciążeniach silnika.

Najnowsze rozwiązania firm Opel i BMW, w porównaniu z pierwotną wersją doładowania zakresowego, pozwalają na uzyskiwanie wymaganych ciśnień doładowania w całym zakresie użytecznych prędkości obrotowych, przy zachowaniu ciągłości charakterystyki doładowania. Dzięki małej bezwładności wirników wykorzystywanych turbosprężarek oraz zastosowaniu elektronicznego sterowania zdolności silnika do przyspieszania porównywalne są z niedoładowanymi silnikami o ZI. Konstrukcje te cechują się jednak znacznymi wahaniami sprawności całkowitej zespołu doładowującego w czasie przełączania turbosprężarek, przy znacznych zmianach strumienia masy powietrza i spalin przepływających przez małą oraz dużą turbosprężarkę. Występujący wówczas podział pracy sprężania pomiędzy turbosprężarką znacznie odbiega od optymalnego, wymaganego dla zachowania maksymalnej sprawności zespołu doładowującego. Jest to zjawisko typowe dla szeregowego układu pracy turbosprężarek, przejawiające się pogorszeniem sprawności ogólnej silnika [64]. Według danych producenta minimalne jednostkowe zużycie paliwa silnika BMW z doładowaniem typu Twin-Turbo wynosi 208 g/kWh. Natomiast przy mocy znamionowej osiąga wartość 240 g/kWh [192]. Jak na konstrukcje silników najnowszej generacji są to raczej umiarkowane wartości porównywalne z wartościami uzyskanymi dla starszych konstrukcji silników. Pozwala to stwierdzić, że układy tego typu wprowadzone zostały głównie z myślą o poprawie charakterystyk napędowych silników.

Z omówienia wyników badań oraz konstrukcji firm Volvo oraz Porsche wynika, że częściowo korzystne warunki doładowania zapewnia również doładowanie zakresowe w swojej pierwotnej wersji z dwiema turbosprężarkami, pracującymi w pewnym zakresie prędkości obrotowych silnika w układzie równoległym, z możliwością odłączenia jednej z nich. Jednak istotna niedogodność takiego układu przejawia się zaburzeniami w pracy występującymi przy przełączaniu turbosprężarek. Podczas włączania drugiej turbosprężarki spręż spada poniżej wartości uzyskiwanej przez jedną turbosprężarkę. Rezultatem tego jest typowa dla skokowego przełączania turbosprężarek nieciągłość charakterystyki doładowania silnika. Jest to zjawisko niekorzystne, gdyż prowadzi do gwałtownego spadku momentu obrotowego na charakterystyce silnika i do pogorszenia pozostałych wskaźników pracy.

Z badań przedstawionych w pracach Borila [18, 19] wynika, że w układach tego typu warunkiem uzyskania najkorzystniejszego przebiegu charakterystyki silnika jest zastosowanie turbosprężarek różnej wielkości. W takim wypadku przełączenie na mniejszą turbosprężarkę zmniejsza nieciągłość charakterystyki doładowania oraz ogranicza spadek momentu obrotowego silnika, a proces przełączania może być realizowany przy większej prędkości obrotowej. Jednak przy zwiększonych rozmiarach turbosprężarki, wykorzystywanej w dolnym zakresie prędkości obrotowej ciśnienia, doładowania osiągnęte na charakterystyce pełnej mocy są znacznie mniejsze niż w układzie z turbosprężarkami jednakowej wielkości. Wskazuje to na określone problemy z doбором turbosprężarek, który będzie kompromisem

pomiędzy możliwością zapewnienia korzystnego przebiegu momentu obrotowego oraz wymaganych przyspieszeń silnika w zakresie pracy jednej turbosprężarki a wielkością spadku momentu obrotowego oraz pogorszeniem pozostałych wskaźników operacyjnych podczas włączania drugiej turbosprężarki. Zwraca to uwagę na konieczność dokładnego rozpoznania właściwości układów tego typu w celu identyfikacji czynników warunkujących powstawanie tej nieciągłości oraz możliwości jej przeciwdziałania.

Rozwiązaniem eliminującym nieciągłość charakterystyki silnika, typową dla doładowania zakresowego, jest stopniowe włączanie drugiej turbosprężarki wykorzystane m.in. w silniku firmy Audi [12]. Jednak, podobnie jak w układach doładowania dwustopniowego, również i w tym wypadku, niezależnie od sposobu włączania drugiej turbosprężarki zasadniczą rolę odgrywa odpowiedni podział obciążenia pomiędzy turbosprężarki. Nabiera to szczególnego znaczenia w przypadku układów ze skokowym włączaniem kolejnych turbosprężarek. W układach tego typu pewnych możliwości zmniejszenia nieciągłości charakterystyki silnika podczas włączania drugiej turbosprężarki szukać można w odpowiednim doborze turbosprężarek do silnika oraz w zapewnieniu właściwych warunków współpracy między nimi, które sprzyjają utrzymaniu dużej całkowitej sprawności układu doładowania. Stwarza to możliwości zachowania dobrych warunków wymiany ładunku oraz poprawy napełnienia cylindrów. Może więc częściowo kompensować chwilowe zmiany ciśnienia doładowania, pozwalając na utrzymanie korzystnych wartości momentu obrotowego oraz jednostkowego zużycia paliwa.

W układzie doładowania zakresowego, podobnie jak w układach doładowania wielostopniowego, przy ustalaniu podziału mocy pomiędzy urządzenia zespołu sprężarek a urządzenia zespołu turbin należy uwzględnić charakterystyki pompowania sprężarek, których przebieg ogranicza możliwość korzystnego kształtowania krzywej maksymalnego momentu obrotowego. W przypadku większej sprężarki jest to obszar charakterystyki silnika odpowiadający dużym obciążeniom i małym wartościom prędkości obrotowej. Natomiast podczas włączania mniejszej sprężarki przebieg granicy pompowania określa (przy ustalonej wartości ciśnienia doładowania wytwarzanej przez pracującą większą turbosprężarkę) jej minimalny wymagany strumień masy powietrza, który musi również odpowiadać obszarowi statecznej pracy większej sprężarki. Istotnym ułatwieniem w procedurze doboru turbosprężarek jest możliwość stosowania wielu kombinacji skrzyni wlotowych turbin i wirników sprężarek w zakresie jednego typoszeregu turbosprężarki. Takie postępowanie w większości przypadków zapewnia uzyskanie oczekiwanych warunków współpracy turbosprężarek z silnikiem.

Korzystne cechy doładowania zakresowego wskazują na znaczne możliwości poprawy właściwości turbodoładowanych silników samochodowych oraz istotną rolę, jaką doładowanie tego typu może odegrać w przyszłych konstrukcjach silników opracowywanych zgodnie z koncepcjami downsizingu. Łatwość adaptacji tego układu do silników o zróżnicowanej konstrukcji i przeznaczeniu oraz duże możliwości współpracy z elektronicznymi systemami sterowania określają celowość prowadzenia badań ukierunkowanych na jego zastosowanie nie tylko w silnikach samochodów osobowych, lecz również stwarzają perspektywy szerszego, niż dotychczas, wykorzystania tej metody doładowania w silnikach przeznaczonych do napędu samochodów ciężarowych o dużej ładowności. Specyfika kon-

struktury oraz odmienne wymagania stawiane silnikom z tej grupy pojazdów, w porównaniu z samochodami osobowymi, powodują, że szczególnie pożądana jest zarówno poprawa przebiegu krzywej maksymalnego momentu obrotowego na charakterystyce pełnej mocy, przy małych i średnich wartościach prędkości obrotowej silnika, jak i zachowanie dużej koncentracji mocy w warunkach znamionowych. Uzyskanie tego bez zwiększenia dławienia wylotu spalin sprzyjać może również zachowaniu korzystnych wartości zużycia paliwa, przy dużych prędkościach obrotowych oraz w warunkach obciążeń częściowych.

### **3. Metody oceny współpracy silnika z układem turbodoładowania**

#### **3.1. Istota procesów przepływowych w turbodoładowaniu**

Najważniejszą przyczyną trudności we właściwym zestrojeniu charakterystyk silnika trakcyjnego i turbosprężarki jest powiązanie gazowe dwóch maszyn o odmiennym charakterze przepływu czynnika roboczego, jakimi są tłokowy silnik spalinowy (przepływ cykliczny) oraz turbosprężarka (przepływ ciągły). Niezgodność charakterystyk silnika i turbosprężarki, która przejawia się szczególnie w przypadku silników trakcyjnych z pulsacyjnym zasilaniem turbiny, znacznie komplikuje procesy przepływowe podczas wprowadzania świeżego ładunku do cylindra. Złożoność oraz wzajemne powiązanie tych zjawisk jest głównie wynikiem sposobu wprowadzania czynnika do cylindra silnika. Napełnianie cylindra w znacznej części przebiega przy jednoczesnym otwarciu obydwu zaworów – dolotowego i wylotowego, w warunkach wymiany ciepła oraz przepływów zwrotnych związanych z cyklicznością otwierania i zamykania zaworów oraz z niestacjonarnym przepływem czynnika w układach dolotowym i wylotowym, przy znacznych pulsacjach ciśnienia. Złożoność tę potęguje fakt, że przebieg tych procesów zależy od zjawisk zachodzących w fazach cyklu roboczego poprzedzających przepływ czynnika w układzie silnik–turbosprężarka. To naturalne sprzężenie funkcjonalne, które dokonuje się poprzez połączenie gazowe pomiędzy silnikiem a turbosprężarką wynika również z właściwości przepływowych układu dolotowego, układu wylotowego i turbosprężarki, warunków pracy silnika oraz sposobu jego regulacji.

W silniku turbodoładowanym szybkość przepływu masy przez zawory w istotnym stopniu zależy od zmian ciśnienia i temperatury czynnika w cylindrze oraz w układach dolotowym i wylotowym podczas wymiany ładunku. Są to warunki wytworzone w wyniku wstępnego sprężenia świeżego ładunku w urządzeniu doładowującym przed rozpoczęciem napełniania oraz w następstwie zwiększonych oporów przepływu czynnika roboczego w układzie wylotowym wskutek obecności dodatkowego elementu dławiącego w postaci turbiny spalinowej. Warunki te są związane z konstrukcją układów dolotowego i wylotowego (z długością, polem powierzchni przekroju, kształtem i ze sposobem łączenia przewodów) oraz z fazami rozrządu.

Zasadniczy wpływ na przebieg procesów przepływowych w układzie silnik–turbosprężarka mają również zmiany parametrów termodynamicznych czynnika roboczego zamkniętego w przestrzeni wewnątrz cylindrowej, bowiem wpływają bezpośrednio na energię czynnika w chwili otwarcia zaworu wylotowego. Następujące potem, w początkowym okresie otwarcia zaworu i zasilania turbiny spalinowej, zjawiska dławienia przy przepływie przez zawór wylotowy, wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem a ściankami kanałów w głowicy i kolektora oraz przepływów zwrotnych z układu wylotowego do cylindra należy traktować jako integralną część procesów przepływowych związanych z wprowadzeniem do cylindra świeżego ładunku, chociaż występują one jeszcze przed otwarciem zaworów dolotowych.

Otwarcie zaworu dolotowego może dodatkowo powodować niepożądane przepływy zwrotne ładunku z cylindra do układu dolotowego. Zjawiska te, którym towarzyszy mieszanie się gazów oraz wymiana ciepła, są szczególnie widoczne w okresie przekrycia zaworów. Przy odpowiednio dobranych kątach przekrycia zaworów, które w silnikach turbodoładowanych mogą dochodzić nawet do  $140^\circ$  OWK [201], uzyskuje się właściwe warunki przepływania cylindra<sup>1</sup>. Prowadzi to do lepszego opróżnienia cylindra z pozostałości spalin, zwiększając napełnienie oraz współczynnik nadmiaru powietrza. Zmiany takie decydują o masie oraz stanie termodynamicznym ładunku w cylindrze po zakończeniu napełniania, określając zarówno warunki początkowe dla fazy sprężania, jak i ciśnienie oraz temperaturę czynnika przed turbiną, która powinna zapewnić moc potrzebną do napędu sprężarki. Zmniejszenie temperatury czynnika przepływającego przez turbinę pozwala ograniczyć obciążenia cieplne silnika oraz turbiny, co sprzyja zwiększeniu stopnia doładowania silników.

Zwiększenie strumienia masy czynnika przepływającego przez układ wylotowy w wyniku przepływania, oprócz zmiany warunków zasilania turbiny spalinowej, prowadzi również do istotnych zmian parametrów pracy sprężarki, która przy zwiększonym przepływie powietrza ma większe zapotrzebowanie na moc. Przy określonych parametrach termodynamicznych czynnika w kolektorze wylotowym uzyskiwane ciśnienia doładowania wynikają z bilansu mocy sprężarki oraz turbiny osadzonych są na wspólnym wale. W ustalaniu się punktu równowagi mocy istotne znaczenie mają zmiany sprawności sprężania w sprężarce oraz sprawność rozprężania w turbinie.

Ilościowa ocena przepływów masowych przez układ dolotowy, cylinder i układ wylotowy silnika z turbodoładowaniem podczas wymiany ładunku może być wiarygodna tylko wówczas, gdy procesy te rozpatrywane są przy uwzględnieniu dynamiki ruchu gazu. W przypadku niestacjonarnego przepływu czynnika roboczego, przy znacznych pulsacjach ciśnienia, rozpatrywanie przepływów zwrotnych z cylindra do układu dolotowego oraz z układu wylotowego do cylindra podczas wymiany ładunku, na podstawie uśrednionych wartości ciśnienia czynnika w cylindrze oraz w kolektorze wydechowym, prowadzić będzie do znacznych nieścisłości w ocenie przepływania oraz warunków pracy turbiny.

W układach przystosowanych do pulsacyjnego zasilania turbiny, wykorzystywanych w silnikach trakcyjnych skutkiem dużych chwilowych zmian ciśnienia są znaczące zmiany termodynamicznych i gazodynamicznych parametrów czynnika roboczego przepływającego przez turbinę. Turbina pracuje w warunkach zmiennego (podczas wylotu spalin) ciśnienia, zmiennej temperatury oraz prędkości strumienia gazów w części wylotowej wieńca kierującego. Stała pozostaje natomiast prędkość obrotowa wału turbosprężarki, co wynika ze względnie dużego momentu bezwładności wirnika oraz z bardzo dużych prędkości obrotowych i zapewnia mu stosunkowo niewielki stopień nierównomierności biegu. Wskutek pulsacji ciśnienia gazu następuje spadek sprawności turbiny, ale istotnie zwiększają się jej przepustowość oraz moc, szczególnie przy małych i średnich wartościach ciśnienia doładowania. Wynika to ze zwiększenia energii kinetycznej dzięki przyspieszeniu strumienia gazu w okresie chwilowego wzrostu ciśnienia. Ze względu na lepsze wykorzystanie energii spalin w turbinie, pomimo jej mniejszej sprawności, wymagane wartości ciśnienia doładowania

---

<sup>1</sup> Wymagane przepłukanie określone jest na podstawie minimalnej wartości współczynnika reszty spalin.

mogą być uzyskiwane przy mniejszym, średnim z całego cyklu wymiany ładunku, ciśnieniu spalin niż w układach zasilania stałociśnieniowego. Przy właściwie dobranych parametrach geometrycznych kolektora wylotowego pulsacje mogą prowadzić do obniżenia ciśnienia spalin w okresie przekrycia zaworów. Sprzyja to dalszej poprawie napełnienia oraz znacznie zmniejsza pracę wymiany ładunku.

Pełna ocena rzeczywistych warunków współpracy turbosprężarki z silnikiem wymaga także określenia wartości sprawności sprężarki oraz turbiny, które w tych warunkach mogą znacznie odbiegać od wartości uzyskiwanych podczas badań na stanowiskach przepływowych [72, 118, 119, 198]. Jest to wynikiem pulsacyjnego przepływu, wymiany ciepła oraz niedokładności metod pomiaru parametrów termodynamicznych i gazodynamicznych strumienia gazu.

Znaczne trudności pomiarów wykonywanych na pracującym silniku wiążą się (ze względu na niestacjonarny charakter oraz duże prędkości przepływu gazu) z tym, że procesy zachodzą w sposób bardzo dynamiczny, w zamkniętych przestrzeniach oraz w wysokiej temperaturze. W celu rozpoznania charakterystyk pracy turbosprężarki pożądana jest możliwość oceny lokalnej temperatury oraz ciśnienia strumienia gazu w wielu przekrojach części przepływowej turbiny oraz sprężarki. Wyznaczenie średniej temperatury spalin w kolektorze wylotowym pozwala m.in. na oszacowanie obciążeń cieplnych silnika oraz turbiny, nie umożliwia natomiast szczegółowej analizy warunków jej pracy. Z kolei pomiar uwzględniający nierównomierny rozkład temperatury można przeprowadzić bezpośrednio jedynie w nielicznych przekrojach skrzyni wlotowej oraz części wylotowej wieńca kierującego, przy czym jest on obciążony znacznym błędem wynikającym z bezwładności czujników<sup>2</sup>. Drugim poważnym problemem przy dużych prędkościach przepływu czynnika jest interpretacja zarejestrowanego sygnału temperatury. Zwykle bowiem jest on sumą temperatury statycznej (związanej z ciśnieniem i gęstością za pomocą równania stanu gazu) oraz pewnej części temperatury dynamicznej wynikającej z prędkości strumienia gazu. Bez wydzielenia tych dwóch składowych nie jest możliwe poprawne opisanie zjawisk cieplno-przepływowych zachodzących w tego typu przepływie.

Przezwyciężenie problemów technicznych i dokładne rozpoznanie chwilowych całkowitych wartości ciśnienia i temperatury strumienia gazu przepływającego przez turbosprężarkę nie zapewnia jednak wiarygodnej oceny rzeczywistych parametrów pracy, szczególnie sprawności sprężarki oraz turbiny. Przyczyną tej niezgodności jest wymiana ciepła pomiędzy poszczególnymi elementami układu silnik–turbosprężarka a otoczeniem. Ze względu na przepływ ciepła od turbiny spalinowej i silnika do sprężarki jej sprawność, określona na podstawie wyznaczonych wartości ciśnienia i temperatury, będzie zaniżona, a sprawność turbiny w wyniku strat ciepła – zawyżona. Zwraca to uwagę na konieczność pogłębionej analizy procesów cieplno-przepływowych w celu właściwego wyodrębnienia, identyfikacji oraz opisanie zjawisk zachodzących w elementach przepływowych turbosprężarki podczas

---

<sup>2</sup> Dostępne obecnie na rynku przetworniki piezorezystancyjne do pomiarów ciśnienia oraz termooptomometri pozwalają na pomiary sygnałów z częstotliwością kilkudziesięciu kiloherców. Dużym problemem jest pomiar szybkozmiennej temperatury gazu. Zastosowanie termoelementów z odkrytą spoiną, nawet w przypadku wysokiego stopnia ich miniaturyzacji, pozwala na uzyskanie pasma przenoszenia na poziomie jedynie kilku – kilkunastu herców [152].

jej współpracy z silnikiem. Stwarza to podstawy do wiarygodnej oceny wyodrębnionych parametrów sprężarki i turbiny oraz warunkuje możliwość uzyskania charakterystyk ich pracy adekwatnych do rzeczywistych warunków przepływu gazu w układzie dolotowym i wylotowym silnika.

Fizycznie trafna ocena warunków brzegowych, w szczególności turbosprężarkowego urządzenia doładowującego, ma zasadnicze znaczenie w przypadku doładowania zakresowego za pomocą turbosprężarek o różnej wielkości, o odmiennych charakterystykach przepływowych. W układach tego typu, w których istotny jest nie tylko właściwy dobór turbosprężarek do silnika, ale również zapewnienie odpowiednich warunków współpracy pomiędzy nimi, ocena jakości doboru zespołu turbosprężarkowego do silnika nie może być tylko wynikiem oceny skutków zastosowania określonej konstrukcji układu doładowującego, przeprowadzonej na podstawie uśrednionych parametrów, wyznaczonych podczas badań hamownianych silnika. Wykorzystywanie odpowiednich metod badawczych, w tym modeli bazujących na wiarygodnym opisie charakterystyk sprężarek oraz turbin, uwzględniającym warunki ich współpracy z silnikiem, umożliwia poszukiwanie i właściwe zdefiniowanie związków przyczynowo-skutkowych, których znajomość wymagana jest podczas konstruowania układu doładowującego. Daje to podstawy do przewidywania skutków zastosowania określonej konstrukcji urządzenia doładowującego lub jej zmiany, umożliwiając dobór najkorzystniejszych (dla przyjętego wskaźnika jakości) turbosprężarek i charakterystyki sterowania ich pracą.

## **3.2. Charakterystyka metod**

### **3.2.1. Ogólna klasyfikacja**

Rozwój metod badawczych służących doskonaleniu konstrukcji układów turbodoładowania tłokowych silników spalinowych następował jednocześnie z wprowadzaniem do eksploatacji pierwszych silników, w których do napędu sprężarki doładowującej wykorzystana została turbina gazowa. Literatura przedmiotu obejmuje rozległe i bardzo zróżnicowane tematycznie zagadnienia dotyczące konstrukcji, a także pogłębiania wiedzy o procesach towarzyszących turbodoładowaniu silników. Istotne miejsce zajmują opracowania poświęcone problematyce analiz obliczeniowych, modelowania, badań doświadczalnych oraz wspomaganie prac badawczo-rozwojowych, w większości służące doskonaleniu konstrukcji czterosuwowych silników oraz metod turbodoładowania [22, 72, 80, 91, 146, 157, 158, 173, 181, 182, 196, 198, 200, 218, 229, 231]. W publikacjach Heeschena [84, 85] omawiane są również zagadnienia związane z doładowaniem turbosprężarkowym silników dwusuwowych. Jednak na podstawie dostępnej literatury trudno jest dokonać jednoznacznego podziału metod badawczych wykorzystywanych przy doborze parametrów urządzenia (układu) doładowującego.

Znaczna złożoność procesów zachodzących przy przepływie czynnika podczas współpracy silnika i turbosprężarki (rozd. 3.1) i związany z tym niedostatek wiedzy o wielu zjawiskach oraz brak ich ogólnego opisu powodują, że zagadnienia doboru konstrukcji układu doładowującego mogą być rozpatrywane przy różnym stopniu uproszczenia. Wynika stąd różnorodność metod badawczych służących doskonaleniu turbodoładowania, które mogą być stosowane w zależności od celu badań oraz złożoności rozpatrywanych problemów.

Na podstawie obowiązujących obecnie wymagań dotyczących właściwości użytkowych silników samochodowych oraz zdolności opisu zjawisk zachodzących w układzie silnik–turbosprężarka metody badawcze, umożliwiające dobór parametrów konstrukcyjnych układu doładowującego oraz ocenę warunków jego współpracy z silnikiem, ze względu na obszar zastosowania oraz możliwości interpretacyjne uzyskanych wyników, można – zdaniem autora – podzielić na dwie podstawowe grupy:

- metody empiryczne,
- metody obliczeniowe.

Metody empiryczne oparte są w większości na wynikach pomiarów parametrów roboczych silnika oraz wielkości charakteryzujących pracę zespołu doładowującego. Istotnym ograniczeniem w ich stosowaniu są duży koszt, czasochłonność oraz skończona liczba dyskretnych wartości rejestrowanych parametrów. Problem stanowi również niedoskonałość technik pomiarowych do identyfikacji chwilowych zmian stanu termodynamicznego oraz gazodynamicznego czynnika, co może poddawać w wątpliwość wiarygodność oceny zjawisk związanych z jego przepływem w układzie silnik–turbosprężarka. Pomimo tych ograniczeń badania doświadczalne odgrywają niezwykle ważną rolę w doskonaleniu analitycznych metod badawczych. W szczególności dotyczy to modeli matematycznych procesów roboczych silnika spalinowego oraz współpracujących z nim układów, których rozwój warunkowany jest wieloma jeszcze danymi eksperymentalnymi dotyczącymi tych procesów, umożliwiającymi ich ogólny opis w funkcji parametrów podstawowych, niezyskiwanych podczas badań konkretnego silnika.

Obecnie największą rolę w zakresie doskonalenia konstrukcji oraz metod doładowania silników samochodowych odgrywają obliczeniowe metody badawcze. Wspecjalizowane programy komputerowe, bazujące na wiarygodnych modelach matematycznych stają się uniwersalnym narzędziem umożliwiającym predykcję procesów fizycznych zachodzących w układzie silnik–zespół doładowujący. Pozwala to na prognozowanie właściwości użytkowych opracowywanych silników i możliwości ich poprawy dzięki wprowadzeniu określonych zmian parametrów konstrukcyjnych i regulacyjnych. Wobec zróżnicowanego, a nawet przeciwnego oddziaływania tych modyfikacji na właściwości silnika możliwość uwzględnienia zależności przyczynowo-skutkowych w szerokim zakresie zmian wartości parametrów ma szczególne znaczenie w badaniach optymalizacyjnych. W przeciwieństwie do badań doświadczalnych wykorzystanie modeli obliczeniowych, dzięki możliwości wielokrotnego wyznaczenia wartości optymalizowanych parametrów, pozwala na skrócenie drogi dochodzenia do najkorzystniejszego rozwiązania. Możliwe jest przy tym uwzględnienie technicznych możliwości realizacji stawianych wymagań.

### **3.2.2. Metody doświadczalne**

Metody doświadczalne polegają na ocenie jakości doboru turbosprężarkowego urządzenia (zespołu) doładowującego do silnika na podstawie wyników pomiarów uzyskanych na stanowiskach badawczych. Najczęściej zadanie to sprowadza się do wyboru odpowiedniej turbosprężarki, która zapewni uzyskanie założonych wskaźników pracy silnika w określonych warunkach, najczęściej znamionowych. Urządzenie doładowujące dobierane jest do



określonego silnika na podstawie charakterystyk dostarczonych przez producenta. Analizy konstrukcyjne ogranicza się wówczas do pobieżnych obliczeń, pozwalających na wstępny wybór podstawowych parametrów geometrycznych przepływowych elementów sprężarki oraz turbiny spośród dostępnych typoszeręgów turbosprężarek [72, 146, 147, 166].

W postępowaniu takim wielkości niezbędne do oceny warunków przepływu czynnika w układzie silnik–turbosprężarka (m.in. współczynnik napelnienia, współczynnik przepłukania, zależne od faz rozrządu oraz parametrów układów dolotowego i wylotowego) dobierane są na podstawie wyników badań konkretnego silnika lub określane na podstawie pewnych uogólnionych zależności przy wykorzystaniu wzorców w postaci konstrukcji analogów silników o podobnej konstrukcji i podobnym przeznaczeniu [146, 200]. Wykorzystanie znanych z literatury układów równań oraz empirycznych wskazówek, opracowywanych najczęściej przy współpracy firm produkujących turbosprężarki, pozwala na dobór najkorzystniejszych przekrojów dysz i dyfuzorów części przepływowych urządzenia doładowującego.

We wstępnym doborze urządzenia doładowującego bardzo pomocne są metody graficzne, które w prostym postępowaniu iteracyjnym pozwalają wyznaczyć charakterystyki pracy oraz podstawowe parametry konstrukcyjne turbosprężarki, przy jednoczesnym zachowaniu wymaganych warunków jej współpracy z silnikiem [33, 153, 209, 231]. Możliwe jest przy tym uwzględnienie pulsacyjnego zasilania turbiny na wyznaczane parametry [231]. Metoda przedstawiona w pracy Winklera [209] nadaje się szczególnie do prognozowania wskaźników pracy silnika przy zmianach warunków doładowania oraz charakterystyk przepływowych turbosprężarki wyposażonej w turbinę osiową. Ostatecznej weryfikacji wyników wstępnych analiz dokonuje się podczas badań prototypowych na stanowisku doświadczalnym, połączonych z doбором wymiennych elementów sprężarki i turbiny, aż do uzyskania rozwiązania spełniającego założone wymagania.

Uproszczone metody doboru konstrukcji urządzenia doładowującego bazujące na zależnościach empirycznych w większości są stosowane przy ustalonych warunkach pracy silnika. Znane są również metody, które pozwalają na wstępną ocenę warunków współpracy turbosprężarki z silnikiem, z uwzględnieniem kryteriów dynamicznych [73, 78, 117, 230]. Przedstawiona w pracach Mysłowskiego [134, 138] metoda doboru dynamicznego pozwala na uwzględnienie wpływu momentu bezwładności wirnika turbosprężarki, co umożliwia zapewnienie jej odpowiedniej nadążności w podawaniu powietrza podczas gwałtownego przyspieszenia.

Stosowanie metod doświadczalnych nie ogranicza się jedynie do oceny skutków zastosowania określonej konstrukcji urządzenia doładowującego. Odgrywają one istotną rolę w gromadzeniu wiedzy o przebiegu procesów cieplno-przepływowych w układzie silnik–turbosprężarka, służącej zarówno doskonaleniu metod turbodoładowania, jak i rozwojowi modeli obliczeniowych uwzględniających zjawiska związane z wprowadzaniem czynnika do cylindra silnika oraz z przepływem przez turbosprężarkę. Wyniki bezpośrednich pomiarów są również wykorzystywane w komputerowych systemach gromadzenia danych i ich przetwarzania w czasie rzeczywistym do wieloparametrowej analizy parametrów roboczych silnika podczas badań na hamowni silnikowej [4, 172, 174, 227].

### 3.2.3. Modelowanie warunków współpracy silnika z urządzeniem doładowującym

Metody obliczeniowe były stosowane w badaniach silników już w latach dwudziestych XX w. Ograniczały się początkowo do matematycznego opisu zjawisk falowych w przewodach dolotowych [29, 207]. Równocześnie z rozwojem turbosprężarek oraz ich stosowaniem w silnikach w firmie BBC AG Brown, Boveri & Cie. zaczęto wprowadzać metody obliczeniowe wymiany ładunku w silnikach z turbodoładowaniem, lecz wyniki tych prac nie były publikowane [28]. Od początku lat pięćdziesiątych metody obliczeniowe uzyskiwały coraz większe znaczenie. Zaczęto dostrzegać znaczącą rolę matematycznego rozwiązywania wielu problemów cieplno-przepływowych służących doskonaleniu konstrukcji silników samochodowych [82, 94, 125, 172]. Wpłynęło to na zwiększenie zakresu prac związanych z coraz szerszym wykorzystaniem modelowania matematycznego do analizy procesów roboczych silnika spalinowego i współpracujących z nim układów, w tym optymalizacji turbodoładowania.

Rozwój modelowania matematycznego jest wynikiem gromadzenia nie tylko coraz szerszej wiedzy teoretycznej i doświadczalnej oraz lepszego zrozumienia potencjału wykorzystania modeli; związany także jest z wykorzystaniem coraz bardziej wydajnych komputerów do numerycznego rozwiązywania skomplikowanych problemów podczas badań i projektowania. Wraz z wprowadzeniem komputerów pierwszej generacji w latach 50. podjęte zostały przez Jenny'ego [94] pionierskie prace dotyczące niestacjonarnych przepływów, które stanowiły podstawę opracowania pierwszych programów obliczeniowych. Duże zainteresowanie producentów turbosprężarek obliczeniami procesów przepływowych w przewodach wylotowych doprowadziło do stworzenia programu CIMAC wykorzystywanego do badań podstawowych, w którym szczególną uwagę poświęcono warunkom brzegowym turbosprężarek [28]. Wykorzystanie tego programu przyczyniło się do rozwoju nowych konstrukcji turbosprężarek o coraz korzystniejszych cechach użytkowych oraz do doskonalenia metod turbodoładowania silników samochodowych. Przewiduje się również wykorzystanie modeli procesów gazodynamicznych na potrzeby komputerowych systemów diagnostycznych układu cylindrów oraz turbosprężarki w warunkach eksploatacji silników na okrętach [104, 105].

Spotykana w literaturze klasyfikacja modeli uwzględnia różne kryteria, określane w sposób bardziej lub mniej dokładny. Może ona dotyczyć zastosowanego formalnego opisu modelu (struktury modelu), określającego interakcje między elementami (zmiennymi) modelu, związane w szczególności z ich charakterem, ciągłością i zmiennością w czasie oraz w stanie. Jednak jedną z podstawowych cech danego modelu jest stopień wykorzystania danych doświadczalnych uzyskiwanych na podstawie badań modelowanego silnika. Dotyczy to kryterium „samodzielności” związanego z zasadnością modelu, czyli z możliwościami jego wykorzystania w badaniach i podczas konstruowania nowych silników. Na podstawie tego kryterium zazwyczaj stosowany jest podział na [172]:

- modele kompletne,
- modele niekompletne,
- modele analityczno-empiryczne.

Przy istniejącym stanie wiedzy nt. procesów silnikowych stworzenie modeli kompletnych, umożliwiających przewidywanie skutków określonych zmian wielkości wejścio-

wych systemu, jest niemożliwe. Uzyskanie takiej zdolności predykcyjnej wymagałoby zastosowania modeli symulacyjnych bazujących na ogólnym matematycznym opisie w pełni rozpoznanych procesów termodynamicznych i gazodynamicznych, uwzględniających wszystkie zasadnicze zjawiska zachodzące w poszczególnych fazach cyklu roboczego, bez konieczności odwoływania się do wyników badań konkretnego silnika. Przy braku kompletnych danych natury ogólnej najbardziej przydatne w analizie procesów w badaniach silnikowych są modele, które upraszcza się do przewidywanego układu eksperymentu, czyli modele niekompletne.

Modele niekompletne bazują na równaniach opisujących procesy gazo- i termodynamiczne (m.in. zachowania energii, pędu, masy), a korelacja zależności teoretycznych z rzeczywistością uzyskiwana jest w wyniku wprowadzenia danych doświadczanych z modelowanego silnika. Ta grupa obejmuje modele o zróżnicowanych metodach opisu procesów silnikowych poprzez wyraźne określenie założeń upraszczających, związanych przede wszystkim z przyjętym kierunkiem prowadzonych obliczeń oraz umiejscowieniem go w układzie współrzędnych prostokątnych. Ogólnie przyjętą klasyfikację tych modeli niekompletnych według kryterium wymiarowości znaleźć można między innymi w pracach Maćkowskiego [125], Rawskiego i Szpicy [168] oraz Rychtera i Teodorczyka [171, 172]. Przedstawiony tam podział nie zawsze jest jednoznaczny, gdyż dotyczy przede wszystkim modeli procesów zachodzących w zamkniętej objętości cylindra, w szczególności procesu spalania.

Dane doświadczalne, które wprowadzane są do skomplikowanych modeli niekompletnych, wykorzystywane są również do tworzenia uproszczonych modeli analityczno-empirycznych, powstałych poprzez aproksymację zbiorów wartości uzyskanych w czasie badań [154, 156, 187, 188]. Modele tego typu umożliwiają wyznaczenie średnich wartości parametrów obiegu roboczego w zakresie zmian parametrów uwzględnionych podczas badań na hamowni silnika o określonej konstrukcji i regulacji.

W badaniach silnikowych stosowane są również rozwiązania bardziej złożone, stanowiące połączenie modeli różnej klasy. Niejednokrotnie modele niekompletne uzupełniane są o modele empiryczno-analityczne. Ich zastosowanie ma na celu określenie wartości parametrów termodynamicznych i gazodynamicznych, trudnych lub wręcz niemożliwych do zmierzenia bezpośrednio. Ułatwia również interpretację danych eksperymentalnych dotyczących badanego silnika oraz pozwala na uzyskanie korelacji pomiędzy parametrami konstrukcyjnymi i regulacyjnymi a wskaźnikami operacyjnymi, co jest szczególnie przydatne w optymalizacji konstrukcji i kontroli pracy silnika.

W przypadku badań modelowych silników z turbodoładowaniem wiarygodność wyników symulacji numerycznych zależy nie tylko od klasy oraz jakości modelu użytego do obliczeń dla faz sprężania, spalania i rozprężania, lecz również – w dużym stopniu – od zastosowanego opisu procesów przygotowania i wprowadzenia świeżego ładunku do cylindrów oraz wylotu spalin i zasilania turbiny. Dlatego w obliczeniach procesów cieplno-przepływowych takiego silnika wyodrębnić można dwa zasadnicze etapy. W pierwszym etapie dla otwartego układu silnik–turbosprężarka, w którym do cylindra dopływa określona masa czynnika oraz wypływa z niego wraz z unoszoną energią, obliczane są parametry napełniania oraz przepływania cylindra. W obliczeniach tych rozstrzygające znaczenie ma trafna ocena warunków przepływu czynnika przez elementy dławiące (zawory, turbinę), ponieważ

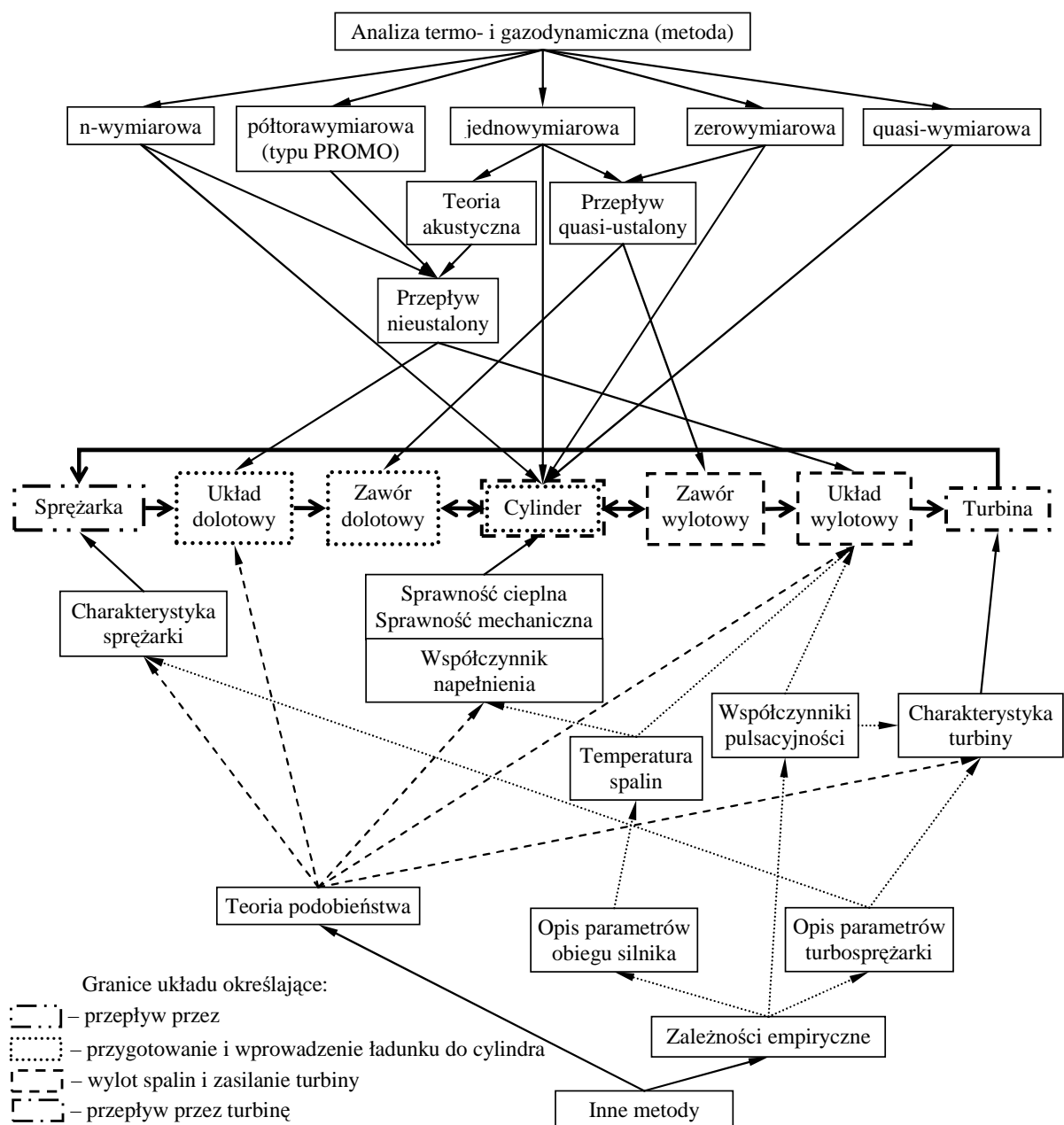
powodują one charakterystyczny czasowy i miejscowy przebieg parametrów stanu czynnika roboczego. Od przebiegu tych parametrów zależą zarówno masa, jak i stan termodynamiczny czynnika w cylindrze po zakończeniu napełniania. Znajomość tych wielkości pozwala skorygować warunki początkowe fazy sprężania, a przy uwzględnieniu przepłukania – również wymagany strumień masy powietrza ze sprężarki.

W drugim etapie, przy wyznaczonych wcześniej warunkach początkowych, prowadzone są obliczenia dla faz sprężania, spalania i rozprężania przy zamkniętych zaworach. Obliczenia te wykonywane są przy zadanych warunkach zasilania paliwem oraz na podstawie przyjętego modelu procesów cieplnych i sprowadzają się – w przypadku procesów przepływowych – do wyznaczenia energii czynnika roboczego w przestrzeni wewnątrz cylindrowej podczas fazy wylotu. Przy znanych parametrach przepływu czynnika roboczego z cylindra obliczyć można temperaturę i ciśnienie czynnika w kolektorze wylotowym, a przy uwzględnieniu modelu zjawisk dynamicznych – warunki zasilania turbiny, która powinna zapewnić moc potrzebną do napędu sprężarki. Od dokładności określenia omówionych procesów oraz ich właściwego powiązania z kolejnymi fazami cyklu roboczego zależy dokładność obliczeń.

Współzależność zjawisk w rzeczywistym silniku powoduje, że w przypadku wyznaczonych dla modelu parametrów termodynamicznych muszą być spełnione odpowiednie zależności bilansowe zapewniające wymaganą zgodność obliczeń przy przepływie masy oraz energii pomiędzy poszczególnymi elementami układu silnik–turbosprężarka (rys. 3.1). Dlatego do rozwiązywania tych zadań musi być zastosowany iteracyjny schemat obliczeń. Po osiągnięciu założeń zbieżności obliczeniowej można wyznaczyć średnie ciśnienie indukowane i sprawność cieplną obiegu. Po uwzględnieniu strat wymiany ładunku oraz strat tarcia możliwe jest obliczenie średniego ciśnienia użytecznego, a także sprawności mechanicznej i zużycia paliwa.

Schemat struktury układu silnik–turbosprężarka, z zaznaczeniem granicznych przekrojów, podstawowych współzależności oraz głównych założeń w ich modelowym opisie, przedstawiono graficznie na rys. 3.1.

Ze względu na różnorodność modeli obliczeniowych oraz ich niedoskonałość celowe wydaje się poznanie metod opisu procesów roboczych tłokowego silnika spalinowego z turbodoładowaniem pod względem przydatności do badań nad doбором turbosprężarek do trakcyjnego silnika o ZS oraz możliwości interpretacyjnych uzyskanych wyników. W związku z niedoskonałością modeli, które w mniejszym lub większym stopniu muszą być wspomagane danymi doświadczalnymi uzyskiwanymi w wyniku badań modelowanego silnika, szczególną uwagę zwrócono na uproszczone metody opisu procesów przepływowych oraz możliwości ich wykorzystania do diagnozowania warunków współpracy turbosprężarek z silnikiem. Zachowanie takich możliwości interpretacyjnych wyników obliczeń ma szczególne znaczenie podczas badań modelowych silnika z doładowaniem zakresowym (rozdz. 3.1). Analizę modeli symulacyjnych oraz ocenę ich przydatności do badań nad doбором konstrukcji układu doładowania przeprowadzono, uwzględniając omówiony wyżej podział na charakterystyczne fazy cyklu roboczego, które można wyodrębnić podczas obliczeń procesów przepływowych w silniku z turbodoładowaniem (rys. 3.1).



Rys. 3.1. Metody modelowego opisu elementów układu sprężarka–cylinder–turbina silnika z turbodoładowaniem

**Przygotowanie i wprowadzanie ładunku do cylindra.** Przebieg wymiany ładunku, obejmujący m.in. teoretyczne podstawy opisu przepływu gazu przez kanały i zasady formułowania założeń upraszczających, metody analizy zagadnień cieplno-przepływowych podczas napełniania, uwzględniające zjawiska dynamiczne w układach dolotowych i wylotowych tłokowego silnika spalinowego, szczegółowo przedstawiono zarówno w literaturze zagranicznej [m.in. 22, 80, 137, 157, 173, 181, 182, 196, 225, 229, 231], jak i krajowej [m.in. 106, 137, 168, 186, 216]. W pracach tych szczególnie akcentowane jest znaczenie układu dolotowego i jego wpływ na parametry pracy silnika. Wielu badaczy uważa bowiem, że wpływ układu wylotowego na sprawność napełniania cylindra silnika czterosuwowego jest znacznie mniejszy niż układu dolotowego [37, 38, 106, 137, 186]. Natomiast układowi

wylotowemu poświęcano więcej uwagi w badaniach silników dwusuwowych [138]. Jednak w przypadku turbodoładowania, ze względu na współzależność parametrów stanu czynnika w układzie dolotowym za sprężarką oraz w układzie wylotowym przed turbiną, niezbędne jest kompleksowe podejście do zagadnień związanych z przygotowaniem ładunku przed napełnieniem oraz jego wprowadzeniem do cylindra, ze szczególnym uwzględnieniem wpływu strony wylotowej. Zagadnienia te, w zależności od celu badań, mogą być analizowane przy różnym stopniu uproszczenia oraz przy użyciu różnych modeli obliczeniowych (rys. 3.1). Niektóre z tych metod ograniczają się do oceny współczynnika napełnienia, inne zaś umożliwiają pogłębioną ocenę wpływu różnych czynników na przebieg procesów przepływowych w silniku.

W przypadku szczegółowych studiów parametrycznych, związanych z optymalizacją konstrukcji układu doładowania oraz faz rozrządu, konieczne jest zastosowanie modeli obliczeniowych wymiany ładunku umożliwiających obliczenia szybkości przepływu mas (powietrza i spalin) dla układu otwartego, w którym do cylindra dopływa określona masa czynnika lub z niego wypływa wraz z unoszoną energią. Ocenę przydatności takich modeli do rozwiązywania problemów przepływowych podczas wymiany ładunku, różniących się zakresem przyjmowanych uproszczeń związanych z ich wymiarowością oraz sposobem przedstawienia warunków brzegowych dla zaworów i turbiny turbosprężarki, można znaleźć w pracach wielu autorów [m.in. 28, 38, 160, 168, 169, 218, 229].

Najprostsze z takich modeli, oparte na metodzie zerowymiarowej, umożliwiają wyznaczenie parametrów czynnika jedynie w przestrzeni roboczej cylindra dla zdefiniowanych warunków przepływu przez zawory dolotowy i wylotowy, bez uwzględnienia zjawisk dynamicznych [132]. Nie nadają się więc do oceny wprowadzanych w konstrukcji silnika zmian. Najbardziej skomplikowane modele wielowymiarowe, stosowane do obliczeń przepływów niestacjonarnych, pozwalają na ocenę przepływu z uwzględnieniem przestrzennej geometrii układu oraz turbulencji [186, 218]. Wymagają jednak znacznego nakładu pracy i czasu obliczeń. Najszerzej stosowana jest metoda oparta na teorii akustycznej [22, 37, 135, 137, 218]. Jednak jej zastosowanie do obliczania zjawisk dynamicznych w rzeczywistych układach, w których czynnik poddany jest znacznym pulsacjom ciśnienia oraz ma dużą średnią prędkość przepływu, z pominięciem wymiany ciepła oraz tarcia czynnika o ścianki, powodujących tłumienie fali, prowadzi do istotnych błędów [130, 179, 218]. Metoda ta może być jednak z powodzeniem wykorzystywana do określania kierunków modernizacji silnika lub wstępnych założeń projektu systemu wymiany ładunku w nowej konstrukcji [37, 38]. Ograniczenia teorii akustycznej powodują, że coraz szerszej stosowana jest metoda typu PROMO opracowana przez Seiferta [179, 180]. Pozwala ona opisać ogólny przypadek niestacjonarnego przepływu gazu oraz umożliwia obliczenia przebiegu zjawisk falowych w przewodach, z uwzględnieniem wymiany ciepła z otoczeniem, tarcia gazu o ścianki [186, 189]. Praktyczna przydatność metody potwierdzona została w wielu pracach aplikacyjnych związanych z doбором parametrów geometrycznych układów dolotowych oraz wylotowych, zrealizowanych m.in. dla Audi, Mercedesa, BMW. Metoda może być stosowana również do wyznaczania charakterystyk przepływowych silników turbodoładowanych, w tym do obliczania wymienników impulsów [120, 181, 196].

Problemy związane z obliczeniami przepływów niestacjonarnych można przewyżyć w przypadku uproszczenia, pod pewnymi warunkami, przepływu do jednowymiarowego – quasi-ustalonego. Oznacza to, że w cylindrze i w kolektorze wylotowym nie występują lokalne różnice ciśnienia i temperatury i że oba te parametry są wyłącznie funkcjami czasu. Pozwala to również na uproszczone przedstawienie warunków brzegowych dla zaworów oraz turbiny turbosprężarki, które formułuje się jako przepływ quasi-ustalony, izentropowy i ściśliwy przez przewężenia o określonych współczynnikach przepływu [229]. Pomija się zjawiska rezonansu i przyspieszeń bezwładnościowych, które mają wpływ na obliczenia dopiero przy dużych prędkościach obrotowych silnika. Uwzględnienie przepływów zwrotnych oraz wymiany ciepła daje możliwość wyznaczenia przebiegu pulsacji ciśnienia i temperatury czynnika roboczego w kolektorach dolotowym oraz wylotowym przed turbiną w okresie wymiany ładunku. W przypadku obliczeń silnika z wylotem z trzech cylindrów do wspólnego przewodu wylotowego wystarczające jest ograniczenie zakresu obliczeń do 240° OWK [182, 183]. Obliczenia wymiany ładunku, uproszczone do przepływów quasi-stacjonarnych, prowadzone były przez BBC AG Brown, Boveri & Cie już w latach 20. [28], a dopuszczalność takich uproszczeń w odniesieniu do silników turbodoładowanych potwierdzają m.in. prace Cupiała [38], Piętaka [162], Simsona [182], Wolgemutha i Olsona [222] oraz Zawadzkiego [229].

Uproszczone metody obliczeniowe wymiany ładunku i napełniania, w których pomija się analizę dynamiki przepływu w kanałach, ograniczają się zazwyczaj do matematycznego opisu uśrednionego dla wszystkich cylindrów współczynnika napełnienia. Stosowane są w przypadku, gdy wymagane jest jedynie wyznaczenie średnich parametrów obiegu. Znajomość współczynnika napełnienia  $\eta_v$  umożliwia określenie masowego zapotrzebowania silnika na powietrze, które jest wymagane w obliczeniach parametrów pracy turbosprężarki. Wyznaczone wartości  $\eta_v$  można przyjąć zarówno do oceny poprawności konstrukcji układu dolotowego, jak i jakości doboru turbosprężarki do silnika.

Najprostsza forma opisu współczynnika napełnienia, który może zostać wyznaczony doświadczalnie na podstawie pomiaru strumienia masy powietrza na wlocie silnika, polega na aproksymacji zbioru wartości parametrów silnika, przy zastosowaniu metody regresji wielowymiarowej [40, 62, 154, 156]. Uzyskana w ten sposób funkcja aproksymacyjna pozwala wyznaczyć współczynnik napełnienia w zależności od innych parametrów przyjętych jako zmienne niezależne i może być bezpośrednio wykorzystana do obliczeń średnich parametrów obiegu. Modele tego typu, stanowiące przetworzenie danych doświadczalnych, zapewniają dużą zbieżność obliczeń z przebiegami rzeczywistymi dla przyjętego układu eksperymentu.

Metody pozwalające na analityczne wyznaczenie współczynnika napełnienia bazują w większości na równaniu stanu, przy znacznym wykorzystaniu danych doświadczalnych wprowadzanych do obliczeń w postaci współczynników bezwymiarowych lub zależności empirycznych opisujących charakterystyki przepływowe układów dolotowego oraz wylotowego. Zazwyczaj zakłada się niezmienną wartość ciśnienia w cylindrze podczas napełniania oraz wylotu spalin, pomijając wpływ prędkości obrotowej, regulacji rozrządu oraz geometrii układów dolotowego i wylotowego [201]. Dodatkowym utrudnieniem w uzyskaniu wiarygodnego analitycznego opisu współczynnika napełnienia, szczególnie w przypadku silników doładowanych, jest konieczność wyboru racjonalnych wartości współczynników bezwymia-

rowych, zależnych od cech konstrukcyjnych danego silnika oraz układu doładowania. Te stałe wielkości występujące w równaniach pełnią funkcję współczynników identyfikacyjnych wyznaczanych doświadczalnie dla danego silnika. W pracach Bogačeva [17], Vanšejdta [72], Portnowa [166] oraz Ščeglova [176] opis współczynnika napełnienia wymaga znajomości jego wartości przynajmniej w warunkach znamionowych. Natomiast w opracowaniu Mysłowskiego [135] wskazuje się na konieczność przyjęcia warunków początkowych oraz wyznaczenia współczynników przepływu przez zawory silnika, związanych z cechami konstrukcyjnymi oraz ze stanem termodynamicznym ładunku.

Obliczenia współczynnika napełnienia dla silnika turbodoładowanego na podstawie równania stanu nie uwzględniają dynamiki przepływu w układach dolotowym i wylotowym oraz przepłukania cylindra. W przypadku silników o kątach przekrycia zaworów nie przekraczających 40–50° OWK dopuszcza się możliwość pominięcia przepłukania [17, 135]. Jego uwzględnienie wymagane jest w obliczeniach silnika o zwiększonych kątach przekrycia zaworów. Według Bajkova [197] w silnikach doładowanych ze względu na przepłukanie współczynnik napełnienia jest zwykle o około 1–3% większy od współczynnika napełnienia wyznaczonego z równania stanu, co przy małych wartościach kątów przekrycia zaworów można uwzględnić, wprowadzając współczynnik poprawkowy. Natomiast w przypadku dużych kątów przekrycia zaworów Wajand [200] określa wartość przepłukania na ok. 10%. Bogačev [17], Kułakowski [114], Ščeglov i in. [176] oraz Zinner [231] proponują uproszczoną metodę obliczeń ilości powietrza przepłukującego na podstawie stałego średniego przekroju przepływu przez zawory, która przydatna jest podczas praktycznej oceny wpływu zmian faz rozrządu na napełnienie silnika z doładowaniem.

Przebieg zjawisk dynamicznych na przebieg procesu napełniania jest na tyle istotny, że w celu uzyskania wymaganej zbieżności obliczeń z rzeczywistymi przebiegami należy je uwzględnić podczas oceny warunków przepływu czynnika do cylindra. Można do tego wykorzystać przedstawiane w literaturze zależności empiryczne oraz bezwymiarowe współczynniki poprawkowe przyjmowane w zależności od cech konstrukcyjnych oraz warunków pracy silnika [72, 166, 216]. Przedstawione przez Wiślockiego [216] wyniki badań korelacyjnych przebiegów współczynnika napełnienia dla silników o podobnej szybkości i podobnych cechach konstrukcyjnych wskazują na możliwość opisu przebiegu zmian współczynnika poprawkowego  $D_{oz}$  w postaci wielomianu trzeciego stopnia, w zależności od prędkości obrotowej. Według Portnowa [166] wielomian opisujący wartości  $D_{oz}$  można ograniczyć do zależności liniowej.

Do wyznaczenia współczynnika napełnienia silnika posłużyć się można metodą kryteriów bezwymiarowych opracowaną przez Brandstetera [22] dla silnika jednocylindrowego. Zakłada ona podobieństwo warunków przepływu czynnika w układzie dolotowym przy geometrycznym podobieństwie porównywanych silników o takich samych wartościach liczb kryterialnych. Ocenę możliwości wykorzystania tej metody, w odniesieniu do silnika wielocylindrowego z rozwidlonymi kanałami w głowicy, można znaleźć w pracach Mysłowskiego [135, 137].

**Parametry wylotu i zasilania turbiny.** W zależności od klasy modelu oraz przyjętych założeń upraszczających wartości ciśnienia i temperatury czynnika roboczego w kolektorze wylotowym mogą być obliczone z zależności empirycznych uzyskanych na podstawie



wyników bezpośrednich pomiarów. W innych przypadkach możliwe jest wyznaczenie składu oraz parametrów termodynamicznych czynnika roboczego w cylindrze w momencie otwarcia zaworu wylotowego, a następnie – na podstawie obliczonego bilansu energii i masy układu otwartego – przebiegów zmian ciśnienia i temperatury w kolektorze wylotowym podczas wylotu [2, 72, 149, 162, 182, 186, 216, 231]. Wyznaczone w ten sposób wartości ciśnienia i temperatury czynnika wykorzystywane są zarówno w obliczeniach stanu termodynamicznego ładunku wprowadzonego do cylindra, jak i podczas określania parametrów zasilania turbiny, również zależnych od tego stanu. Współzależność procesów zachodzących w cylindrze i kolektorze wylotowym wskazuje na istotną rolę modelu obliczeniowego procesu spalania, który stanowi bardzo ważne ogniwo modelu obiegu silnika z turbodoładowaniem.

Podczas modelowania procesu spalania w silnikach tłokowych istotnym problemem jest wybór metody opisu wywiązywania się ciepła w komorze spalania, co ma zasadniczy wpływ na dokładność obliczeń przebiegu zmian ciśnienia i temperatury w cylindrze w czasie całego obiegu. Zagadnienia te są omawiane w wielu pracach krajowych i zagranicznych [m.in. 2, 3, 21, 23, 36, 39, 72, 92, 125, 131, 206, 208, 224]. Wyczerpujący przegląd współczesnego światowego piśmiennictwa dotyczącego problematyki modelowania roboczego cyklu silników tłokowych, ze szczególnym uwzględnieniem modeli procesu spalania, można znaleźć w opracowaniach Teodorczyka i Rychtera [171, 172]. Autorzy ci, mając na uwadze brak dostatecznej wiedzy o poszczególnych zjawiskach składających się na cykl roboczy silnika, przedstawili rozważania na temat prawidłowości oraz skuteczności różnych metod podejścia do zagadnienia modelowania tych zjawisk, jak również możliwości zastosowania konkretnego modelu w zależności od celu badań.

W zapisach bilansu energii cylindra oraz kolektora wylotowego podczas wylotu na ogół uwzględnia się przepływy mas świeżego ładunku i spalin przez granice układu kontrolnego. Największe problemy dotyczą opisu wymiany ciepła między czynnikiem roboczym a ściankami kanałów wylotowych, kolektora wylotowego oraz turbiny. Brakuje przede wszystkim wiarygodnych danych dotyczących wartości współczynników wymiany ciepła oraz rozkładu wartości temperatury w przestrzeni wewnątrz cylindrowej i układzie wylotowym.

Wymianę ciepła, opisywaną za pomocą odpowiednich korelacji empirycznych [30, 72, 162, 186], zazwyczaj analizuje się dla każdego elementu cylindra: tłoka, głowicy oraz tulei cylindrowej, w zależności od średnicy cylindra, średniej prędkości tłoka, początkowych wartości ciśnienia i temperatury czynnika oraz z uwzględnieniem ukształtowania powierzchni elementów komory spalania [30, 126, 172]. Założenie, że w ustalonych warunkach pracy silnika wymiana ciepła następuje przy stałej w czasie całego cyklu temperaturze powierzchni komory spalania, nie generuje istotnego błędu [126].

Do wyznaczenia współczynników wymiany ciepła najczęściej wykorzystywana jest korelacja Nusselta-Reynoldsa [149, 220], co na ogół daje zadowalające rezultaty obliczeń [171, 172, 216]. Korzysta się również z innych zależności empirycznych, np.: Annanda [30], czy ze zmodyfikowanego wzoru Woschniego [221]. Uwzględnienie odpowiednich poprawek dotyczących przepływu turbulentnego, wywołanego przez zawór i krzywiznę kanału wylotowego, umożliwia określenie temperatury czynnika w funkcji podstawowych parametrów układu wylotowego i właściwości fizycznych gazu [172]. Ocenę przydatności metod obliczeń wymiany ciepła, szczególnie w odniesieniu do procesu spalania, znaleźć można m.in. w

pracach Ambrozika [1, 2] Budzika i Jaskólskiego [26], Maćkowskiego [126] oraz Stasia [190].

Simson [182], Simson i in. [183], Zawadzki [229] oraz Zinner [231] sugerują, że temperatura czynnika w kanale wylotowym z cylindra jest równa temperaturze w cylindrze, gdyż spadek temperatury podczas wylotu gazu w wyniku częściowego rozprężenia kompensowany jest wzrostem temperatury przy zamianie energii kinetycznej na ciepło. Przy tym temperatura ta może zmieniać się w znacznym zakresie – od temperatury bliskiej temperaturze w cylindrze na początku wylotu spalin do temperatury powietrza płuczącego w jego końcowej fazie.

Średnia temperatura czynnika w kanale wylotowym może również zostać wyznaczona na podstawie ilości ciepła traconego przez ścianki kanału, którą określa się zazwyczaj jako część ciepła doprowadzanego do obiegu wraz z paliwem. Ilość ciepła wymienianego pomiędzy czynnikiem a ściankami kanału wylotowego stanowi ok. 2–4% ciepła doprowadzanego z paliwem [82, 182, 183, 231]. Zawadzki [229] wskazuje na możliwość uwzględnienia wymiany ciepła w kanale wylotowym oraz skrzyni wlotowej turbiny za pomocą tzw. liczb schłodzenia, których wartości wynoszą 0,96–0,99. Temperatura gazu na wyjściu z kanału wylotowego jeszcze przed zmieszaniem z zawartością kolektora obliczana jest z iloczynu liczby schłodzenia oraz temperatury w największym przekroju strugi podczas przepływu przez zawór.

Wyniki analiz wskazują jednak na niewielkie chwilowe zmiany temperatury w kolektorze w wyniku wymieszania się czynnika wypływającego z poszczególnych cylindrów, które nie przekraczają 2–3% wartości średniej nawet w przypadku, gdy masa czynnika w kolektorze zaledwie dwukrotnie przekracza masę wypływającą z cylindra. Jeżeli objętość kolektora stanowi 20–40% objętości cylindra, można przyjąć, że temperatura w kolektorze, bez popełnienia większego błędu, jest równa temperaturze czynnika w cylindrze; do jej wyznaczenia, po wprowadzeniu odpowiedniego współczynnika poprawkowego, może być zastosowane równanie adiabaty [182, 183]. Oznacza to również, że wymiana ciepła w turbinie zachodzi przy stałej temperaturze napływającego gazu. Ostatecznie analizę zjawisk dynamicznych zachodzących w kolektorze wylotowym ograniczyć można do oceny chwilowych zmian ciśnienia czynnika przy jego stałej temperaturze.

W pracy Simsona [182] przedstawiona została metoda wyznaczania przebiegu ciśnienia w kolektorze wylotowym, upraszczająca przepływ do quasi-ustalonego. Obliczenia bazują na równaniu różniczkowym bilansu objętościowego dla układu otwartego przedstawionego w pracy Galgoleva [82], zakładającego chwilowe zmiany ciśnienia w kolektorze wywołane zmianą objętości czynnika wpływającego z cylindra do kolektora oraz wpływającego z kolektora do turbiny jako rezultatu wymiany ciepła z odpowiednimi ściankami układu wylotowego. Obliczenia prowadzone są dla znanej charakterystyki przepływowej turbiny, przy rozróżnieniu parametrów statycznych oraz całkowitych gazu, wynikających z dużej prędkości strumienia zasilającego turbinę. Uwzględnia się przy tym okresy przepływu nad i podkrytycznego przez zawór wylotowy i związane z tym szybkości przepływu masy oraz przepłukanie cylindra.

Wspomniana wyżej niepewność obliczeń parametrów termodynamicznych czynnika w cylindrze, przy wykorzystaniu dostępnych modeli procesu spalania, oraz stała temperatura

czynnika w kolektorze podczas wylotu powodują, że w obliczeniach, w których wymagane jest wyznaczenie średnich wartości parametrów pracy w czasie całego obiegu, celowe jest uproszczenie zapisu bilansu energii podczas wymiany ładunku. Niektóre z takich metod, umożliwiających obliczenie średniej temperatury czynnika w kolektorze wylotowym, oparte są na bilansie energii produktów spalania i powietrza przepływającego, zazwyczaj przy uwzględnieniu zależności ciepła właściwego spalin od temperatury i składu mieszanki palnej [72, 93, 166, 216]. Wymagana jest przy tym znajomość sprawności cieplnej wyznaczonej na podstawie górnej pętli wykresu indykatorowego oraz strat ciepłych. Wielkości te mogą być wyznaczone na podstawie uśrednionych wartości parametrów określonych podczas badań rzeczywistego silnika. Inne metody wyznaczenia udziału energii unoszonej z cylindra wraz ze spalinami polegają na zastosowaniu współczynników poprawkowych, w praktyce jednak trudnych do określenia [198].

Straty ciepła można obliczyć przy wykorzystaniu empirycznie określonej zależności opisującej współczynnik strat ciepłych w funkcji prędkości obrotowej i obciążenia silnika [93]. Jak wskazują badania empiryczne [166], uzasadniony jest zapis wartości współczynnika strat ciepłych za pomocą wielomianów wyższych stopni w funkcji prędkości obrotowej, gdyż nie stwierdza się jego istotnej zależności od zmian ciśnienia doładowania. Podobny wniosek wypływa z badań korelacyjnych przedstawionych w pracy Wisłockiego [216], które wykazały adekwatność opisu współczynnika w zależności od prędkości obrotowej, nawet za pomocą wielomianu uproszczonego do postaci liniowej.

Często wykorzystywany jest opis sprawności cieplnej  $\eta_c$  na podstawie składu ładunku, wyrażonego uśrednionym masowym stosunkiem ilości powietrza do paliwa [40, 72, 166]. W pracach Jaskóły i in. [93] oraz Kowalczyka i in. [110, 111] sprawność cieplna  $\eta_c$  wyznaczana jest na podstawie empirycznej formuły Vanšejdta [72], w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$ . Występujący w tej zależności stały współczynnik stanowi funkcję własną silnika, którą (w określonym zakresie wartości współczynnika nadmiaru powietrza) można opisać wielomianem aproksymacyjnym, w zależności od prędkości obrotowej. Współczynniki tego wielomianu można wyznaczyć doświadczalnie na podstawie badań identyfikacyjnych rzeczywistego silnika. Przedstawione w pracy Wisłockiego [216] wyniki badań korelacyjnych wybranej grupy silników wskazują na dostateczną dokładność przyjętego opisu aproksymacyjnego sprawności cieplnej w funkcji prędkości obrotowej, przy zastosowaniu wielomianu drugiego stopnia. Jednak w niektórych przypadkach takie uproszczenie opisu może powodować nawet 10-procentowy błąd oszacowania wartości  $\eta_c$ . W pracy Ferenca i in. [78] sprawność cieplna wyznaczana jest na podstawie pomiarów mocy lub momentu obrotowego oraz zużycia paliwa w ustalonych warunkach pracy silnika. Wymagane do tego opory tarcia opisywane są zazwyczaj funkcją wielomianową pierwszego [11, 72, 166, 201, 216, 231] lub drugiego stopnia [77], w zależności od prędkości obrotowej. Straty wymiany ładunku silnika turbodoładowanego, uwzględniające zwiększone opory przepływu przez zawory, mogą zostać wyznaczone z empirycznej zależności opisującej średnie ciśnienie wymiany ładunku w funkcji gęstości ładunku oraz przeciwcisnienia wydechu [31, 72, 159, 184]. Sprawność cieplną można opisać za pomocą wielomianów wyższych stopni przy wykorzystaniu rachunku aproksymacyjnego, stosując jako zmienne niezależne wyniki pomiarów, np. współczynnika nadmiaru powietrza, prędkości obrotowej, ciśnienia oraz temperatury doładowania [39, 78].

Najprostsze formy opisu średniej temperatury czynnika w kolektorze prowadzą się do postaci zależności wielomianowej, aproksymującej uzyskane podczas badań identyfikacyjnych zbiory wartości przy wykorzystaniu metod regresji wielowymiarowej. Zazwyczaj bierze się pod uwagę wpływ prędkości obrotowej, współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  oraz temperatury ładunku wprowadzanego do cylindra [40]. W zależności od celu badań możliwe jest także uwzględnienie innych wielkości sterujących silnika [187]. Istotnym ograniczeniem w takim postępowaniu jest możliwość wyznaczenia wartości temperatury dla konkretnego silnika, o określonej konstrukcji i regulacji uwzględnionej w badaniach identyfikacyjnych.

W modelach ograniczonych do średnich parametrów obiegu roboczego pulsacje ciśnienia w kolektorze można uwzględnić, stosując odpowiednie współczynniki poprawkowe (pulsacyjności) wykorzystywane najczęściej do opisu przepływu czynnika przez turbinę.

**Przepływ przez sprężarkę i turbinę.** Analiza współpracy turbiny ze sprężarką, turbosprężarką z silnikiem oraz prawidłowy dobór turbosprężarki do określonego silnika wymaga znajomości charakterystyk pracy urządzenia doładowującego. Podstawowe znaczenie ma dokładność odwzorowania charakterystyk sprawności i przepustowości turbiny, które można przedstawić w mniej lub bardziej uproszczonej formie. Najprostsze rozwiązanie polega na zastąpieniu turbiny przez dyszę o stałym przekroju i na założeniu stałej średniej izentropowej sprawności rozprężania oraz stałej wartości liczby przepływu [229]. Można również przyjąć zmienne wartości tych parametrów. Sprawność izentropową turbiny  $\eta_t$  można określić z wystarczającą dokładnością, w zależności od wskaźnika pracy adiabatycznej<sup>3</sup>  $\eta_t = f(\psi_t)$  [146]. Natomiast strumień masy spalin, w zależności od temperatury i stopnia rozprężania w turbinie  $\pi_t$ , można określić z równania przepływu podkrytycznego, traktując turbinę jako otwór wypływowy o znanym polu powierzchni przekroju. Jednak takie uproszczenia są dopuszczalne tylko w przypadku doładowania systemem stałego ciśnienia. Przy pulsacyjnym zasilaniu turbiny konieczne jest zastosowanie opisu, który uwzględni chwilowe zmiany charakterystyk turbiny, wynikające z dynamiki przepływu czynnika w układzie wlotowym.

Najczęściej wykorzystywane są charakterystyki wyznaczone doświadczalnie i tworzone w zależności od specjalnie dobranych parametrów kryterialnych, które ustala się na podstawie teorii dynamicznego podobieństwa przepływu<sup>4</sup>, przez co są niezależne od warunków badań i uniwersalne. Przedstawienie charakterystyk w postaci bezwymiarowej za pomocą kompleksów wielkości fizycznych umożliwia ograniczenie liczby parametrów przy zachowaniu zdolności odtwarzania wszystkich możliwych zakresów pracy [195].

Charakterystykę turbiny, wyrażoną w parametrach kryterialnych, można opisać za pomocą parametru przepływu<sup>5</sup>  $F_p$ , w zależności od stopnia rozprężania  $\pi_t$  i kryterialnej prędkości

<sup>3</sup> Wskaźnik pracy adiabatycznej w turbinie określa zależność:  $\psi_t = 2 \cdot H_t / u_t^2$ , gdzie  $H_t$  – praca izentropowego rozprężania w turbinie,  $u_t$  – prędkość obwodowa wirnika.

<sup>4</sup> Z teorii tej wynika, że przy spełnieniu równości parametrów kryterialnych spręż i sprawność będą jednakowe bez względu na warunki pracy sprężarki.

<sup>5</sup> Parametr przepływu (ang. Flow Parameter) określa zależność:  $F_p = \dot{m}_t \sqrt{T_t^*} / p_t^*$ , gdzie  $\dot{m}_t$  – strumień masy spalin zasilających turbinę,  $T_t^*$ ,  $p_t^*$  – temperatura i ciśnienie całkowite spalin w przekroju wlotowym turbiny.

kości obwodowej wirnika  $u_t/\sqrt{T_t^*}$ , oraz izentropowej sprawności rozprężania  $\eta_t$  w zależności od  $u_t/\sqrt{T_t^*}$  i parametru prędkości  $u_t/c_o$ , ( $c_o$  – prędkość napływu czynnika na wirnik) [123, 199, 211]. Przepływ przez turbinę, uwzględniający zmiany ciśnienia czynnika, wyznaczyć można na podstawie liczby przepływu  $\alpha_t$ , której wartość zależna jest od  $u_t/c_o$  ze stopniem rozprężania  $\pi_t$  jako parametrem [27, 229]. Jak wykazuje praktyka obliczeniowa, w przypadku silników trakcyjnych pracujących przy stosunkowo małych ciśnieniach doładowania możliwe jest zaniedbanie zależności  $\alpha_t$  od  $\pi_t$  [108]. Izentropowa sprawność rozprężania w turbinie często opisywana jest zależnością  $\eta_t = f(u_t/c_o, \pi_t)$  [27], z możliwością jej uproszczenia do postaci  $\eta_t = f(u_t/c_o)$  [146, 182, 185].

Do odwzorowania pracy sprężarki wykorzystywane są charakterystyki izentropowej sprawności sprężania  $\eta_s$  oraz sprężu  $\pi_s$  w zależności od prędkości obrotowej turbosprężarki  $n_t\sqrt{T_{ra}/T_1^*}$  i strumienia masy powietrza  $\dot{m}_s(p_{ra} \cdot \sqrt{T_1^*})/(p_1^* \cdot \sqrt{T_{ra}})$ , zredukowanych do warunków odniesienia ( $T_1^*, p_1^*$  – temperatura i ciśnienie całkowite<sup>6</sup> powietrza w przekroju wlotowym wirnika sprężarki,  $T_{ra}, p_{ra}$  – temperatura i ciśnienie odniesienia) [138, 182, 231]. Stosowany jest również opis tych charakterystyk tworzonych nie przez bezwzględne wartości parametrów, takich jak prędkość obrotowa turbosprężarki oraz strumień masy powietrza, lecz przez zależności od parametrów kryterialnych [195].

Analityczny opis charakterystyki turbosprężarki najprościej jest sformułować poprzez określenie zależności funkcyjnej, aproksymując wyniki pomiarów wielomianami wyższych stopni z wykorzystaniem metod regresji wielowymiarowej [40, 68, 98, 123, 214, 216]. Współczynniki wielomianów wyznaczyć można na podstawie dyskretyzacji posiadanych charakterystyk lub korzystając z przybliżonych zależności uzyskanych metodami identyfikacji podczas badań silnika [68, 118, 119]. Do uzyskania wymaganej adekwatności takiego opisu konieczne jest użycie odpowiedniej postaci funkcji aproksymacyjnej. W pracy Morała i in. [133] przedstawiona została szczegółowa ocena przydatności różnych matematycznych metod do opisu uzyskanych doświadczalnie charakterystyk turbosprężarki, w tym o zmiennej geometrii turbiny. Uwzględniono zarówno jakość dopasowania krzywych, złożoność modelu, jak i uogólnienia opisu oraz możliwości ekstrapolacji.

W przypadku wybrania uproszczonych metod opisu, także wymagających znajomości wyników badań doświadczalnych, jedną z możliwych postaci funkcji aproksymacyjnej jest równanie paraboli drugiego stopnia, którą za pomocą współczynników korekcyjnych można dopasować do zmierzonych charakterystyk opisujących pracę turbiny [27]. W pracy Sinjavskiego [185] przedstawiono ogólny opis charakterystyk turbosprężarek w postaci funkcji aproksymującej zbiór uzyskanych doświadczalnie bezwymiarowych charakterystyk sprężarek oraz turbin o różnych parametrach geometrycznych elementów przepływowych. Dzięki uniwersalności takiego zapisu możliwe jest wyznaczenie parametrów roboczych tur-

<sup>6</sup> Parametrami całkowitymi gazów określa się ciśnienie oraz temperaturę, które są sumą składowych statycznej oraz dynamicznej; składowa dynamiczna wynika z częściowego wyhamowania strumienia gazu. Parametry całkowite oznacza się za pomocą gwiazdki umieszczonej w górnym indeksie.

bosprężarki, szczególnie charakterystyk sprawności sprężarki i turbiny, w zależności od zadanych wymiarów geometrycznych wirników i przekroju przepływowego spalin.

Przy braku danych doświadczalnych wykorzystać można metody analityczne wyznaczania parametrów turbosprężarki. Umożliwiają one obliczenie strat hydraulicznych oraz cieplnych w poszczególnych przekrojach elementów przepływowych, co w szczególności pozwala na określenie podstawowych parametrów geometrycznych oraz proporcji wymiarowych wirników sprężarki i turbiny [9, 158, 160, 182, 197, 198].

Charakterystyki turbosprężarki, wyznaczone doświadczalnie na stanowisku przepływowym w warunkach stacjonarnego strumienia gazów, pozwalają na ocenę stopnia doskonałości danej konstrukcji. Nie dają jednakże możliwości oceny jakości jej współpracy z silnikiem. Zastosowanie ciśnienia (stopnia rozprężania) lub innych zależnych od niego wielkości jako parametru w opisie charakterystyk turbiny umożliwia sformułowanie warunku brzegowego turbiny turbosprężarki jako pulsacyjnego przepływu czynnika, który można uprościć do quasi-ustalonego [28, 38, 162, 182, 229]. Stwarza to podstawy do praktycznego wykorzystania charakterystyk uzyskanych na stanowiskach przepływowych do modelowania turboładowania silnika trakcyjnego z pulsacyjnym zasilaniem turbiny. Pulsacje ciśnienia, które prowadzić mogą do nieścisłości w ocenie przepłukania cylindra powodują również dość duże rozbieżności pomiędzy średnimi parametrami turbiny a ich wartościami chwilowymi, nawet w ustalonych stanach pracy silnika [124, 205]. Wskazuje to na celowość uwzględnienia wpływu pulsacyjności strumienia gazu na sprawność i przepustowość turbiny. Ze względu na duże prędkości przepływu w obliczeniach parametrów turbosprężarki konieczne jest również rozróżnienie stanów statycznego i całkowitego czynnika. Ma to szczególnie znaczenie w obliczeniach temperatury oraz ciśnienia gazu przed turbiną (również na wlocie do sprężarki), które powinny być wyznaczone na podstawie parametrów całkowitych przepływającego czynnika.

W pracy Simsona [182] przy zmiennych parametrach czynnika w części wylotowej wieńca kierującego zakłada się stałą prędkość obrotową turbosprężarki. W związku z tym przyjmuje się bardzo krótki czas przepływu czynnika przez wirnik turbiny w stosunku do czasu zmian ciśnienia w kolektorze, co pozwala na uproszczenie obliczeń do przepływu ustalonego. Zależność chwilowych wartości ciśnienia za wieńcem kierującym od ciśnienia w kolektorze wyznaczana jest w kolejnych krokach obliczeniowych przy różnych stałych wartości ciśnień i stałej prędkości obwodowej turbosprężarki. Odpowiada to warunkom pracy turbiny przy stałym ciśnieniu, lecz różnych reżimach. Przepływ czynnika przez turbinę dla wyznaczonych chwilowych wartości stopnia rozprężania oraz stałej wartości parametru  $n_t / \sqrt{T_t^*}$  obliczany jest na podstawie uniwersalnej charakterystyki przepływowej.

Na możliwość uproszczenia przepływu nieustalonego przez turbinę do quasi-ustalonego wskazują również Pfost i Neubauer [160]. Przy wykorzystaniu podstawowych zależności z gazodynamiki przepływ przez wirnik sprowadza się do przepływu przez obracającą się rurę z promieniowo rozmieszczonymi łopatkami. Natomiast przepływ przez wieńec kierujący upraszcza się do płaskiego układu, w którym spiralę traktuje się jak zwięzający się kanał podzielony na elementarne odcinki. Zakłada się, że przy przepływie przez każdy odcinek kanału część masy czynnika przemieszcza się wzdłuż osi, a część wpływa na wirnik.

Wpływ pulsacji ciśnienia strumienia gazu w obliczeniach parametrów turbosprężarki może zostać uwzględniony również przy zastosowaniu przybliżonych metod. Gdy wymagane jest wyznaczenie średnich parametrów obiegu modelowanego silnika z turbodoładowaniem, skomplikowane obliczenia termo- i gazodynamiczne przepływów, sprowadzające się do wyznaczenia przebiegu temperatury oraz ciśnienia czynnika przed turbiną, można uprościć do zastosowania współczynników poprawkowych [73, 83, 155]. W takim przypadku szczególne znaczenie ma dokładność wyznaczenia mocy turbiny, która – ze względu na zwiększony chwilowy przepływ spalin oraz zmiany sprawności turbiny – znacznie różni się od mocy turbiny przy zasilaniu stałociśnieniowym.

W przypadku obliczeń opartych na średnich wartościach parametrów spalin, przedstawionych w pracach Levkoviča [119] oraz Wiśłockiego [216], wzrost mocy turbiny zasilanej pulsacyjnie określany jest za pomocą współczynnika pulsacyjności  $\beta$ . Wpływ współczynnika  $\beta$  uwzględniany jest w obliczeniach całkowitej sprawności turbiny  $\eta_{to} = \eta_t \cdot \eta_{tm} \cdot \beta$ . Jednakże pewnych trudności nastręcza określenie  $\eta_{to}$ , szczególnie gdy brakuje możliwości matematycznego opisu izentropowej sprawności rozprężania spalin w turbinie  $\eta_t$  oraz gdy nie są znane przebiegi ciśnienia spalin w przewodzie wydechowym. Wymagana jest przy tym również znajomość sprawności mechanicznej turbiny  $\eta_{tm}$  [228]. W takim przypadku możliwe jest wyznaczenie dla danego silnika iloczynu  $\eta_t \cdot \beta$ , odgrywającego 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. Iloczyn  $\eta_t \cdot \beta$  zależy zarówno od charakteru pulsacji, jak i od sprawności turbiny. Powoduje to konieczność każdorazowego doświadczalnego wyznaczenia jego wartości dla analizowanych przekrojów skrzyń wlotowych i wirników turbin.

Sprawność mechaniczna turbiny  $\eta_{tm}$  może być wyznaczona, jeśli znana jest moc tracona na pokonanie oporów tarcia w łożyskach wirnika turbosprężarki. W pracach Levkoviča [119] oraz Zajčenki [228] zmiany sprawności mechanicznej opisane są za pomocą kwadratowej zależności w funkcji prędkości obrotowej turbosprężarki oraz masowego natężenia przepływu czynnika. Wymagana jest jednak znajomość wartości sprawności mechanicznej w warunkach znamionowych. Konieczność uwzględnienia zarówno cech konstrukcji oraz warunków pracy turbosprężarki, jak i właściwości oleju smarującego powoduje, że wielu autorów [72, 195, 197, 216] przyjmuje do obliczeń stałą wartość  $\eta_{tm}$ , uznając wpływ jej zmienności na wartość  $\eta_{to}$  za pomijalnie mały, wynoszący 0,1–0,5%.

W pracach Bajkova [197] i Vanšejdta [72, 198] przedstawiono metodę wyznaczania pracy izentropowego rozprężania oraz strumienia masy spalin dla obliczeniowego zakresu pracy turbiny, przy uwzględnieniu pulsacyjnego przepływu czynnika. Pozwala to określić wymaganą moc oraz przepustowość turbiny przy zachowaniu korzystnej sprawności. Identyfikację parametrów proponuje się prowadzić na podstawie wyodrębnionych współczynników pulsacyjności uwzględniających wpływ pulsacji przepływu gazu na pracę izentropowego rozprężania, przepustowość oraz sprawność turbiny. Współczynniki te wyznaczone zostały na podstawie analizy zarejestrowanych przebiegów ciśnienia czynnika w układzie wylotowym dużej liczby silników o podobnej konstrukcji, z dwoma oraz trzema cylindrami podłączonymi do jednego przewodu wylotowego. Wartości współczynników, dla określonej konstrukcji układu wylotowego, uzależniono wyłącznie od ciśnienia doładowania. Takie podej-

ście jest bardziej uniwersalne ze względu na ogólny opis zjawisk towarzyszących przepływowi czynnika w układach wylotowych silników o podobnej konstrukcji.

Przy znajomości analitycznego opisu charakterystyk turbiny można skorzystać z metody wyznaczania punktu pracy turbiny na podstawie współczynników poprawkowych określających wzrost jej mocy oraz przepustowości. Umożliwia to obliczenie wymaganych parametrów stanu czynnika przed turbiną. Wartości tych współczynników, w zależności od sprężu sprężarki oraz stopnia rozprężania w turbinie, mogą być przyjęte z warunku podobieństwa przepływu w układzie wylotowym o podobnej konstrukcji [72].

### 3.2.4. Zastosowanie metod optymalizacyjnych

Pomimo znacznego postępu, który nastąpił w ostatnich latach w konstrukcji małogabarytowych turbosprężarek przeznaczonych do silników samochodowych, sprzyjającego wprowadzaniu nowych metod doładowania o coraz korzystniejszych cechach użytkowych brakuje realnych możliwości zapewnienia wymaganych charakterystyk pracy silnika turbodoładowanego w całym polu jego charakterystyki ogólnej. Występująca nadal niezgodność charakterystyk przepływowych tłokowego silnika oraz turbiny i sprężarki zawęża zakres ich najkorzystniejszego zestrojenia jedynie w ściśle określonych warunkach. Wspomniane ograniczenia w kształtowaniu charakterystyki turbodoładowanego silnika samochodowego, przy jednoczesnej potrzebie spełnienia coraz ostrzejszych wymagań wobec wskaźników energetycznych środków transportu, ekonomiczności pracy oraz ograniczania emisji związków toksycznych i hałasu, wskazują na potrzebę rozwiązania zadania doboru parametrów konstrukcyjnych i regulacyjnych silnika oraz układu doładowania za pomocą metod optymalizacyjnych [178].

Metody te polegają na znalezieniu najlepszego rozwiązania (względem ustalonego kryterium jakości) ze zbioru rozwiązań możliwych (dopuszczalnych ze względu na przyjęte ograniczenia). Postępowanie polega więc na poszukiwaniu wartości parametrów, dla których jest spełniony warunek stanowiący zapisane matematycznie kryterium rozpatrywanego zjawiska, przy spełnieniu zapisanych matematycznie ograniczeń.

Zadanie optymalizacji obejmuje trzy zasadnicze etapy:

- przyjęcie kryterium optymalnego postępowania (tzw. funkcji celu lub wskaźnika jakości) oraz odpowiednich grup zmiennych niezależnych,
- opracowanie zbioru ograniczeń,
- rozwiązanie zagadnienia optymalizacyjnego.

Jako funkcję celu można przyjąć jeden ze wskaźników pracy silnika, np. moc użyteczną  $P$  lub zużycie paliwa  $g_e$ , jak również dowolny syntetyczny wskaźnik jakości uwzględniający różne dodatkowe kryteria (wielkości), które mogą wystąpić w postaci ograniczeń nakładanych na zmienne niezależne. Te dodatkowe wielkości można uzależnić od przewidywanego czasu pracy silnika w różnych warunkach, przy czym ich wybór ma charakter decyzyjny i jest zależny od sformułowania zadania optymalizacyjnego. Może to być dobór silnika o zadanych właściwościach do pojazdu czy wyznaczenie optymalnych przełożeń w układzie napędowym. Mogą to być również zadania poprawy właściwości silnika, związane z działaniami o charakterze regulacyjnym oraz konstrukcyjnym, a szczególnie zadania doboru elementów



silnika i układu doładowania. W takiej sytuacji zmiennymi niezależnymi będą parametry konstrukcyjne i regulacyjne silnika i układu doładowania. Zbiór tych parametrów tworzy wektor  $W_z$  zwany wektorem zmiennych decyzyjnych procesu optymalizacji. Wszystkie czynniki występujące w wyrażeniu stanowiącym przyjęty wskaźnik jakości doboru parametrów układu doładowania są znanymi funkcjami optymalizowanych parametrów.

W przypadku zadania doboru turbosprężarek pracujących w układzie doładowania zakresowego można np. żądać, aby optymalnie skompletowany zespół doładowujący zapewniał w zadanych warunkach eksploatacji najmniejsze zużycie paliwa lub najkorzystniejsze charakterystyki napędowe, utrzymując jednocześnie emisję związków toksycznych na dopuszczalnym poziomie. W zależności od konstrukcji układu, liczby wykorzystywanych turbosprężarek oraz sposobu ich włączania do obiegu zbiory zmiennych decyzyjnych tworzone są przez wyodrębnione parametry charakterystyczne sprężarek i turbin (wymiary wirników oraz parametry geometryczne części przepływowej sprężarki i turbiny) oraz układu przełączającego (ilość upuszczanego powietrza oraz spalin lub parametry konstrukcyjne zaworów sterujących czy obszary charakterystyki, w których silnik powinien pracować z włączoną jedną turbosprężarką lub z włączonymi dwiema turbosprężarkami). W praktyce możliwości przyjęcia licznych parametrów konstrukcyjnych, mogących stanowić zmienne decyzyjne doboru sprężarek oraz turbin, ograniczone są do dostępnej liczby wirników w danym typoszeregu oraz wymiennalnych korpusów turbin o zróżnicowanych przekrojach skrzyni wlotowej, oferowanych przez wytwórców turbosprężarek. Związane z określonymi kombinacjami tych elementów charakterystyki turbosprężarek oraz ich ograniczenia (np. przebieg granicy pompowania, dopuszczalna prędkość obrotowa turbosprężarki, temperatura spalin) odzwierciedlają się w parametrach pracy silnika występujących w wyrażeniu stanowiącym wskaźnik jakości.

Rozwiązanie zadania optymalizacyjnego polega na efektywnym poszukiwaniu ekstremum funkcji kryterialnej w obszarze dopuszczalnym wytyczonym przez ograniczenia – na przykład, zależnie od postaci funkcji celu, na wyznaczeniu kierunku poszukiwania punktu minimum oraz na jego znalezieniu. Stosując procedurę optymalizacyjną, można łatwo określić optymalne wartości parametrów decyzyjnych dla jednego punktu pracy silnika. Problemem jest natomiast dobór wartości optymalizowanych parametrów (wektora zmiennych decyzyjnych) dla całego pola pracy silnika. W takim przypadku o wyborze rozwiązania tego zadania powinien ostatecznie decydować przyjęty wskaźnik jakości (wartość funkcji celu) powiązany z przyjętym modelem eksploatacji. Wymaga to wielokrotnego wyznaczenia wartości wielkości (parametrów pracy silnika) występujących w wyrażeniu stanowiącym funkcję celu oraz w przyjętych ograniczeniach przy kolejnych wartościach optymalizowanych parametrów. Można to osiągnąć na podstawie badań doświadczalnych, co jest jednak kosztowne, czasochłonne i ograniczone do skończonej liczby dyskretnych wartości optymalizowanych parametrów.

Znacznym ułatwieniem jest możliwość wykorzystania danych doświadczalnych do stworzenia empirycznych modeli, powstałych poprzez aproksymację zbiorów wartości uzyskanych w badaniach na hamowni silnikowej. Większość charakterystyk pracy silnika spalinowego można aproksymować wielomianami wyższych stopni, co umożliwi matematyczną formalizację zadania optymalizacyjnego. Do wyznaczenia funkcji celu można również wykorzystać numeryczne metody obliczeniowe, bazujące na matematycznych modelach silnika

i warunków eksploatacji. Tego typu podejście do zagadnienia doboru parametrów silnika oraz układu doładowania jest obecnie powszechne choćby ze względu na mniejszą czasochłonność i ograniczenie kosztów opracowywania optymalnych rozwiązań.

### 3.3. Ocena metod badawczych

Niektóre z przedstawionych metod doboru parametrów układu doładowania nie spełniają oczekiwań jako narzędzia wspomagania prac badawczych oraz metod analiz przy wprowadzaniu nowych rozwiązań. Jest to skutkiem m.in. nadmiernych uproszczeń stosowanych w obliczeniach, trudności związanych z dużymi nakładami czasu i pracy, braku możliwości uzyskania ogólnego rozwiązania, zawężenia zakresu stosowalności metod do określonego rodzaju rozwiązań. Ograniczenia te w największym stopniu dotyczą metod doświadczalnych. Jednak w ostatnich latach, dzięki wprowadzaniu coraz wydajniejszych elektronicznych systemów sterowania w silnikach o zapłonie samoczynnym EDC (Electronic Diesel Control), pojawiła się możliwość wieloparametrowej analizy procesów roboczych nowo opracowywanych silników w trybie *on-line*, przy wykorzystaniu protokołu transmisji diagnostycznej podczas badań na hamowni silnikowej [m.in. 4, 90, 204]. Systemy badawcze tego typu bazują zarówno na zaawansowanych modelach numerycznych, opartych na dynamicznych sztucznych sieciach neuronowych [101], jak i na przetwarzaniu danych pochodzących z bezpośrednich pomiarów. Identyfikacja parametrów w czasie rzeczywistym umożliwia podejmowanie działań związanych ze sterowaniem na podstawie najbardziej aktualnego modelu dostosowanego do aktualnych warunków i charakterystyki silnika. Ma to zasadnicze znaczenie w przypadku wieloparametrowej optymalizacji parametrów regulacyjnych silnika ZS oraz układu turbodoładowania; pozwala na opracowywanie algorytmów sterowania współpracą tych maszyn przy znacznym ograniczeniu czasu oraz kosztów prób na hamowni.

Niezależnie od tego rozwijane są modele obliczeniowe bazujące na szczegółowym opisie matematycznym (również wielowymiarowym) procesów silnikowych. Jednak są one jeszcze tak niedoskonałe i jednocześnie tak złożone, że ich wykorzystanie w modelu całego cyklu roboczego silnika jest opłacalne tylko w przypadku opracowywania i optymalizacji prototypowych rozwiązań konstrukcyjnych, z zamiarem późniejszego wprowadzenia do produkcji [120, 181, 196].

Obecnie najszerzej stosowane przy wstępnym doborze układu dolotowego do nowej konstrukcji silnika lub do potrzeb modernizacji istniejącej konstrukcji są metody typu PROMO. Uzyskane wyniki są bardzo zbliżone do wyników badań stanowiskowych i umożliwiają dobór układu dolotowego zarówno do potrzeb doładowania dynamicznego, jak i oceny charakterystyk przepływowych silników turbodoładowanych. Najdokładniejsze odwzorowanie procesów rzeczywistych zapewniają metody wielowymiarowe. Do tej grupy należą specjalistyczne pakiety programów AVL FIRE i BOOST firmy AVL List GmbH, FLUENT z modułami: GT Turbo, Mixsim, Polyflow, WAVE i VECTICS firmy Ricardo lub KIVA [168, 186, 218]. Programy te pozwalają m.in. na trójwymiarowe obliczenia i wizualizację zjawisk przepływowych w układzie dolotowym oraz symulacje przestrzenne procesu spalania, z uwzględnieniem turbulencji.

Programy numeryczne, takie jak PROMO, AVL FIRE, są jednak niedostępne z uwagi na bardzo duży koszt zakupu. Poważną przeszkodą jest również brak dostępu do informacji dotyczących przyjętych modeli fizycznych i matematycznych oraz zastosowanych w nich uproszczeń. Ponadto ich stosowanie wiąże się z dużymi nakładami czasu, nawet przy wykorzystaniu specjalistycznych narzędzi obliczeniowych.

Pewnym rozwiązaniem problemów związanych z praktycznym wykorzystaniem wielowymiarowych metod obliczeniowych (w szczególności do analizy procesów przepływowych związanych m.in. z doбором parametrów geometrycznych układu wymiany ładunku w celu uzyskania pożądanej skuteczności przepłukania cylindra oraz z optymalizacją konstrukcji układu doładowania), jest zastosowanie modeli zakładających uproszczenie procesów wymiany ładunku do quasi-ustalonego przepływu czynnika. Jak wskazują Rychter i Teodorczyk [172] modele tego typu, wspomagane danymi pomiarowymi, umożliwiają uzyskiwanie prawidłowej zmienności masy ze zmianą parametrów konstrukcyjnych silnika i układu doładowania, jednak błąd bezwzględnych wartości masy pozostanie zawsze równy co najmniej kilka procent.

Wprowadzanie do modeli danych stanowiących wyniki badań konkretnego silnika oraz założeń upraszczających opis procesów zachodzących w etapach poprzedzających przygotowanie i wymianę ładunku silnika z turbodoładowaniem sprawia, że w wielu przypadkach nie jest uzasadnione stosowanie skomplikowanych modeli wielo- i quasi-wymiarowych. Przeszkodę stanowią również duże nakłady związane z ich opracowaniem przy wciąż niepewnych wynikach obliczeń. Należy także pamiętać, że ostateczny dobór parametrów geometrycznych układu wymiany ładunku zawsze następuje podczas badań silnika na hamowni z prototypowymi rozwiązaniami układu dolotowego lub układu doładowania.

W przypadku zawężenia zakresu obliczeń do sytuacji równowagi energetycznej, odpowiadającej ustalonym warunkom pracy, możliwe jest uproszczenie budowy modelu, który ogranicza się do wyznaczenia średnich wartości parametrów silnika w czasie obiegu roboczego. Jak pokazują przykłady prezentowane w literaturze [m.in. 40, 108, 135, 216], modele tego typu mogą być z powodzeniem wykorzystane w badaniach optymalizacyjnych związanych z doбором parametrów turbosprężarek o znanych i analitycznie opisanych charakterystykach. Jednak dla uzyskania wymaganej dokładności odwzorowania obiektu rzeczywistego modele takie wymagają wprowadzania wielu współczynników poprawkowych, które są trudne do określenia. Te stałe wielkości występujące w równaniach często przejmowane są z literatury na podstawie wymiarowego i geometrycznego podobieństwa z modelowanym silnikiem lub pełnią funkcję współczynników identyfikacyjnych, których wyznaczenie wymaga przeprowadzenia dodatkowych badań doświadczalnych silnika.

Wydaje się zatem, że rozwiązaniem problemów z właściwym doбором współczynników poprawkowych w modelach ograniczonych do średnich parametrów obiegu, szczególnie w przypadku optymalizacji już istniejących konstrukcji silników o dobrze rozpoznanych charakterystykach, jest zastosowanie – pod pewnymi warunkami i z pewnymi ograniczeniami – modeli analityczno-empirycznych, których podstawą są dane doświadczalne. W takim przypadku model silnika określony jest przez zbiór funkcji, stanowiących zależności aproksymujące wyniki pomiarów parametrów silnika odpowiadających przyjętemu układowi wartości wielkości sterujących. Zastosowanie właściwej metody aproksymacji, umożliwiającej

opisanie parametrów za pomocą funkcji wielomianowych wielu zmiennych, zapewnia dużą zbieżność wyników obliczeń z przebiegami rzeczywistymi w obszarze warunków działania i regulacji silnika określonych przez układ eksperymentu identyfikacyjnego [m.in. 40, 78, 187]. Przy odpowiednim doborze zakresu zmienności czynników, które mają kontrolujący wpływ na działanie silnika, uzyskane funkcje aproksymacyjne mogą być wykorzystane do obliczeń średnich parametrów pracy silnika w całym polu jego charakterystyki ogólnej.

W przypadku określonej postaci funkcji aproksymacyjnej wielu zmiennych uwzględnienie jako wielkości sterujących czynników determinujących warunki doładowania silnika umożliwia ocenę jakości współpracy układu doładowania z silnikiem oraz prognozowanie jego parametrów pracy w zależności od konstrukcji zastosowanych turbosprężarek. Możliwość wykorzystania takiej metody opisu parametrów silnika do przeprowadzenia optymalizacji parametrów doboru turbosprężarek do silnika o określonej regulacji ma szczególne znaczenie przy modernizacji już istniejących konstrukcji silników i może stanowić rozsądny kompromis między nakładem pracy potrzebnym do opracowania modelu a celem i wymaganą dokładnością obliczeń.



## **4. Problem badawczy**

### **4.1. Sformułowanie problemu**

Powszechne wykorzystanie najnowszej generacji turbosprężarek o zmiennej geometrii typu VTG do doładowywania samochodowych silników o ZS pozwala jedynie na częściowe rozwiązanie problemów związanych z doprowadzeniem odpowiedniej ilości powietrza, wynikających z niezgodności charakterystyk przepływowych turbosprężarki i silnika. Przejawem tego jest pewne pogorszenie charakterystyk napędowych oraz parametrów ekologicznych i energetycznych silników trakcyjnych w niektórych obszarach charakterystyki ogólnej (rozd. 2.1). Uznano zatem, że spełnienie – często przeciwstawnych – wymagań stawianych współczesnym turbodoładowanym silnikom o ZS będzie możliwe m.in. dzięki przezwycięzeniu ograniczeń doładowania zarówno w obszarze charakterystyki sprężarki i turbiny, a także dzięki zachowaniu korzystnego bilansu energetycznego przy ich współpracy z silnikiem (rozd. 2.3). Jak wynika z oceny metod doładowania zawartej w rozdziale 2.4, w spełnieniu tych wymagań największe znaczenie mają układy, w których charakterystyki sprężarek oraz turbin wykorzystywane są w wąskim zakresie zmienności strumienia masy powietrza i spalin, ograniczonym do obszarów o największej sprawności.

Przedstawione w rozdz. 2.4 badania rozpoznawcze i analiza porównawcza znanych rozwiązań silników z doładowaniem zakresowym, a także wnioski wynikające z ich analizy wskazują, że zastosowanie dwóch różnych turbosprężarek włączanych kolejno w różnych zakresach prędkości obrotowej daje wyraźną poprawę charakterystyki doładowania oraz zapewnia uzyskanie oczekiwanej charakterystyki napędowej silnika. Wymaga to jednak odpowiedniego kształtowania warunków współpracy takiego zespołu doładującego z silnikiem.

Przytoczona w rozdziale 3.1 analiza niestacjonarnych procesów przepływowych w turbodoładowanych silnikach samochodowych, pod kątem warunków współpracy turbosprężarki i silnika, wskazuje na konieczność szczegółowej diagnostyki wzajemnego dopasowania ich charakterystyk przepływowych, przy uwzględnieniu pulsacyjnego przepływu czynnika. Ma to zasadnicze znaczenie w układach doładowania zakresowego ze względu na konieczność doboru dwóch różnych urządzeń doładujących oraz – dodatkowo – zapewnienia odpowiednich warunków współpracy między nimi. Znajomość wyodrębnionych parametrów pracy każdego urządzenia doładującego warunkuje poprawność interpretacji wyników badań podczas doboru turbosprężarek. Umożliwia to szczegółową ocenę wpływu poszczególnych elementów konstruowanego układu doładującego na wynikowe wskaźniki pracy silnika oraz przewidywanie skutków zastosowania określonej konstrukcji urządzenia doładującego lub jej zmiany podczas prac optymalizacyjnych. Uzyskanie takich zdolności analizy układów wymaga jednak zastosowania odpowiedniej metody badawczej (rozd. 3.3).

Przedstawiona synteza dotychczasowej wiedzy nt. problematyki doładowania w trakcyjnych silnikach spalinowych oraz wnioski wynikające z analizy zagadnień, dotyczących

metod doboru systemu doładowania do silnika trakcyjnego i dostępnych w tym zakresie metod obliczeniowych, umożliwiły ostateczne sformułowanie problemu badawczego.

Podstawowym problemem badawczym było przeprowadzenie studiów i badań oraz opisanie i wyjaśnienie całokształtu zagadnień dotyczących doboru zespołu doładowującego do silnika pracującego w systemie doładowania zakresowego, w tym także możliwości i ograniczeń dotyczących modelowania, symulacji i optymalizacji takiego silnika wg kryterium jego zdolności trakcyjnych (napędowych). Ponadto oczekiwano wniosków o charakterze naukowo-poznawczym dotyczących mechanizmów przyczynowo-skutkowych pomiędzy podziałem obciążenia dwóch różnych turbosprężarek pracujących równolegle a zmianami całkowitej sprawności takiego układu oraz jej skutkami w postaci zmian przebiegu charakterystyki doładowania. Spodziewano się także uzyskania wniosków o praktycznym znaczeniu, przydatnych do przewidywania skutków zmian parametrów turbosprężarek przy doborze silnika. W obszarze zainteresowań badawczych znalazły się również zagadnienia dotyczące przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami, co jest ściśle związane z optymalnym projektowaniem funkcji sterujących współpracą zespołu doładowującego z silnikiem.

## 4.2. Pytania badawcze

Przedmiotem studiów i analiz przeprowadzonych w ramach tej pracy były zagadnienia związane z kształtowaniem współpracy zespołu doładowującego z trakcyjnym silnikiem o ZS pracującym w systemie doładowania zakresowego oraz z metodami badań i oceny warunków tej współpracy.

Jak wynika z oceny metod doładowania zawartej w rozdziale 2.4, jednym z najbardziej korzystnych rozwiązań konstrukcyjnych mających na celu zwiększenie koncentracji mocy silników spalinowych (tzw. downsizing) oraz poprawę ich wskaźników ekonomicznych i ekologicznych jest doładowanie zakresowe (rozd. 2.5). Układy tego typu umożliwiają – pod pewnymi warunkami i z pewnymi ograniczeniami – uzyskanie korzystnej charakterystyki doładowania w znacznie szerszym zakresie użytecznych prędkości obrotowych w porównaniu z doładowaniem jednostopniowym. Osiągnięcie tego bez zwiększonego dławienia wylotu spalin pozwala również zachować korzystne wartości zużycia paliwa, szczególnie przy obciążeniach częściowych. Przeprowadzone studia rozpoznawcze i analizy porównawcze znanych rozwiązań trakcyjnych silników z doładowaniem zakresowym, wskazujące na szczególne wymagania dotyczące właściwego doboru dwóch różnych turbosprężarek wykorzystywanych w różnych zakresach pracy silnika, skłoniły autora do podjęcia szczegółowych badań w celu zdefiniowania warunków uzyskania ich prawidłowej współpracy. Zdawano sobie jednocześnie sprawę z zasadniczego ograniczenia, jakim jest sposób włączania drugiej turbosprężarki, powodujący nieciągłość charakterystyki silnika oraz znaczne pogorszenie warunków doładowania potęgowane przez występujące wówczas zmniejszenie sprawności turbosprężarek.

Z taką krytyczną oceną analizowanej metody doładowania wiąże się zasadnicze pytanie badawcze, które sformułowano następująco:

**Jakie są warunki prawidłowego doboru turbosprężarek współpracujących w układzie doładowania zakresowego ze względu na bilans energetyczny takiego układu oraz czy możliwe jest spełnienie postulatu prawidłowej współpracy takich turbosprężarek podczas ich doboru do silnika i optymalizacji takiego silnika wg kryterium jego zdolności napędowych?**

Wobec braku odpowiednio opracowanych wzorców postępowania podczas doboru turbosprężarek do silnika pracującego w systemie doładowania zakresowego oczekiwano również informacji dotyczących właściwego wyboru metody optymalizacyjnej wg kryterium efektywności jej zastosowania podczas rozwiązywania rozważanego zadania, określenia możliwości tej metody oraz jej ograniczeń.

Uzyskanie pozytywnej odpowiedzi na sformułowane powyżej pytanie badawcze, która stanowi potwierdzenie zawartej w tym pytaniu tezy, skłoniło autora do poszukiwania odpowiedzi na pytania bardziej szczegółowe.

Przyjęto, że ze względu na zasadę doładowania zakresowego jednym z najistotniejszych zagadnień jest rozstrzygnięcie kwestii związanej z fazą przełączania pomiędzy zakresami pracy turbosprężarek oraz skutkami tego przełączania dla przebiegu charakterystyki silnika:

**Czy i w jakim stopniu możliwe jest zmniejszenie nieciągłości charakterystyki silnika w fazie przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami poprzez odpowiedni dobór parametrów turbosprężarek i optymalizację funkcji sterujących ich współpracą z silnikiem?**

Ze względu na określone warunki pracy silników trakcyjnych ze znacznym udziałem małych i średnich obciążeń oraz licznych procesów przejściowych dążono również do uzyskania odpowiedzi na pytanie:

**Czy i w jakim zakresie zmian warunków eksploatacyjnych optymalizacja układu sterowania współpracą turbosprężarek umożliwi poprawę wskaźników ekonomicznych silnika?**

### 4.3. Cel i zakres pracy

Zasadniczym celem pracy było **wyjaśnienie możliwości i ograniczeń dotyczących poprawnego doboru parametrów turbosprężarek współpracujących w układzie doładowania zakresowego do trakcyjnego silnika ZS oraz optymalizacji takiego silnika (wg kryterium jego zdolności trakcyjnych) uwzględniającej zagadnienia optymalnego sterowania współpracą zespołu doładowującego z silnikiem**. Osiągnięcie tego celu sprowadziło się do uzyskania odpowiedzi na pytania badawcze sformułowane w rozdziale 4.2. Wymagało to opracowania na podstawie studiów i analiz naukowych własnej metody oceny poprawności współpracy dwóch turbosprężarek wykorzystywanych w różnych zakresach pracy silnika, a także koncepcji zasad optymalnego doboru takich turbosprężarek do silnika oraz projektowania funkcji sterujących współpracą tych urządzeń.

Prawidłowy wybór metody badawczej wymagał syntezy wiedzy na temat metod doboru systemu doładowania do trakcyjnego silnika spalinowego oraz dostępnych modeli obliczeniowych stosowanych w tym zakresie. Synteza ta, uzupełniona krytyczną analizą porównawczą znanych rozwiązań silników z doładowaniem zakresowym, została wykorzystana do opracowania metodologicznych podstaw analizy i wskaźnikowej oceny jakości doboru turbosprężarek. Zdefiniowano wskaźniki porównawcze i kryteria ich prawidłowej współpracy. Ze względu na zasadę doładowania zakresowego celem tych studiów było także poszukiwanie najkorzystniejszego, ze względu na zdolności napędowe silnika, przebiegu fazy przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami, określenie uwarunkowań technicznych



wynikających z właściwości turbosprężarek oraz związanych z tym ograniczeń. Sformułowane zasady analizy współzależnych właściwości przepływowych i termodynamicznych turbosprężarek oparto na równaniach bilansowych dotyczących równowagi energetycznej, a więc stanów ustalonych pracy rozpatrywanego układu.

W przypadku wybranej metody doładowania właściwy dobór turbosprężarek spełniająca przyjęte kryteria wymaga przeprowadzenia badań silnika w różnych wariantach konstrukcyjnych układu doładowania. Rozwiązanie zadania doboru turbosprężarek wyłącznie metodą doświadczalną zmusza do prowadzenia kosztownych i długotrwałych prób stanowiskowych. Pewnym problemem może być również właściwa interpretacja wyników pomiarów, utrudniając porównywanie otrzymywanych w ten sposób charakterystyk pod kątem oceny współzależności wynikających ze współdziałania silnika i turbosprężarek oraz prognozowania kierunków i możliwości poprawy uzyskiwanych charakterystyk, szczególnie wtedy, gdy dane pomiarowe są mało zróżnicowane.

Znaczne oszczędności nakładów finansowych i czasu można uzyskać, dobierając turbosprężarkę do silnika za pomocą symulacyjnych badań komputerowych, bazujących na modelach matematycznych poszczególnych elementów składowych układu silnik–turbosprężarkowy zespół doładowujący. Przyjmując ten właśnie sposób postępowania, założono możliwość symulacji pracy silnika z doładowaniem zakresowym w całym polu jego charakterystyki ogólnej oraz możliwość oddziaływania na przebieg charakterystyk napędowych poprzez zmianę konstrukcji zespołu doładowującego oraz warunków zasilania paliwem. Badania symulacyjne stwarzają również większe możliwości użycia metod optymalizacyjnych przy doborze parametrów konstrukcyjnych zespołu doładowującego. Poszukiwano modelu obliczeniowego, który stanowić będzie rozsądny kompromis pomiędzy wymaganą dokładnością obliczeń a nakładem pracy potrzebnym do jego opracowania. Dla poprawności oceny jakości doboru turbosprężarek zasadnicze znaczenie miało wyodrębnienie charakterystyk sprawności zespołów sprężarek i turbin, oraz ocena zmian ich przebiegu wynikających z przyjęcia określonej konstrukcji urządzeń doładowujących.

Złożoność zagadnień, związanych z przyjętą problematyką badawczą oraz z samymi badaniami warunków współpracy turbosprężarek w silniku z doładowaniem zakresowym, skłoniła autora do podjęcia wielokierunkowych badań realizowanych wieloetapowo zarówno metodami eksperymentalnymi, jak i za pomocą symulacji numerycznych. W pierwszym etapie przeprowadzono wstępne badania doświadczalne, które ograniczono do oceny porównawczej warunków współpracy silnika badawczego z układem doładowania w różnych wariantach konstrukcyjnych. Analiza wyników tych badań, szczególnie w odniesieniu do doładowania zakresowego, posłużyła do rozpoznania uwarunkowań zmiennych niezależnych procesu badawczego i zakresu ich zmienności oraz do rozpoznania charakteru procesów fizycznych zachodzących w układzie silnik–zespół doładowujący. Rozpoznanie tych powiązań pozwoliło zarysować najistotniejsze kierunki dalszych szczegółowych studiów i analiz prowadzonych metodami symulacyjnymi. Przeprowadzono również ocenę uzyskanych wyników pomiarów pod kątem ich użycia do modelowania silników z turbodoładowaniem (rozdz. 3.3). Jej wyniki wskazały na możliwość wykorzystania danych doświadczalnych do budowy analityczno-empirycznego modelu procesów wewnątrzcyldrowych. Przeprowadzone w drugim etapie próby stanowiskowe umożliwiły zebranie bogatego materiału identyfikacyjnego na potrzeby tworzonego modelu symulacyjnego silnika.

Opracowany model oraz program numeryczny wykorzystano następnie do przeprowadzenia szczegółowej analizy problemów współpracy zespołu doładowującego z silnikiem trakcyjnym w aspekcie uzyskiwania przez niego oczekiwanej zdolności napędowej. Zasadnicze znaczenie miała ocena przydatności wspomnianego programu do realizacji celów pracy. Ważnym elementem tej oceny była analiza niedokładności modelu symulacyjnego oraz zastosowanej procedury numerycznej. Jednym z ważniejszych celów badań numerycznych było wykrycie i opisanie charakteru związków korelacyjnych pomiędzy podziałem mocy dwóch różnych turbosprężarek pracujących w układzie równoległym a sprawnością zespołu doładowującego i wynikowymi wskaźnikami pracy silnika. Dodatkowym celem tych badań było sformułowanie praktycznych wniosków dotyczących metodycznej strony postępowania podczas wyboru wariantu konstrukcji zespołu doładowującego, w zależności od założonych warunków doładowania. Ogólne założenia takiego postępowania oparto na znajomości wartości podstawowych charakterystyk pracy turbosprężarek dobieranych dla zadanych warunków pracy silnika, co jest zgodnie z przyjętą praktyką konstruktorską.

Ważnym celem badań symulacyjnych było opracowanie przesłanek do przygotowania i przeprowadzenia optymalizacji parametrów doboru turbosprężarek do silnika pracującego w systemie doładowania zakresowego, przy wykorzystaniu zasad modelowania cyfrowego. Potrzebę taką uzasadniały różnorodność uzyskanego materiału badawczego oraz trudności w jego jednoznacznej ocenie. Ważnym zadaniem było również uruchomienie i wykonanie badań stanowiskowych silnika w celu weryfikacji wyników przeprowadzonej procedury optymalizacyjnej.

W tej części pracy sformułowano pomocniczo kilka zadań szczegółowych:

1. Wykorzystując opracowaną metodę analizy współpracy turbosprężarek z silnikiem w przypadku doładowania zakresowego, przeprowadzić teoretyczną analizę możliwości i ograniczeń optymalizacji parametrów doboru turbosprężarek ze względu na zdefiniowane kryteria poprawności tej współpracy.

2. Na podstawie studiów rozpoznawczych i analizy porównawczej znanych rozwiązań silników z doładowaniem zakresowym opisanych w literaturze przystosować silnik do badania jego współpracy z zespołem doładowania zakresowego.

3. Sformułować koncepcję uzyskania i opracowania materiału doświadczalnego na potrzeby identyfikacji tworzonego modelu silnika.

4. Przeprowadzić analizę wrażliwości przyjętych modelowych zmiennych zależnych od jednostkowych zmian czynników pod kątem oceny wiarygodności i poprawności interpretacji wyników badań modelowych.

5. Przeprowadzić ocenę czułości zastosowanej procedury numerycznej na zmiany wartości tolerancji wyznaczania zależności bilansowych modelu symulacyjnego.

6. Przeprowadzić doświadczalną weryfikację dokładności odwzorowania obiektu rzeczywistego za pomocą opracowanego modelu obliczeniowego.

7. Dokonać próby oceny związków korelacyjnych pomiędzy parametrami doboru turbosprężarek a zmianami charakterystyk ich pracy oraz warunków doładowania silnika pod kątem ich wykorzystania podczas doboru oraz optymalizacji konstrukcji zespołu doładowującego.

8. Wykorzystując wyniki przeprowadzonej analizy problemów współpracy zespołu doładowującego z silnikiem trakcyjnym, sformułować zadanie optymalizacyjne w odniesieniu do doładowania zakresowego.

Wyniki analizy problemów współpracy zespołu doładowującego z silnikiem trakcyjnym sugerowały rozszerzenie zadania optymalizacji parametrów doboru turbosprężarek

o zagadnienia modelowania i optymalizacji układu sterowania ich współpracą. Jednym ze szczegółowych celów było za optymalne zaprojektowanie funkcji sterującej współpracą zespołu doładowującego z silnikiem ustalającą obszary pracy z jedną turbosprężarką oraz z dwiema turbosprężarkami w całym polu jego charakterystyki ogólnej. Dążono do uzyskania założeń i danych do opracowania elektronicznego układu sterowania współpracą turbosprężarek w warunkach quasi-stacjonarnych, odgrywających rolę sterowania optymalnego wg kryterium ekonomiczności pracy silnika przy obciążeniach częściowych.

Sformułowano następujące zadania szczegółowe:

1. Wykorzystując wyniki badań numerycznych, ustalić założenia funkcjonalne oraz wielkości sterujące układu przełączającego.
2. Określić zmiany parametrów sterujących w zależności od warunków pracy silnika.
3. Opracować model oraz algorytm dla elektronicznego układu sterowania.
4. Wykorzystując wyniki badań własnych oraz informacje znane z literatury, przystosować silnik do badań z elektronicznym układem sterowania.
5. Przeprowadzić próby stanowiskowe silnika badawczego z doładowaniem zakresowym i elektronicznym układem sterowania w celu weryfikacji funkcji sterujących oraz zastosowanych algorytmów sterowania.

Na potrzeby automatycznego sterowania pracą turbosprężarek w silniku badawczym opracowano komputerowy program sterujący, który – oprócz realizacji podstawowej funkcji przełączania turbosprężarek w zależności od warunków pracy silnika – umożliwi również rejestrację w czasie rzeczywistym zarówno przebiegów zmian parametrów przewidzianych jako parametry sterujące układu przełączającego, jak i parametrów wyjściowych, określających odpowiedź układu na te zmiany. Jednym z dodatkowych celów była ocena poprawności funkcjonowania programu sterującego i jego przydatności do analizy zarejestrowanego materiału badawczego. Posłużył on do oceny stabilności działania układu doładowania podczas przełączania zakresów pracy turbosprężarek. Przeprowadzono także wstępną ocenę możliwości wykorzystania wspomnianego programu sterującego do dalszej analizy problemów współpracy zespołu doładowującego z silnikiem trakcyjnym, uwzględniającej warunki niestacjonarne występujące przy szybkich zmianach obciążenia silnika.

Realizacji powyższych zadań podporządkowano zakres pracy, którą umownie podzielono na trzy zasadnicze części. Schemat blokowy całości pracy, określający kolejność realizowanych zadań, przedstawiono na rys. 4.1.

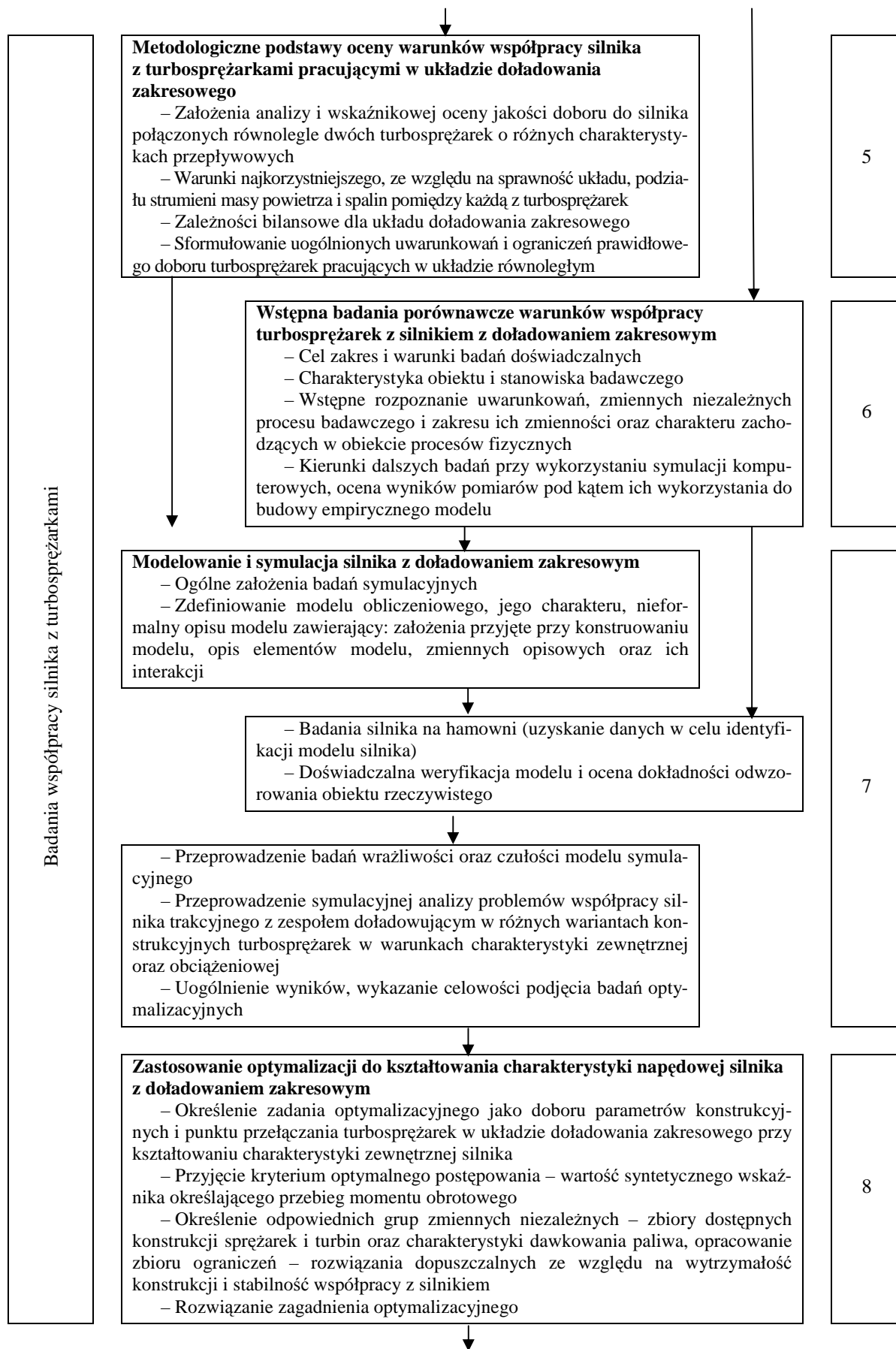
W części pierwszej omówiono zagadnienia dotyczące roli turbodoładowania w zapewnieniu wymaganych charakterystyk użytkowych silników trakcyjnych oraz ograniczeń korzystnego kształtowania warunków współpracy silnika i turbosprężarki (rozd. 2.1–2.3). Analiza możliwości przewyciężenia tych ograniczeń wymagała oceny porównawczej znanych i stosowanych metod doładowania (rozd. 2.4 i 2.5). Omówiono również stan wiedzy na temat istoty przemian i zjawisk towarzyszących turbodoładowaniu oraz fizyczne podstawy ich badań, wskazując na konieczność wyboru odpowiedniej metody na potrzeby prowadzonych badań (rozd. 3). Szczególną uwagę zwrócono na istotną rolę matematycznych modeli symulacyjnych w analizie procesów zachodzących w układzie silnik–turbosprężarka. Przeprowadzono ocenę porównawczą modeli, zakresu ich stosowania i ograniczeń. Przeprowadzono także analizę wykorzystywanych współcześnie w badaniach silnikowych programów i systemów obliczeniowych.

W drugiej części pracy przedstawiono wyniki analiz teoretycznych oraz badań silnika z doładowaniem zakresowym. Sformułowano metodologiczne podstawy analizy warunków

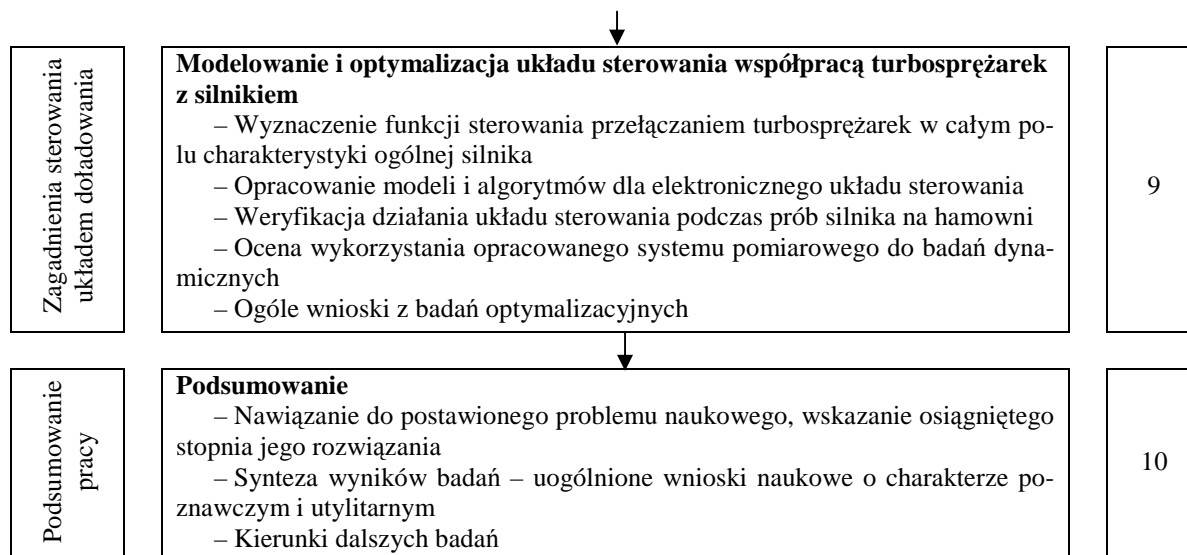
współpracy silnika z układem doładowania zakresowego (rozd. 4). Zdefiniowano wskaźniki porównawcze i kryteria prawidłowej współpracy turbosprężarek, a także przeprowadzono teoretyczną analizę uwarunkowań optymalnego podziału strumieni masy powietrza i spalin pomiędzy dwie różne turbosprężarki pracujące w układzie równoległym. Scharakteryzowano obiekt badań i omówiono badania stanowiskowe w ramach badań wstępnych (rozd. 5), badań identyfikacyjnych i weryfikacyjnych modelu (rozd. 6), a także badań weryfikujących wyniki przeprowadzonej procedury optymalizacyjnej, obejmującej zarówno zagadnienia doboru parametrów turbosprężarek (rozd. 8), jak i problematykę optymalnego sterowania (rozd. 9).

Funkcja w pracy	Tytuł rozdziału i zawartość	Rozdział
Wprowadzenie	<p><b>Wstęp</b>            Ukierunkowanie zakresu pracy w ramach problematyki kształtowania charakterystyk turbodoładowanych trakcyjnych silników o ZS, zasadniczych ograniczeń w zapewnieniu wymaganej wydajności doładowania. Uzasadnienie potrzeby podjęcia dalszych kierunkowych badań i analiz w celu rozpoznania możliwości uzyskania korzystnego bilansu energetycznego układu silnik–turbosprężarka</p>	1
Analiza stanu wiedzy	<p><b>Rola turbodoładowania w rozwoju współczesnych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Geneza problemu – wymagania stawiane współczesnym silnikom samochodowym oraz czynniki warunkujące ich realizację</li> <li>– Ograniczenia kształtowania charakterystyk doładowania oraz uzyskania wymaganych warunków współpracy silnika i turbosprężarki</li> <li>– Pogłębiona analiza parametrów roboczych rozbudowanych układów doładowania pod kątem oceny jakości doboru turbosprężarek i zapewnienia odpowiednich warunków współpracy między nimi</li> </ul>	2
	<p><b>Metody oceny współpracy silnika z układem turbodoładowania</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Charakterystyka procesów przepływowych towarzyszących turbodoładowaniu pod kątem fizycznych podstaw ich badań</li> <li>– Analiza modeli matematycznych różnych klas, o różnych założeniach upraszczających, wykorzystywanych w badaniach silnikowych, omówienie ograniczeń oraz interpretacji wyników badań modelowych, określenie przesłanek do wyboru modelu</li> <li>– Omówienie współcześnie systemów i programów obliczeniowych, wskazanie zasadności wykorzystania w badaniach symulacyjnych modeli analityczno-empirycznych</li> </ul>	3
Problem badawczy	<p><b>Problem badawczy</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Skonkretyzowanie problemu badawczego jako poszukiwania uwarunkowań uzyskania najkorzystniejszych warunków współpracy zespołu turbosprężarek z trakcyjnym silnikiem o ZS w przypadku doładowania zakresowego oraz modelowania i optymalizacji takiego silnika wg przyjętego kryterium</li> <li>– Sformułowanie zasadniczego pytania badawczego oraz pytań szczegółowych</li> <li>– Określenie głównego celu pracy oraz celów cząstkowych</li> <li>– Sformułowanie koncepcji metodologicznej całej pracy oraz przesłanek do wyboru metody badawczej, omówienie zasadności przyjętej metodyki postępowania prowadzącej do osiągnięcia wyznaczonego celu naukowego</li> <li>– Podjęte zadania badawcze</li> </ul>	4

Rys. 4.1. Struktura pracy



cd. rys. 4.1. Struktura pracy



cd. rys. 4.1. Struktura pracy

Zasadnicze znaczenie miało zapewnienie odpowiednich zdolności interpretacyjnych wyników badań uzyskiwanych dla silnika z różnymi wariantami konstrukcji układu doładowania – zarówno o charakterze jakościowym, jak i ilościowym. Zautomatyzowanie procesów obliczeniowych wymagało opracowania odpowiednich algorytmów oraz programu symulacyjnego jako narzędzia do dalszych badań i analiz. Autor opracował model obliczeniowy oraz program numeryczny, który posłużył do badań nad doбором turbosprężarek do silnika oraz prognozowania jego osiągnięć w różnych wariantach konstrukcyjnych zespołu doładowującego (rozdz. 6). Program ten wykorzystano do szczegółowej analizy problemów współpracy zespołu doładowującego z silnikiem trakcyjnym, uwzględniającej zarówno warunki charakterystyki pełnej mocy, jak i zakres obciążeń częściowych (rozdz. 7). Badania symulacyjne wykorzystano do optymalizacji takiego silnika wg kryterium jego zdolności napędowych. Sformułowanie problemu optymalizacyjnego w odniesieniu do doładowania zakresowego oraz sposób jego rozwiązania, uwzględniający zagadnienia doboru turbosprężarek, przedstawiono w rozdz. 8.

Trzecią część pracy poświęcono opracowaniu i zastosowaniu własnej koncepcji dotyczącej optymalizacji sterowania współpracą zespołu doładowania zakresowego z silnikiem w całym obszarze jego charakterystyki ogólnej (rozdz. 9). Przeprowadzono ocenę porównawczą sterowania pracą turbosprężarek z uwzględnieniem przyjętych kryteriów. Stanowiło to podstawę wyznaczenia optymalnej funkcji sterującej wg kryterium ekonomiczności pracy silnika, przy obciążeniach częściowych, a następnie – właściwości funkcjonalnych oraz algorytmu dla elektronicznego układu sterowania. Autor opracował program sterujący Turbo z modułem pomiarowym, wykorzystany w prototypowym elektronicznym układzie sterowania pracą turbosprężarek; przedstawiono wyniki wstępnych badań aplikacyjnych. Przeprowadzono weryfikację wyznaczonych funkcji i zastosowanych algorytmów sterowania podczas prób stanowiskowych badanego silnika z doładowaniem zakresowym i z zaprojektowanym elektronicznym układem sterowania. Omówieniu podstawowych założeń optymalizacji funkcji sterującej, budowy wspomnianego układu, zastosowanych modeli oraz algorytmu sterowania poświęcono rozdz. 9.1–9.4. Natomiast wstępnej interpretacji materiału badawczego oraz ocenie przydatności programu Turbo do badań w warunkach niestacjonarnych poświęcono rozdz. 9.5 i 9.6.



## **5. Metodologiczne podstawy oceny warunków współpracy silnika z turbosprężarkami pracującymi w układzie doładowania zakresowego**

### **5.1. Kryteria prawidłowej współpracy turbosprężarek z silnikiem**

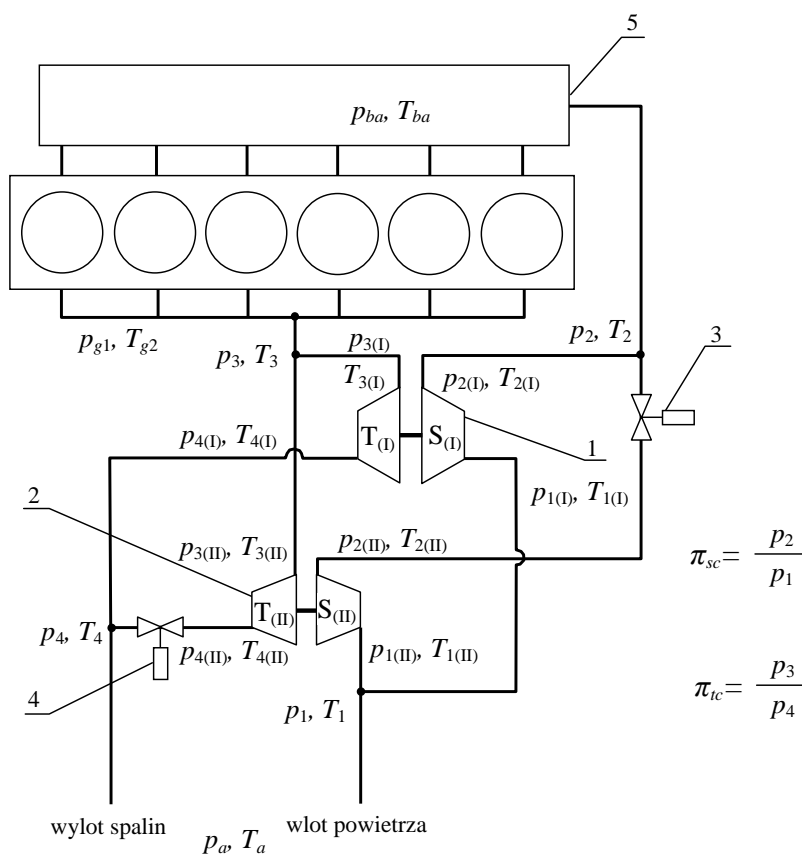
W silniku z turbodoładowaniem prawidłowe zestrojenie charakterystyk przepływowych urządzenia doładowującego i silnika sprowadza się do doprowadzenia odpowiedniej ilości powietrza oraz zapewnienia korzystnego bilansu energetycznego przy współpracy tych maszyn. W spełnieniu tych postulatów zasadnicze znaczenie ma zapewnienie możliwie dużych wartości sprawności urządzenia doładowującego. Przy określonym ciśnieniu doładowania, niezbędnym dla zapewnienia odpowiedniego strumienia masy powietrza, sprawność ogólna turbosprężarki wyznacza wymaganą, wynikającą z bilansu mocy sprężarki i turbiny, wartość ciśnienia spalin. Spadek sprawności turbosprężarki prowadzi do zwiększenia ciśnienia spalin przed turbiną, co pogarsza warunki przepływania i napełnienia cylindra oraz zwiększa straty wymiany ładunku, objawiające się m.in. zwiększonym jednostkowym zużyciem paliwa. Od przebiegu wymiany ładunku i napełnienia oraz możliwości pełnego wykorzystania dysponowanego powietrza (do którego powinna być dobierana dawka wtryskiwanego paliwa) zależy ukształtowanie charakterystyki oraz sprawność silnika. W związku z tym sprawność urządzenia doładowującego stanowi jeden z istotniejszych składników bilansu energetycznego turbodoładowanego silnika.

W doładowaniu zakresowym zasadnicze znaczenie ma właściwy dobór dwóch różnych urządzeń doładowujących oraz zapewnienie odpowiednich warunków współpracy między nimi. Wymaganiem oczywistym jest zachowanie jak największej całkowitej sprawności układu doładowania, nawet za cenę zmniejszenia maksymalnej sprawności każdej turbosprężarki. Sprawność takiego układu, złożonego z dwóch różnych turbosprężarek, określają wyodrębnione wartości sprawności zespołu sprężarek oraz zespołu turbin. Duża sprawność zespołu sprężarek pozwala ograniczyć przyrost temperatury powietrza doładowanego. Przy określonym sprężu prowadzi to do zwiększenia masowego natężenia przepływu powietrza, co może częściowo kompensować chwilowe zmiany ciśnienia doładowania, sprzyjając utrzymaniu wymaganego nadmiaru powietrza, bez konieczności istotnej redukcji dawki paliwa. Osiąganie dużych wartości sprawności zespołu turbin sprzyja zmniejszeniu dławienia wylotu spalin, co przy jednoczesnym ograniczeniu zapotrzebowania na moc w zespole sprężarek pozwala na utrzymanie korzystnych warunków wymiany ładunku. Zachowanie dużej sprawności układu doładowania oraz odpowiednie skojarzenie układu regulacji doładowania z układem wtryskowym umożliwia korzystne kształtowanie charakterystyki silnika, zwłaszcza w układach ze skokowym włączaniem drugiej turbosprężarki. Ma to zasadnicze znaczenie zarówno dla zachowania korzystnego przebiegu momentu obrotowego w warunkach charakterystyki zewnętrznej, szczególnie w fazie przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami, jak i dla zużycia paliwa w całym polu charakterystyki ogólnej. Wartość całkowitej sprawności układu doładowania zakresowego przy współpracy z silnikiem może zatem



stanowić kryterium doboru urządzeń doładowujących oraz oceny poprawności konstrukcji takiego układu.

W celu rozpoznania zagadnień dotyczących optymalizacji (wg przyjętego kryterium) doboru turbosprężarek pracujących w układzie doładowania zakresowego sformułowano teoretyczne założenia metody analizy układów tego typu, zdefiniowano wskaźniki porównawcze i uogólnione kryteria poprawnej współpracy urządzeń doładowujących [65]. Podstawą opracowanej metody było odpowiednie połączenie (sprzężenie) znanych równań bilansowych turbosprężarki, tworzących system równań umożliwiający obliczenia bilansowe parametrów termodynamicznych w węzłach kontrolnych układu w przypadku równowagi energetycznej odpowiadającej ustalonym warunkom pracy. Schemat takiego układu, na którym podano parametry charakteryzujące warunki pracy turbosprężarek, przedstawia rys. 5.1.



Rys. 5.1. Schemat analizowanego układu doładowania zakresowego: 1 – duża turbosprężarka, 2 – mała turbosprężarka włączona w drugim zakresie, 3 – zawór włączający sprężarkę, 4 – zawór włączający turbinę, 5 – zbiornik wyrównawczy powietrza

Przedstawioną tutaj analizę parametrów układu doładowania zakresowego uproszczono do teoretycznej oceny uwarunkowań właściwej współpracy takiego układu z silnikiem w przypadku równoległego połączenia dwóch turbosprężarek o odmiennych charakterystykach przepływowych. Prawidłowość tej współpracy warunkuje korzystny przebieg charakterystyki silnika przy skokowym włączaniu do obiegu drugiej turbosprężarki. Wykorzystując teoretyczne zależności bilansowe oraz wskaźniki porównawcze, wykonano uproszczone obliczenia wielkości charakteryzujących pracę układu doładowania w przykładowych warunkach pracy silnika o stałej regulacji. Określono ogólne wymagania najkorzystniejszego

podziału obciążenia pomiędzy turbosprężarkę, przy jednoczesnym uwzględnieniu warunków ich współpracy z silnikiem. Natomiast zestawienie równań obliczeniowych, wykorzystanych w opracowanym modelu do szczegółowej analizy problemów współpracy zespołu doładowującego z silnikiem trakcyjnym (rozd. 7–8), umieszczono w załączniku F.

## 5.2. Podstawy teoretyczne

W przypadku turbosprężarki obowiązują następujące warunki współpracy z silnikiem:

– bilans mocy sprężarki  $N_s$  oraz turbiny  $N_t$ :

$$N_s = N_t \quad (5.1)$$

– bilans prędkości obrotowej sprężarki  $n_s$  oraz turbiny  $n_t$ :

$$n_s = n_t \quad (5.2)$$

– bilans masy ładunku przepływającego przez silnik oraz turbosprężarkę; strumień masy spalin zasilających turbinę  $\dot{m}_t$  równy jest sumie strumienia masy powietrza ze sprężarki  $\dot{m}_s$  oraz masowego natężenia zużycia paliwa  $B$ , pomniejszonych o strumień masy ładunku  $\dot{m}_n$  traconego w wyniku nieszczelności:

$$\dot{m}_t = \dot{m}_s + B - \dot{m}_n \quad (5.3)$$

Przy sprężu  $\pi_s = p_2/p_1$  oraz sprawności izentropowej sprężarki  $\eta_s$  lub przyroście temperatury podczas sprężenia  $T_2 - T_1$  izentropowa praca sprężania 1kg powietrza:

$$H_s = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot T_1 \cdot R \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = \eta_s \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (5.4)$$

Moc potrzebną do napędu sprężarki  $N_s$  przy strumieniu masy powietrza  $\dot{m}_s$  określa zależność:

$$N_s = \dot{m}_s \cdot H_s / \eta_s \quad (5.5)$$

Przy stopniu rozprężania  $\pi_t = p_3/p_4$  oraz sprawności rozprężania  $\eta_t$  lub spadku temperatury spalin w turbinie  $T_3 - T_4$  praca izentropowego rozprężania w turbinie 1 kg spalin:

$$H_t = \frac{\kappa_g}{\kappa_g - 1} R_g \cdot T_3 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right] = \frac{1}{\eta_t} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4) \quad (5.6)$$

Przy znanych wartościach współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  oraz stałej stechiometrycznej  $L_t$  całkowity strumień masy spalin przepływających przez turbinę:

$$\dot{m}_t = \dot{m}_s \cdot \frac{1 + \lambda \cdot L_t}{\lambda \cdot L_t} \quad (5.7)$$

Przy strumieniu masy spalin  $\dot{m}_t$  oraz sprawności mechanicznej turbiny  $\eta_{tm}$  moc na wale turbiny, z uwzględnieniem współczynnika pulsacyjności  $\beta$ , opisana jest zależnością:

$$N_t = \dot{m}_t \cdot H_t \cdot \eta_t \cdot \eta_{tm} \cdot \beta \quad (5.8)$$

Ze względów praktycznych celowe jest zastąpienie iloczynu  $\eta_t \cdot \eta_{tm} \cdot \beta$  sprawnością całkowitą turbiny  $\eta_{to}$  [231]. Z równania bilansu mocy (5.1) wynika sprawność ogólna turbosprężarki:

$$\eta_{ts} = \eta_s \cdot \eta_{to} = \frac{H_s}{H_t} \cdot \frac{\lambda \cdot L_t}{1 + \lambda \cdot L_t} \quad (5.9)$$

Przy znanych wartościach temperatury spalin  $T_3$  oraz sprawności turbosprężarki  $\eta_{ts}$  z bilansu mocy (5.1) wyznaczyć można stopień rozprężania spalin w turbinie, przy którym osiągnąca jest wymagana wartość sprężu sprężarki  $\pi_s$  (ciśnienia doładowania):

$$\pi_t = \left[ 1 - \frac{\lambda \cdot L_t}{1 + \lambda \cdot L_t} \cdot \frac{R \cdot T_2}{R_g} \cdot \frac{\kappa \cdot (\kappa_g - 1)}{(\kappa - 1) \cdot \kappa_g} \cdot \left( \frac{\pi_s^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\pi_s^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} \right) \cdot \frac{1}{T_3 \cdot \eta_{ts}} \right]^{1 - \kappa_g} \quad (5.10)$$

W przypadku równoległego połączenia dwóch turbosprężarek pracujących w układzie doładowania zakresowej sprawność  $\eta_{ts}$  w zależności (5.10) odpowiada całkowitej sprawności układu doładowania. Wartość tej sprawności wynika z określonych strumieni masy powietrza i spalin oraz odpowiadających im wartości sprawności sprężarki i turbiny każdego urządzenia doładowującego.

### 5.3. Wskaźniki porównawcze optymalnej współpracy turbosprężarek w układzie równoległym

#### 5.3.1. Sprawność zespołu sprężarek

Rzeczywisty układ złożony z dwóch równoległe połączonych sprężarek (rys. 5.1) zamieniono przez układ zastępczy, którego schemat przedstawia rys. 5.2. Analizę sprawności takiego układu oparto na bilansie energetycznym zgodnie z I zasadą termodynamiki.

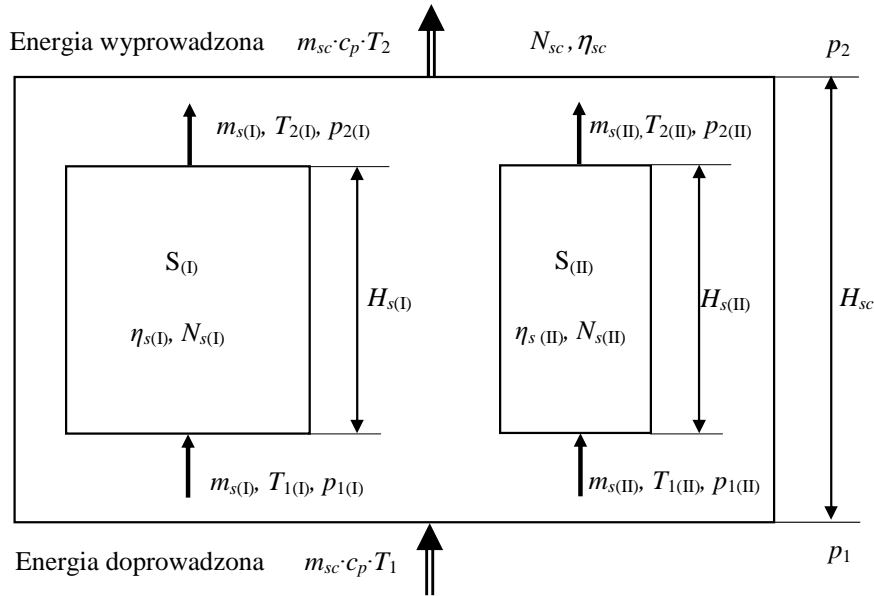
W rozpatrywanym układzie, przez który w ustalonych warunkach w sposób ciągły przepływa strumień masy powietrza  $\dot{m}_{sc}$  traktowanego jako gaz doskonały<sup>1</sup>, równanie bilansu energii doprowadzonej oraz odprowadzonej z układu, przy wzroście temperatury podczas sprężania  $T_2 - T_1$ , można przedstawić w postaci:

$$c_p \cdot \dot{m}_{sc} \cdot T_1 = \dot{m}_{sc} \frac{H_{sc}}{\eta_{sc}} + c_p \cdot \dot{m}_{sc} \cdot T_2 \quad (5.11)$$

gdzie:  $H_{sc}$  – całkowita praca sprężania zespołu sprężarek przy sprężu  $\pi_{sc} = p_2/p_1$ ,

$\eta_{sc}$  – całkowita sprawność izentropowa zespołu sprężarek.

<sup>1</sup>Jak wykazał Steiger [191], przy sprężach  $\pi_s < 2$  w przypadku powietrza oraz jego mieszaniny ze spalinami, przy nadmiarze powietrza powyżej 50%, przyjęcie takiego założenia wprowadza błąd nieprzekraczający 0,2%. Wyniki obliczeń wskazują również, że uwzględnienie chwilowych zmian wykładnika izentropii  $\kappa$ , w stosunku do średniej wartości  $\kappa$ , powoduje rozbieżności mniejsze niż 0,5%. Oznacza to, że w obliczeniach tego rodzaju w przypadku powietrza i spalin wystarczające jest przyjęcie wartości średnich tego wykładnika.



Rys. 5.2. Schemat układu zastępczego na potrzeby analizy bilansu energetycznego zespołu sprężarek pracujących w układzie równoległym

Bilans masy dla takiego układu, przy różnych strumieniach powietrza z dużej sprężarki  $\dot{m}_{s(I)}$  oraz małej sprężarki  $\dot{m}_{s(II)}$  włączanej w drugim zakresie:

$$\dot{m}_{sc} = \dot{m}_{s(I)} + \dot{m}_{s(II)} \quad (5.12)$$

Jeżeli pominię się wymianę ciepła, to temperaturę powietrza  $T_2$  można wyznaczyć z bilansu energii wyprowadzonej z układu:

$$c_p \cdot \dot{m}_{sc} \cdot T_2 = c_p \cdot \dot{m}_{s(I)} \cdot T_{2(I)} + c_p \cdot \dot{m}_{s(II)} \cdot T_{2(II)} \quad (5.13)$$

Dla jednakowych wartości temperatury doprowadzanego czynnika ( $T_{1(I)} = T_{1(II)} = T_1$ ) oraz przy uwzględnieniu wzorów (5.4) i (5.13) równanie bilansu (5.11) przedstawić można w postaci wyrażenia określającego całkowitą moc zastępczą zespołu sprężarek, w zależności od pracy sprężania  $H_{s(I)}$  i sprawności izentropowej  $\eta_{s(I)}$  dużej sprężarki oraz  $H_{s(II)}$  i  $\eta_{s(II)}$  małej sprężarki:

$$\dot{m}_{sc} \frac{H_{sc}}{\eta_{sc}} = \dot{m}_{s(I)} \cdot \frac{H_{s(I)}}{\eta_{s(I)}} + \dot{m}_{s(II)} \cdot \frac{H_{s(II)}}{\eta_{s(II)}} \quad (5.14)$$

Wprowadzając współczynnik udziału strumienia masy powietrza z dużej sprężarki:

$$W_p = \frac{\dot{m}_{s(I)}}{\dot{m}_{sc}} \quad (5.15)$$

otrzymujemy strumień masy powietrza z każdej sprężarki:

$$\dot{m}_{s(I)} = \dot{m}_{sc} \cdot W_p \quad (5.16)$$

$$\dot{m}_{s(II)} = \dot{m}_{sc} \cdot (1 - W_p) \quad (5.17)$$

Z zależności (5.14), przy uwzględnieniu równań (5.4), (5.15) i (5.16), wynika zależność określająca całkowitą sprawność izentropową zespołu sprężarek:

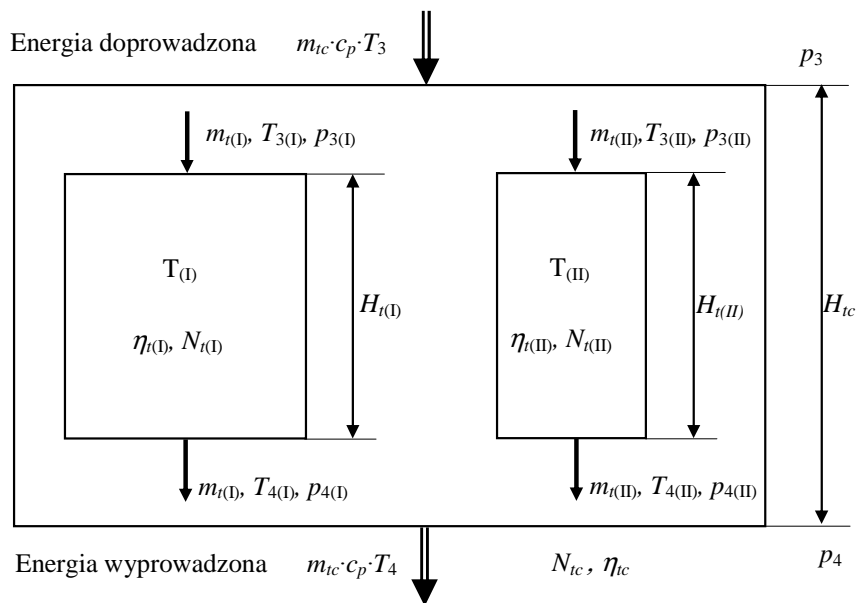
$$\eta_{sc} = \frac{\left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{W_p \cdot \left[ \left( \frac{p_{2(I)}}{p_{1(I)}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_{s(I)}} + (1 - W_p) \cdot \left[ \left( \frac{p_{2(II)}}{p_{1(II)}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_{s(II)}}}} \quad (5.18)$$

Jeżeli pominie się straty ciśnienia przy przepływie czynnika ( $p_{1(I)} = p_{1(II)} = p_1$ ,  $p_{2(I)} = p_{2(II)} = p_2$ ), wyrażenie (5.18) można uprościć do postaci:

$$\eta_{sc} = \frac{\eta_{s(I)} \cdot \eta_{s(II)}}{W_p \cdot (\eta_{s(II)} - \eta_{s(I)}) + \eta_{s(I)}} \quad (5.19)$$

### 5.3.2. Sprawność zespołu turbin

W przypadku zespołu turbin schemat zastępczego układu dwóch równolegle połączonych turbin (rys. 5.1) przedstawiono na rys. 5.3.



Rys. 5.3. Schemat układu zastępczego na potrzeby analizy bilansu energetycznego zespołu turbin pracujących w układzie równoległym

Przy określonym strumieniu masy spalin  $\dot{m}_{tc}$  równanie bilansu energii dla takiego układu określa zależność:

$$c_p \cdot \dot{m}_{tc} \cdot T_3 = \dot{m}_{tc} \cdot H_{tc} \cdot \eta_{tc} + c_p \cdot \dot{m}_{tc} \cdot T_4 \quad (5.20)$$

gdzie:  $H_{tc}$  – całkowita praca rozprężania w zespole turbin przy  $\pi_{tc} = p_3/p_4$ ,

$\eta_{tc}$  – całkowita sprawność izentropowa zespołu turbin.

W układzie bez upustu spalin całkowity strumień masy spalin przepływających przez zespół turbin  $\dot{m}_{tc}$  określa suma strumieni masy spalin przepływających przez dużą turbinę  $\dot{m}_{t(I)}$  oraz przez małą turbinę  $\dot{m}_{t(II)}$ :

$$\dot{m}_{tc} = \dot{m}_{t(I)} + \dot{m}_{t(II)} \quad (5.21)$$

Temperatura spalin  $T_4$  wynika z bilansu energii wyprowadzonej z rozpatrywanego układu:

$$c_p \cdot \dot{m}_{tc} \cdot T_4 = c_p \cdot \dot{m}_{t(I)} \cdot T_{4(I)} + c_p \cdot \dot{m}_{t(II)} \cdot T_{4(II)} \quad (5.22)$$

Przy jednakowych wartościach temperatury doprowadzanego czynnika ( $T_{3(I)} = T_{3(II)} = T_3$ ) oraz przy uwzględnieniu wzorów (5.6) i (5.22) na podstawie równania bilansu (5.20) uzyskuje się wyrażenie określające całkowitą moc zastępczą zespołu turbin w zależności od pracy rozprężania  $H_{t(I)}$  i sprawności izentropowej  $\eta_{t(I)}$  dużej turbiny oraz  $H_{t(II)}$  i  $\eta_{t(II)}$  małej turbiny:

$$\dot{m}_{tc} \cdot H_{tc} \cdot \eta_{tc} = \dot{m}_{t(I)} \cdot H_{t(I)} \cdot \eta_{t(I)} + \dot{m}_{t(II)} \cdot H_{t(II)} \cdot \eta_{t(II)} \quad (5.23)$$

Wprowadzając współczynnik udziału strumienia masy spalin przepływających przez dużą turbinę:

$$W_t = \frac{\dot{m}_{t(I)}}{\dot{m}_{tc}} \quad (5.24)$$

otrzymujemy wartości strumieni masy spalin przepływających przez każdą turbinę:

$$\dot{m}_{t(I)} = \dot{m}_{tc} \cdot W_t \quad (5.25)$$

$$\dot{m}_{t(II)} = \dot{m}_{tc} \cdot (1 - W_t) \quad (5.26)$$

Z zależności (5.23), przy uwzględnieniu równań (5.25) i (5.26), wyznaczyć można całkowitą sprawność rozprężania w zespole turbin:

$$\eta_{tc} = \frac{W_t \cdot \eta_{t(II)} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_{4(I)}}{p_{3(I)}} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right] + (1 - W_t) \cdot \eta_{t(II)} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_{4(II)}}{p_{3(II)}} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right]}{\left[ 1 - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right]} \quad (5.27)$$

Jeżeli założy się jednakowe warunki zasilania turbin oraz pominie się straty ciśnienia na odcinku przewodów zasilających ( $p_{3(I)} = p_{3(II)} = p_3$ ) oraz przewodów wylotowych każdej turbiny ( $p_{4(I)} = p_{4(II)} = p_4$ ), wyrażenie (5.27) można uprościć do postaci:

$$\eta_{tc} = W_t \cdot \eta_{t(I)} + (1 - W_t) \cdot \eta_{t(II)} \quad (5.28)$$

## 5.4. Zależności bilansowe dla układu doładowania zakresowego

Ze względu na obowiązujące w przypadku turbosprężarki warunki współpracy z silnikiem (5.1) i (5.3), przy ocenie całkowitej sprawności układu doładowania złożonego z dwóch różnych turbosprężarek połączonych równolegle, wyznaczenie sprawności zespołu sprężarek z zależności (5.18) i (5.19) oraz zespołu turbin z zależności (5.27) i (5.28) jest niewystarczające. Dysponując analitycznym opisem charakterystyki sprawności każdej turbiny na podstawie zależności (5.27) i (5.28), można jedynie, w rozpatrywanych warunkach, obliczyć przebieg zmian sprawności zespołu turbin przy określonym stopniu rozprężania  $\pi_{tc} = p_3/p_4$ , w zależności od podziału strumienia masy spalin pomiędzy turbosprężarki. Umożliwi to wyznaczenie optymalnego, ze względu na sprawność, podziału przepustowości turbin, ale bez uwzględnienia współpracy z zespołem sprężarek. Jak należy przypuszczać, tak wyznaczone optimum będzie odbiegać od optymalnego podziału mocy w zespole sprężarek. Podobnie będzie przy poszukiwaniu optymalnej sprawności zespołu sprężarek.

Do osiągnięcia potrzebnej mocy do napędu sprężarek, przy uwzględnianiu odpowiednich sprawności, niezbędna jest określona energia spalin doprowadzana do zespołu turbin, a więc podział mocy pomiędzy każdą turbinę nie może być dowolny. Dla określonego ciśnienia doładowania podział mocy oraz ciśnienie spalin przed zespołem turbin muszą być rozpatrywane w powiązaniu z całkowitą sprawnością układu doładowującego i podziałem mocy w zespole sprężarek. Musi być więc spełniony warunek bilansu mocy dla każdej turbosprężarki. Przy podziale mocy w zespole sprężarek należy brać pod uwagę również ograniczenia wynikające z przebiegu charakterystyk sprężarek, szczególnie granicę pompowania.

W ogólnych rozważaniach teoretycznych dla układu z równoległym połączeniem turbosprężarek obowiązują równania bilansu mocy:

– dla dużej turbosprężarki:

$$W_t \cdot \dot{m}_{tc} \cdot H_{t(I)} \cdot \eta_{t(I)} = W_p \cdot \dot{m}_{sc} \cdot \frac{H_{s(I)}}{\eta_{s(I)}} \quad (5.29)$$

– dla małej turbosprężarki:

$$(1 - W_t) \cdot \dot{m}_{tc} \cdot H_{t(II)} \cdot \eta_{t(II)} = (1 - W_p) \cdot \dot{m}_{sc} \cdot \frac{H_{s(II)}}{\eta_{s(II)}} \quad (5.30)$$

Bilans masy dla takiego układu:

$$\dot{m}_{tc} = \dot{m}_{t(I)} + \dot{m}_{t(II)} = \dot{m}_{sc} \cdot \frac{1 + \lambda \cdot L_t}{\lambda \cdot L_t} \quad (5.31)$$

Z zależności (5.29) i (5.31) wynika ogólna sprawność dużej turbosprężarki:

$$\eta_{ts(I)} = \eta_{s(I)} \cdot \eta_{t(I)} = \frac{W_p}{W_t} \cdot \frac{\lambda \cdot L_t}{1 + \lambda \cdot L_t} \cdot \frac{R \cdot T_{1(I)} \cdot \kappa \cdot (\kappa_g - 1)}{R_g \cdot T_{3(I)} \cdot (\kappa - 1) \cdot \kappa_g} \cdot \frac{\left(\frac{p_{2(I)}}{p_{1(I)}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{1 - \left(\frac{p_{4(I)}}{p_{3(I)}}\right)^{\frac{\kappa_g-1}{\kappa_g}}} \quad (5.32)$$

Grupując stałe wielkości, otrzymuje się wyrażenie:

$$\eta_{ts(I)} = \eta_{s(I)} \cdot \eta_{t(I)} = C \cdot \frac{W_p}{W_t} \cdot \frac{T_{1(I)}}{T_{3(I)}} \cdot \frac{\left(\frac{p_{2(I)}}{p_{1(I)}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{1 - \left(\frac{p_{4(I)}}{p_{3(I)}}\right)^{\frac{\kappa_g-1}{\kappa_g}}} \quad (5.33)$$

Natomiast sprawność ogólna małej turbosprężarki:

$$\eta_{ts(II)} = \eta_{s(II)} \cdot \eta_{t(II)} = C \cdot \frac{(1-W_p)}{(1-W_t)} \cdot \frac{T_{1(II)}}{T_{3(II)}} \cdot \frac{\left(\frac{p_{2(II)}}{p_{1(II)}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{1 - \left(\frac{p_{4(II)}}{p_{3(II)}}\right)^{\frac{\kappa_g-1}{\kappa_g}}} \quad (5.34)$$

Po odpowiednich przekształceniach otrzymuje się równanie określające stopień rozprężania w dużej turbinie, w zależności od wymaganego sprężu, sprawności oraz podziału strumieni masy pomiędzy każdą sprężarkę i turbinę:

$$\frac{p_{3(I)}}{p_{4(I)}} = \left( 1 - C \cdot \left[ \left(\frac{p_{2(I)}}{p_{1(I)}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{W_p}{W_t} \cdot \frac{T_{1(I)}}{T_{3(I)}} \cdot \frac{1}{\eta_{ts(I)}} \right)^{\frac{\kappa_g}{1-\kappa_g}} \quad (5.35)$$

W przypadku małej turbiny:

$$\frac{p_{3(II)}}{p_{4(II)}} = \left( 1 - C \cdot \left[ \left(\frac{p_{2(II)}}{p_{1(II)}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{(1-W_p)}{(1-W_t)} \cdot \frac{T_{1(II)}}{T_{3(II)}} \cdot \frac{1}{\eta_{ts(II)}} \right)^{\frac{\kappa_g}{1-\kappa_g}} \quad (5.36)$$

Zgodnie z przyjętymi założeniami, dotyczącymi warunków przepływu powietrza i spalin przez turbosprężarki, w zależnościach (5.35) i (5.36) można przyjąć:  $p_{1(I)} = p_{1(II)} = p_1$ ,  $T_{1(I)} = T_{1(II)} = T_1$ ,  $p_{2(I)} = p_{2(II)} = p_2$ ,  $p_{3(I)} = p_{3(II)} = p_3$ ,  $T_{3(I)} = T_{3(II)} = T_3$ ,  $p_{4(I)} = p_{4(II)} = p_4$ . Rozwiązując układ równań (5.35) i (5.36), przy założonych wartościach ciśnienia  $p_2$  oraz znanych charakterystykach sprawności turbosprężarek, można ustalić związek pomiędzy  $W_t$  a  $W_p$ , dla których spełniony będzie bilans mocy i masy urządzenia doładowującego. Stanowi to podstawę do wyznaczania wymaganych przekrojów przelotowych turbin.

Przy pominięciu strat związanych z dławieniem w wyidealizowanych warunkach przepływu spalin przez turbinę, uproszczonych do zasilania stałociśnieniowego, otrzymuje się równanie:

$$\dot{m}_t = A_T \cdot \psi_T \cdot p_3 \cdot \frac{1}{\sqrt{R_g \cdot T_3}} \quad (5.37)$$



Z równania (5.37) wyznaczyć można przekrój pola powierzchni skrzyni wlotowej dużej turbiny:

$$A_{T(I)} = \frac{\dot{m}_{sc} \cdot \frac{1 + \lambda \cdot L_t}{\lambda \cdot L_t} \cdot W_t \cdot \sqrt{R_g \cdot T_3}}{\psi_{T(I)} \cdot p_3} \quad (5.38)$$

W przypadku małej turbiny:

$$A_{T(II)} = \frac{\dot{m}_{sc} \cdot \frac{1 + \lambda \cdot L_t}{\lambda \cdot L_t} \cdot (1 - W_t) \cdot \sqrt{R_g \cdot T_3}}{\psi_{T(II)} \cdot p_3} \quad (5.39)$$

Funkcję  $\psi_T$  określa zależność:

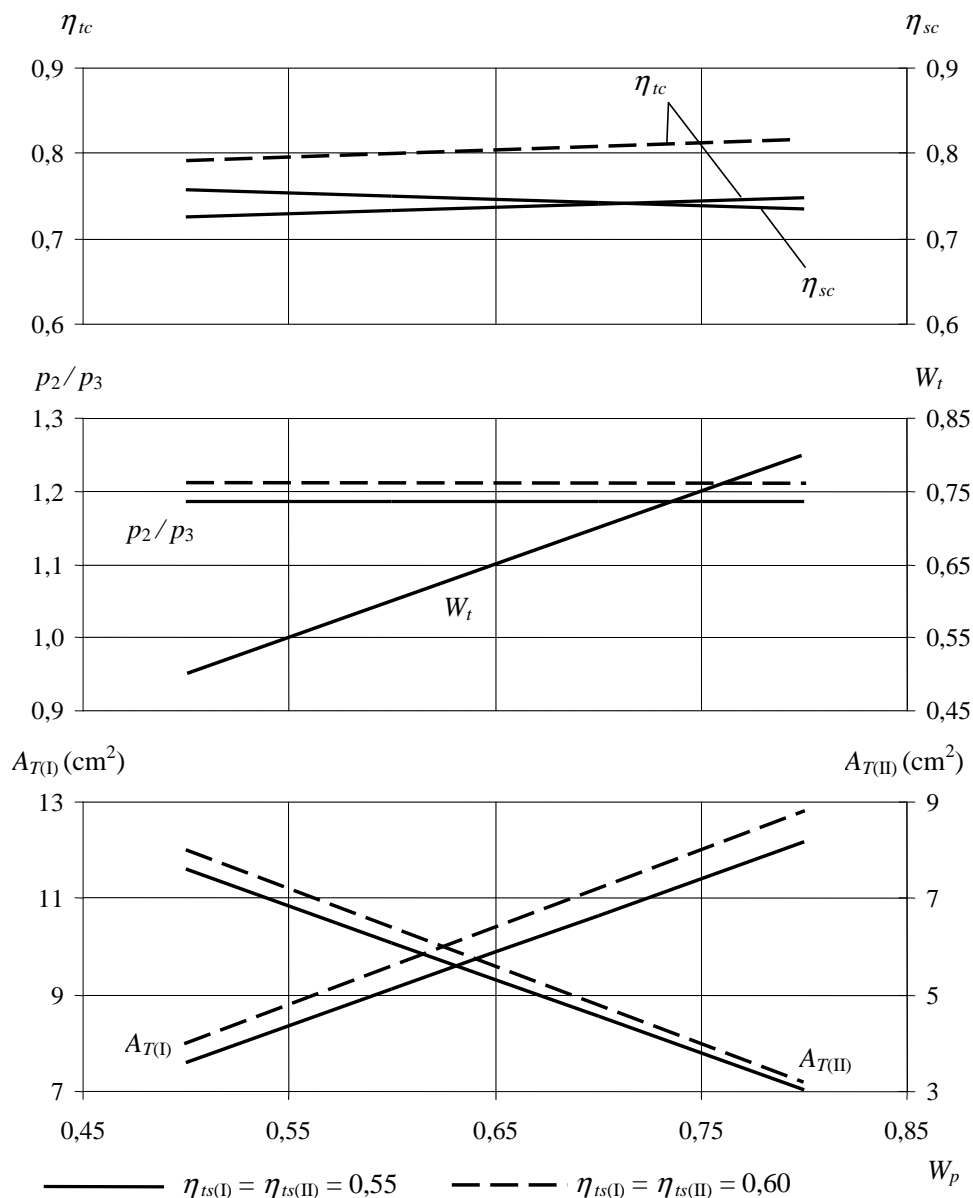
$$\psi_T = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_g}{\kappa_g - 1} \cdot \left[ \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{2}{\kappa_g}} - \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{\kappa_g + 1}{\kappa_g}} \right]} \quad (5.40)$$

## 5.5. Ocena uwarunkowań optymalnego podziału obciążenia pomiędzy turbosprężarki

W celu określenia ogólnych uwarunkowań najkorzystniejszego (ze względu na całkowitą sprawność układu doładowania) podziału obciążenia turbosprężarek, przy jednoczesnym uwzględnieniu warunków ich współpracy z silnikiem, wykonano obliczenia wielkości charakterystycznych układu doładowującego, wykorzystując równania bilansowe przedstawione w rozdz. 5.4. Podczas tych obliczeń przyjęto następujące warunki zasilania silnika: współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda = 1,5$ , zużycie powietrza przez silnik  $A = 0,2 \text{ kg / s}$ , ciśnienie doładowania  $p_2 = 0,15 \text{ MPa}$ . Dla uproszczenia założono stałą temperaturę spalin  $T_{3(I)} = T_{3(II)} = T_3 = 950 \text{ K}$  oraz stałociśnieniowe zasilanie turbiny. Odpowiednie obliczenia wykonano dla dwóch różnych, przykładowo zadanych, stałych wartości sprawności ogólnej obu turbosprężarek:  $\eta_{ts(I)} = \eta_{ts(II)} = 0,55$  oraz  $\eta_{ts(I)} = \eta_{ts(II)} = 0,6$ . Wyniki obliczeń podziału strumieni masy spalin pomiędzy turbiny  $W_t$  (wzór 5.24) oraz wymaganych przekrojów przelotowych skrzyń wlotowych w dużej turbinie  $A_{T(I)}$  i małej turbinie  $A_{T(II)}$  (równania 5.38–5.39), w zależności od podziału strumieni masy powietrza (obciążenia) sprężarek  $W_p$  (wzór 5.15), ilustruje rys. 5.4. Przy wyznaczaniu całkowitej sprawności zespołu sprężarek  $\eta_{sc}$  (równanie 5.19) założono stałe wartości sprawności sprężarek  $\eta_{s(I)} = 0,72$  i  $\eta_{s(II)} = 0,8$ .

W rozpatrywanym przypadku przebieg sprawności całkowitej zespołu sprężarek  $\eta_{sc}$  wskazuje na celowość zmniejszania obciążenia  $W_p$  dużej turbosprężarki. W przeciwieństwie do tego zmniejszenie  $W_p$  (przy zadanych wartościach sprawności turbosprężarek  $\eta_{ts(I)} = \eta_{ts(II)}$ ) prowadzi do spadku sprawności zespołu turbin  $\eta_{tc}$ . Przy takim przebiegu sprawności  $\eta_{tc}$  uzyskuje się określone zmiany podziału strumienia masy spalin pomiędzy turbosprężarkami ( $W_t$ ), z których wynikają wymagane przekroje przepływowe skrzyń wlotowych turbin  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$ . Wartości przekrojów  $A_{T(I)}$ ,  $A_{T(II)}$  w turbinach określają warunki ich właściwego zestawienia z odpowiednimi urządzeniami zespołu sprężarek, a w konsekwencji uzyskanie poprawnej

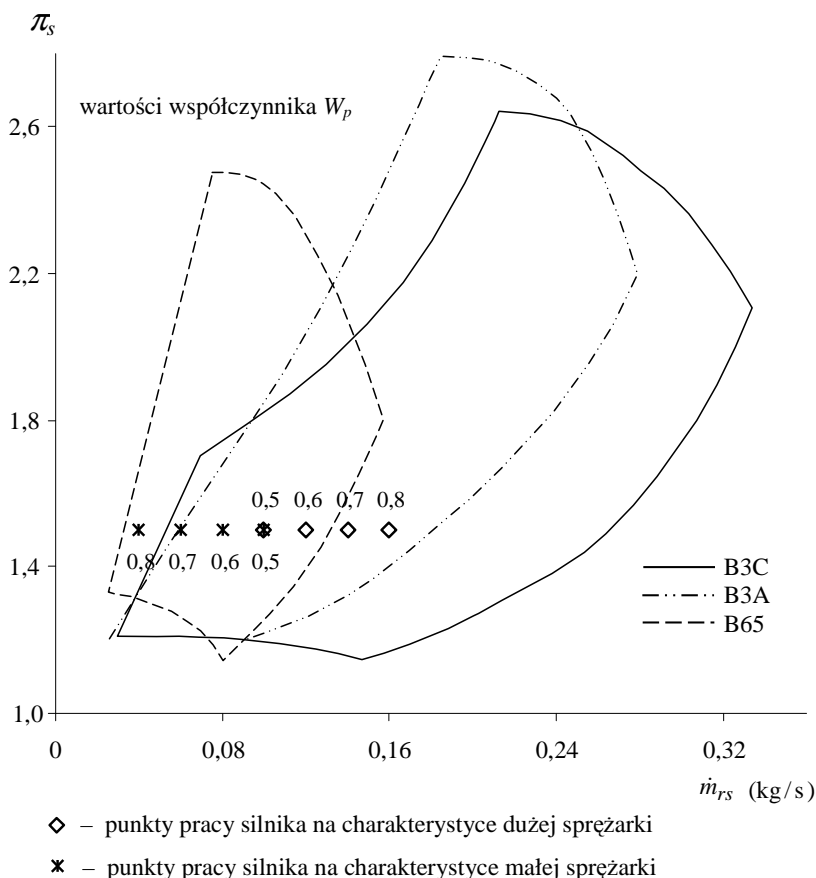
współpracy turbosprężarek z silnikiem oraz korzystnych warunków doładowania. Na rysunku 5.5 przykładowo przedstawiono charakterystyki przepływowe sprężarek WSK z typoszeregu B3C, B3A oraz B65, na które naniesione zostały punkty pracy silnika, wyznaczone dla różnych wartości parametru  $W_p$ .



Rys. 5.4. Wielkości charakterystyczne turbosprężarkowego zespołu doładowującego umożliwiające ocenę podziału mocy pomiędzy dwie turbosprężarki połączone równolegle

Z ich położenia wynika, że przy optymalnej ze względu na całkowitą sprawność sprężania  $\eta_{sc}$  wartości  $W_p = 0,5$  (rys. 5.4) najkorzystniejszym rozwiązaniem dla obu pracujących równolegle turbosprężarek są większe sprężarki z typoszeregu B3C i B3A. Przy optymalnej wartości  $W_p = 0,5$  punkty pracy silnika leżą w obszarach charakterystyk tych sprężarek odpowiadających zazwyczaj maksymalnym wartościom sprawności sprężania. Jednak w zestawieniu ze sprężarkami B3C i B3A (przy wyznaczonej optymalnej wartości  $W_p$ ) istotny problem stanowią wartości wymaganych przekrojów przelotowych turbin, a szczególnie małej turbiny  $A_{T(II)}$ . Zwiększanie strumienia masy powietrza z małej sprężarki wraz ze

zmniejszaniem  $W_p$  wymaga bowiem odpowiedniego zwiększenia przekroju przelotowego turbiny, co wynika z przebiegu krzywej  $A_{T(II)} = f(W_p)$  – rys. 5.4. Jednak zastosowanie większej turbosprężarki włączanej w drugim zakresie niekorzystnie wpływa na przebieg charakterystyki doładowania silnika (rozdz. 2.4.2). Z tego powodu korzystniejsze jest zwiększenie wartości  $W_p$ , co prowadzi do zwiększenia przekroju wlotowego dużej turbiny ( $A_{T(I)}$ ) oraz do konieczności zastosowania większej sprężarki z typoszeregu B3C. Jednocześnie uzyskuje się możliwość zmniejszenia przekroju wlotowego małej turbiny ( $A_{T(II)}$ ), co pozwala również na zmniejszenie sprężarki. Z rysunku 5.5 wynika, że przy dużych wartościach  $W_p$  w przypadku turbosprężarki włączanej w drugim zakresie należałoby zastosować sprężarkę B65.



Rys. 5.5. Charakterystyki przepływowe sprężarek z typoszeregu B3C, B3A oraz B65 z naniesionymi punktami pracy silnika, przy równoległym połączeniu turbosprężarek w przypadku różnych wartości  $W_p$  oraz przy stałym sprężu  $\pi_s = 1,5$

Do korzystnego przebiegu charakterystyki doładowania, przy jednoczesnym zachowaniu możliwie dużych wartości sprawności sprężania w sprężarkach, dochodzi spełnienie wymagania dotyczącego najniższego ciśnienia spalin  $p_3$  koniecznego dla uzyskania zakładanego ciśnienia doładowania  $p_2$  i przepływu powietrza do silnika. Przedstawione obliczenia w warunkach równowagi mocy pomiędzy urządzeniami zespołu sprężarek i turbin wykonano dla stałych wartości sprawności ogólnej turbosprężarek. Uzyskane odległości pomiędzy odpowiednimi przebiegami krzywych określają zakres możliwych zmian parametrów, pod warunkiem, że leżą one w przyjętym zakresie sprawności turbosprężarek 0,55–0,6, co oznacza, że jest to związane ze stanem rozwoju i z jakością ich konstrukcji.

## 5.6. Wnioski ze studiów teoretycznych

Z przedstawionych studiów teoretycznych wynikają określone problemy optymalizacji parametrów doboru turbosprężarek do trakcyjnego silnika z doładowaniem zakresowym, związane zarówno z właściwym podziałem ich obciążenia, jak i z zapewnieniem oczekiwanego przebiegu charakterystyki napędowej silnika.

W przypadku turbosprężarek pracujących w układzie równoległym optymalny (wg kryterium całkowitej sprawności zespołu sprężarek) podział pracy sprężania w sprężarkach odbiega od optymalnego podziału obciążenia w zespole turbin zarówno pod względem jego sprawności, jak i oczekiwanego przebiegu charakterystyki napędowej silnika. Istotnym ograniczeniem w poszukiwaniach optymalnej sprawności układu doładowania są wymagane przekroje przepływowe spalin w turbinach, które muszą zapewnić odpowiednią moc potrzebną do napędu sprężarek przy wyznaczonych wartościach strumieni masy powietrza. Jak pokazują wyniki obliczeń, zapewnienie optymalnego (wg kryterium sprawności sprężania) podziału obciążenia w turbosprężarkach może prowadzić do niekorzystnego zestawienia wielkości przekrojów przepływowych w turbinach, w szczególności do zwiększenia przekroju włączanej mniejszej turbiny. Spełnienie tego kryterium może zatem być sprzeczne z dążeniem do zapewnienia pożądaných parametrów roboczych takiego silnika. Zwiększenie drugiej turbosprężarki pogłębia bowiem nieciągłość charakterystyki doładowania podczas jej skokowego włączania, co prowadzi do niekorzystnych zmian przebiegu momentu obrotowego na charakterystyce zewnętrznej silnika. Wskazuje to na konieczność odpowiedniego doboru turbosprężarek oraz starannego podziału pomiędzy nie obciążenia, który powinien być kompromisem pomiędzy sprawnością takiego układu doładowania a oczekiwanym przebiegiem charakterystyki napędowej silnika.

Omówione w rozdz. 5.5 przebiegi wielkości charakterystycznych zespołu doładowania zakresowego oraz wnioski wypływające z ich analizy uzyskane zostały przy uproszczeniu opisu charakterystyk turbosprężarek polegającym na przyjęciu stałych wartości ich sprawności. W rzeczywistych układach przedstawione trudności z właściwym podziałem obciążenia pomiędzy turbosprężarkami potęgują zmiany sprawności tych urządzeń wraz ze zmianą masowego natężenia przepływu powietrza i spalin. Potwierdzają to przedstawione wyniki analizy teoretycznej. Porównanie przebiegów przy dwóch różnych wartościach sprawności ogólnej turbosprężarek wskazuje na istotne różnice w podziale wymaganych przekrojów przepływowych. W związku z dużą liczbą czynników, a także w związku ze zróżnicowanym (często przeciwstawnym) ich oddziaływaniem na wskaźniki pracy silnika z doładowaniem zakresowym w przypadku szczegółowej analizy tych współzależności konieczne jest zastosowanie metod numerycznych bazujących na modelach matematycznych opisujących rzeczywiste charakterystyki turbosprężarek. Stwarza to możliwości użycia metod optymalizacyjnych podczas doboru parametrów konstrukcyjnych układu doładującego. Opis takiego modelu i programu numerycznego opracowanego przez autora, dostosowanego do doładowania zakresowego, przedstawiono w rozdz. 7 niniejszej pracy.



## 6. Wstępne badania porównawcze warunków współpracy turbosprężarek z silnikiem z doładowaniem zakresowym

### 6.1. Cel, zakres i warunki badań

W celu rozpoznania uwarunkowań poprawnego doboru dwóch turbosprężarek do trakcyjnego silnika ZS pracującego w układzie doładowania zakresowego oraz korzystnego kształtowania charakterystyki takiego silnika przeprowadzono wstępne badania eksperymentalne. Badania rzeczywistego silnika wykonano na hamowni w różnych wariantach konstrukcyjnych układu doładowania. Do jego konstrukcji wykorzystano turbosprężarki wyprodukowane przez Wytwórnię Sprzętu Komunikacyjnego w Rzeszowie. Mają one wymienne korpusy turbin, o zunifikowanych wymiarach kołnierzy mocujących. Umożliwia to uzyskanie określonej liczby kombinacji dostępnych w danym typoszeregu wirników sprężarek i przekrojów skrzyni wlotowej turbiny oraz różnych wariantów konstrukcyjnych urządzeń doładujących. Dla pierwszego zakresu pracy układu doładowania przewidziano wykorzystanie turbosprężarek z typoszeregu B3A o numerach katalogowych wirników sprężarek 259K, 279K oraz typoszeregu B3C z wirnikiem oznaczonym 309K w zestawieniu z turbiną o polu przekroju  $A_{T(I)}$  skrzyni wlotowej wynoszącym 14,0 oraz 16,8 cm<sup>2</sup>. W drugim zakresie zastosowano mniejsze turbosprężarki z typoszeregu B65, o numerach katalogowych wirników sprężarek 50, 60, z turbiną o przekroju  $A_{T(II)}$  równym 3,31 oraz 5,65 cm<sup>2</sup>. Ważniejsze parametry robocze turbosprężarek w odniesieniu do nowoczesnych konstrukcji podano w tab. C.1<sup>1</sup>. Z omówionych typoszeregów turbosprężarek zestawiono 8 wariantów konstrukcyjnych układu doładowania, które przedstawiono w tab. 6.1.

Tabela 6.1. Zestawienie turbosprężarek silnika z doładowaniem zakresowym

Zestawienie	Oznaczenie dużej turbosprężarki	Oznaczenie małej turbosprężarki
1	259K-16,8	60-5,65
2	259K-14	60-5,65
3	279K-16,8	60-5,65
4	279K-14	60-5,65
5	309K-16,8	60-5,65
6	309K-14	60-5,65
7	309K-16,8	50-5,65
8	309K-16,8	60-3,31

<sup>1</sup> Tabele i wzory oznaczone dużymi literami oraz cyframi umieszczono w załącznikach na końcu pracy.

Przebieg charakterystyk pracy silnika i układu doładowania rejestrowano w warunkach charakterystyki zewnętrznej oraz obciążeniowej. W przypadku charakterystyk pełnej mocy pomiary wykonano w zakresie użytecznych prędkości obrotowych silnika od 1000 do 2200 obr/min, przy zachowaniu jednakowej dawki paliwa  $q_o$  – tak jak w silniku bez regulacji oraz po dokonaniu korekcji dawkowania pompy wtryskowej. Jakość doboru turbosprężarek do silnika określano na podstawie położenia linii zasysania silnika, które naniesiono na charakterystyki przepływowo sprężarek. Celem tych badań była ocena poprawności współpracy turbosprężarek oraz warunków doładowania, wynikających z przyjęcia określonej konstrukcji zespołu doładującego w całym polu charakterystyki ogólnej silnika. Uzyskane wyniki posłużyły jako materiał porównawczy podczas oceny bilansu energetycznego silnika wyposażonego w jedną lub dwie współpracujące z nim turbosprężarki oraz stanowiły pewien punkt odniesienia do rezultatów analizy teoretycznej (rozdz. 5.5) oraz prezentowanych w literaturze poglądów nt. zastosowania doładowania zakresowego w trakcyjnych silnikach spalinowych.

Wyniki tych badań porównano z charakterystyką uzyskaną dla silnika z seryjną turbosprężarką B4A z wirnikiem sprężarki o numerze katalogowym 270 i ze skrzynią wlotową turbiny o polu przekroju  $A_T = 21 \text{ cm}^2$  oraz z charakterystyką silnika doładowanego za pomocą turbosprężarki 309K-16,8, pracującej w układzie z upustową regulacją doładowania. Dążono do ogólnej oceny, w jakim stopniu uzyskiwane wyniki są zależne od rodzaju i cech konstrukcji układu doładowania, a w jakim stopniu mogą mieć charakter uniwersalny. Możliwość takiego uogólnienia pozwoliła na wstępne wyodrębnienie parametrów decydujących o podstawowych właściwościach silnika przy doborze turbosprężarek oraz wielkości sterujących procesowi badawczemu i zakresu ich zmienności. Stanowiło to podstawę wyboru postaci modelu oraz wykorzystania wyników tych badań podczas jego identyfikacji.

W badaniach przewidziano odpowiednie zabezpieczenia wymagane dla zapewnienia trwałej i bezpiecznej pracy silnika i turbosprężarek. Uwzględniono m.in. warunek zachowania dopuszczalnej temperatury spalin ( $760^\circ\text{C}$ ) oraz warunek zachowania dopuszczalnej wartości ciśnienia doładowania, które nie powinny przekroczyć wartości osiąganą w znamionowych punkcie pracy silnika z seryjną turbosprężarką. W przypadku doładowania zakresowego to ostatnie ograniczenie wyznaczało prędkość obrotową oraz obciążenie silnika, przy których wymagane było włączenie do pracy mniejszej turbosprężarki. Podobne kryterium zastosowano podczas ustalania wymaganej charakterystyki pracy zaworu upustowego spalin realizującego również funkcje zabezpieczające silnik i turbosprężarką przed przeciążeniem.

Drugą grupę badań stanowiskowych stanowiły badania kierunkowe silnika z układem doładowania, umożliwiającym regulację parametrów doładowania w szerokim zakresie ciśnienia i temperatury. Badania te pozwoliły na zebranie bogatego materiału doświadczalnego i materiału identyfikacyjnego na potrzeby tworzonego modelu silnika.

W niniejszym rozdziale omówiono ważniejsze wyniki wstępnych badań porównawczych, natomiast w rozdz. 7 – część wyników badań identyfikacyjnych silnika.

## 6.2. Charakterystyka obiektu badań

Badania dotyczące współpracy układu doładowania zakresowego z silnikiem wykonano na sześciocyndrowym silniku użytkowym PZL-Mielec SW 680. Podstawowe dane i wskaźniki porównawcze badanego silnika w wersji turbodoładowanej bez chłodzenia powie-

trza doładowanego zestawiono w tab. A.1. Silnik ten należy do grupy klasycznych silników wysokoprężnych stosowanych w starszych typach samochodów ciężarowych. Pomimo tego reprezentuje on system spalania, który jest obecnie uznawany za najbardziej rozwojowy i zgodny z tendencjami światowymi. Komora spalania ma kształt toroidalny i jest umieszczona w tłoku oraz przesunięta względem jego osi. Natomiast układ wtryskowy ma klasyczną konstrukcję z rzędowną pompą tłoczkową. Badany silnik ma objętość cylindra wynoszącą  $1850 \text{ cm}^3$ , co odpowiada pod względem wielkości współczesnym silnikom przeznaczonym do dużych samochodów ciężarowych. Silniki tego typu (o mocy zależnej od regulacji, wynoszącej od 147 kW do 192 kW) doczekały się wielu modyfikacji i oferowane są również obecnie, m.in. jako źródło napędu maszyn roboczych.

Podczas badań na doborze turbosprężarek do silnika oraz oceny warunków ich współpracy jedną z najistotniejszych cech obiektu jest konstrukcja układu wymiany ładunku. Jego rozwiązanie determinuje zarówno właściwości przepływowe silnika oraz warunki zasilania turbin, jak i układ charakter zawirowania czynnika w cylindrze. W badanym silniku SW 680 układ wymiany ładunku ukształtowany jest w klasyczny sposób. Zarówno układ dolotowy, jak i układ wylotowy wyposażono w pojedyncze styczne kanały. Konstrukcja dwusegmentowej głowicy umożliwia łączenie kanałów dolotowych i wylotowych sąsiednich cylindrów. Dzielony kolektor wylotowy z kanałami odprowadzającymi spaliny z trzech cylindrów do każdego przewodu wylotowego pozwala na pulsacyjne zasilanie turbiny o dwuprzepływowej skrzyni wlotowej. Również cechy konstrukcyjne układu rozrzędu odpowiadają rozwiązaniu klasycznemu z dwoma zaworami na jednym cylindrze i z jednym wałkiem w kaźlubie.

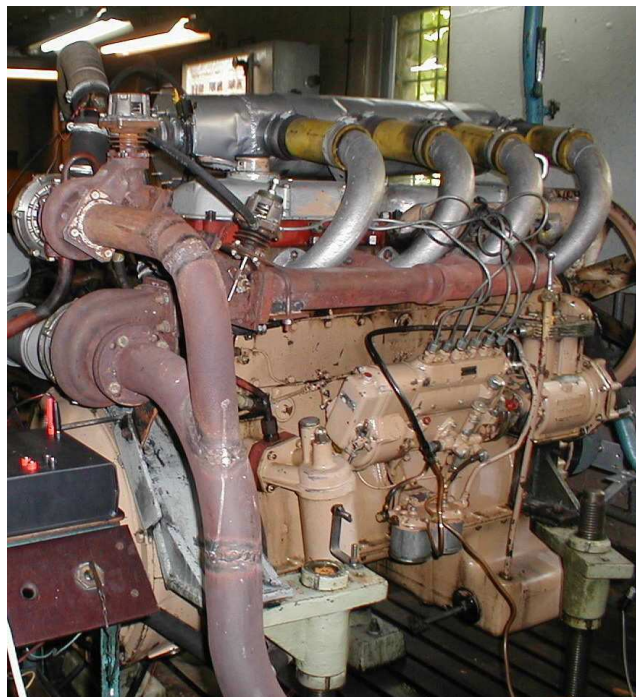
Wykorzystanie tego silnika do badania współpracy z układem doładowania zakresowego było uzasadnione tym, że jest to obiekt gruntownie przebadany, o znanych cechach termodynamicznych i przepływowych, szczególnie ze względu na wyniki wcześniejszych badań z zastosowaniem różnych metod doładowania prowadzonych pod kierownictwem oraz przy współdziałaniu autora w Katedrze Eksploatacji Pojazdów Samochodowych (KEPS) [66, 67, 140, 144]. Wyniki tych badań stanowiły materiał porównawczy podczas oceny możliwości przewyciężenia ograniczeń turbodoładowania trakcyjnych silników o ZS oraz poszukiwania ogólnych prawidłowości o walorze naukowym, mogących pomóc w weryfikacji poprawności wyników badań autora w przypadku wybranej metody doładowania. Ponadto w badaniach porównawczych oraz w założeniach przyjętych podczas konstruowania modelu silnika z doładowaniem zakresowym istotne były wyniki badań silnika SW 680 z układem doładowania, umożliwiającym regulację parametrów doładowania w szerokim zakresie ciśnienia i temperatury [66], które posłużyły do identyfikacji charakterystyk jego pracy.

Przystosowanie silnika do badań w przypadku doładowania zakresowego wymagało wprowadzenia w jego konstrukcji wielu zmian. Polegały one głównie na modyfikacji układów dolotowego i wydechowego oraz na wykonaniu wielu dodatkowych elementów sterujących przepływem powietrza i spalin. Schemat układu doładowania zakresowego silnika SW 680 przedstawiono na rys. 6.1 b. Podobnie jak w badaniach prowadzonych przez firmę Volvo (rys. 2.5 b) zastosowano turbosprężarki różnej wielkości, połączone z układem wylotowym silnika za pośrednictwem specjalnie zaprojektowanego rozgałęzienia (3), którym zabudowany został uchylny zawór (4) zamykający dopływ spalin do małej turbosprężarki (2). Natomiast w celu odciążenia mniejszej sprężarki od zbiornika wyrównawczego układu dolotowego (6), w którym panuje ciśnienie doładowania wytwarzane przez pracującą większą tur-

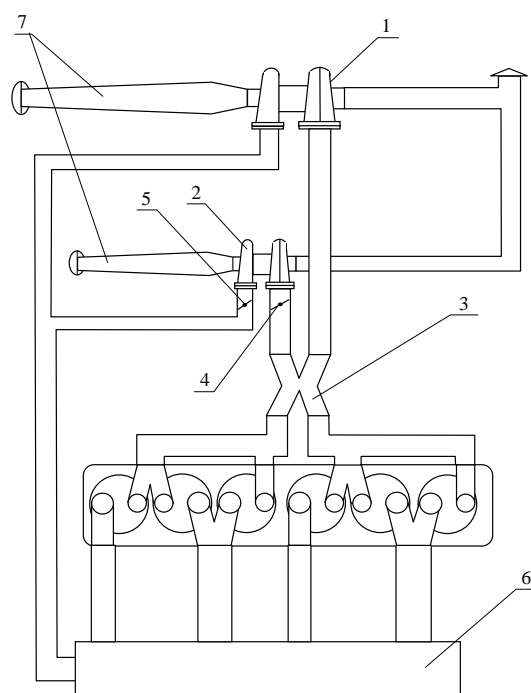


bospężarkę (1), zastosowano przepustnicę (5). Dokładny opis konstrukcji układu doładowania zawarty jest w pracy autora [51].

a)



b)

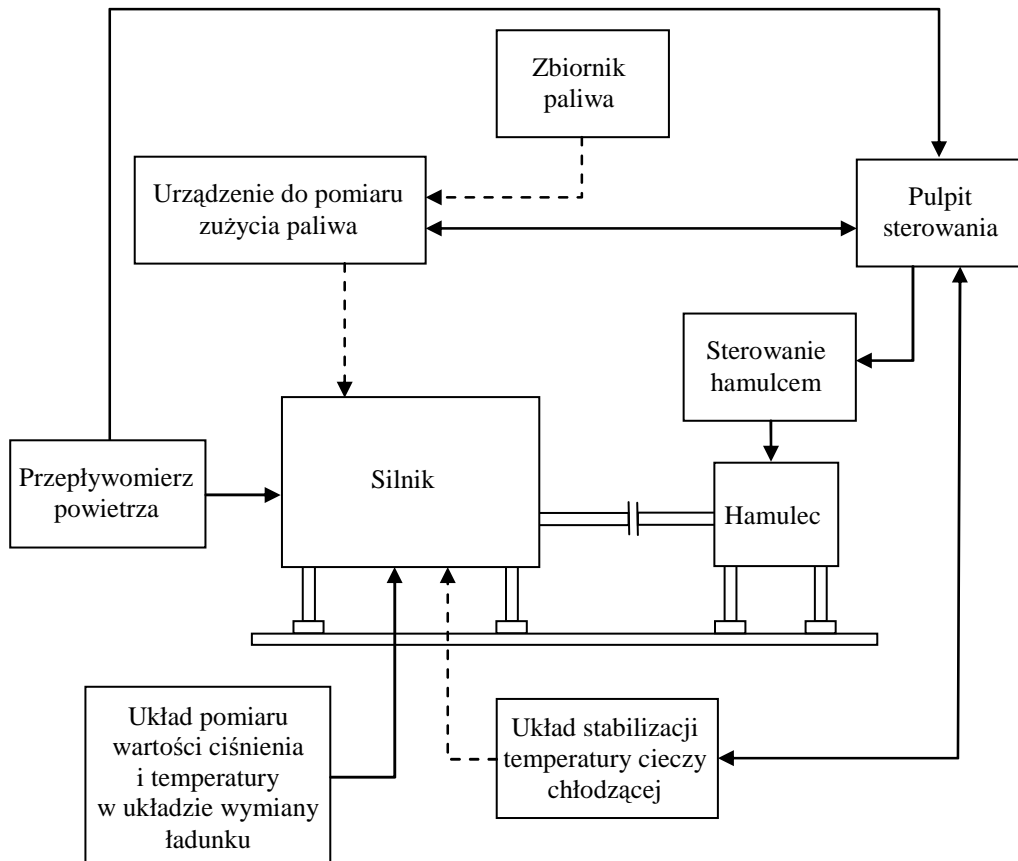


Rys. 6.1. Widok silnika (a) oraz schemat układu doładowania zakresowego (b) zbudowanego przez autora w Katedrze Eksploatacji Pojazdów Samochodowych: 1 – duża turbosprężarka, 2 – mała turbosprężarka, 3 – rozgałęzienie, 4 – zawór między turbiną a silnikiem, 5 – przepustnica między sprężarką a silnikiem, 6 – kolektor dolotowy, 7 – wlot powietrza przystosowany do pomiaru strumienia masy powietrza

### 6.3. Stanowisko badawcze

Badania silnika prowadzono na typowej hamowni silnikowej, zgodnie ze schematem przedstawionymi na rys. 6.2. Głównym elementem stanowiska badawczego było urządzenie do pomiaru mocy silników. Stanowisko było wyposażone w układ stabilizacji temperatury cieczy chłodzącej. Wykorzystano również układy do pomiaru: zużycia paliwa, zużycia powietrza, temperatury i ciśnienia w układzie wymiany ładunku, zadymienia spalin, cieplnego stanu pracy silnika (temperatury cieczy i oleju silnikowego) i stanu otoczenia.

Do pomiarów obciążenia wykorzystano hamulec hydrauliczny typu HWZ-3 wyposażony w układ stabilizacji ciśnienia zasilającej wody. Zmodernizowana konstrukcja hamulca, w którym do napędu przesłon regulacyjnych zastosowano serwomechanizm umożliwia sterowanie obciążeniem hamulca z pulpitu zdalnego starowania. Do pomiaru momentu obrotowego silnika wykorzystano precyzyjny czujnik tensometryczny, na który oddziałuje ramię przymocowane do korpusu hamulca. Pomiar prędkości obrotowej przeprowadzono za pomocą optycznego nadajnika impulsów. Rozwiązania te zapewniają dużą dokładność pomiarową podstawowych parametrów pracy silnika.



Rys. 6.2. Schemat budowy stanowiska badawczego

Do pomiarów zużycia paliwa stosowano paliwomierz grawimetryczny AMX 240 z elektronicznym sterownikiem AMX 212F. Jego głównymi elementami są naczynie pomiarowe (miernica), zawór sterujący dopełnieniem paliwa oraz czujnik tensometryczny, który umożliwia dużą dokładność pomiaru masowego natężenia przepływu paliwa, niezależnie od wielkości dawki pomiarowej. Bezwzględne zużycie paliwa określano, mierząc czas zużycia pomiarowej dawki paliwa. Jednostkowe zużycie paliwa obliczano na podstawie pomiarów bezwzględnego zużycia paliwa, momentu obrotowego i prędkości obrotowej silnika, korzystając z powszechnie znanych zależności.

Zużycie powietrza przez silnik określano za pomocą masowego przepływomierza powietrza FMT700-P (Sensyflow P) z elektronicznym sterownikiem, działającego na zasadzie termoanemometru z tzw. gorącym filmem. System ten charakteryzuje się niewielką stratą ciśnienia oraz brakiem wrażliwości na zmiany ciśnienia i temperatury przepływającego powietrza, co pozwoliło zachować dużą dokładność pomiarową w całym badanym zakresie pracy ( $A = 300 - 1100 \text{ kg/h}$ ) oraz we wszystkich warunkach otoczenia. Wyniki pomiarów zużycia paliwa oraz powietrza przez silnik wykorzystano w badaniach identyfikacyjnych współczynnika napełnienia oraz współczynnika nadmiaru powietrza.

Do pomiaru zadymienia spalin użyto dymomierza MAHA MDD 02, który określał zadymienie spalin wyrażone w jednostkach współczynnika absorpcji  $k$ . W prowadzonej analizie podstawowe znaczenie miało porównywanie wartości współczynnika absorpcji uzyskanych w zależności od zastosowanych turbosprężarek oraz charakterystyk sterowania ich pracą.

Duże znaczenie w porównawczej analizie wyników badań silnika i układu doładowania miały pomiary parametrów termodynamicznych czynnika w układzie wymiany ładunku. W ramach badań warunków współpracy silnika i urządzeń doładowujących rejestrowano temperaturę powietrza doładowanego w zbiorniku wyrównawczym oraz spalin bezpośrednio w skrzyni wlotowej turbiny, wykorzystując do tego termopary wraz z odpowiednimi wyświetlaczami na ogólnie znanych zasadach. W przypadku pomiarów temperatury spalin przeprowadzanych przy dużych prędkościach przepływu, przy których następuje wyhamowanie strumienia spalin na elemencie pomiarowym, mierzona temperatura przyjmuje wartość większą od jej składowej statycznej. Jeżeli pominię się wymianę ciepła zachodzącą na czujniku, uwzględnianą przez współczynnik odzyskania temperatury, to można przyjąć, że temperatura mierzona przez czujnik równa jest temperaturze całkowitej. W badanym zakresie temperatury oraz prędkości przepływu błąd wyznaczenia całkowitej temperatury, wynikający z przyjętej metody pomiarowej, nie powinien przekraczać 0,6% [220]. Ciśnienie powietrza doładowanego mierzono za pomocą laboratoryjnego manometru wskazówkowego, natomiast do pomiaru ciśnienia powietrza przed zespołem sprężarek oraz spalin przed zespołem turbin wykorzystano manometry cieczowe – wodne i rtęciowe.

Rejestrowano również parametry otoczenia: ciśnienie, temperaturę oraz wilgotność powietrza, które miały istotne znaczenie zarówno ze względu na przebieg linii zasysania silnika przy odwzorowaniu warunków pracy sprężarki, jak i dla oceny mocy oraz momentu obrotowego. Wyniki pomiarów służące do wyznaczenia charakterystyki silnika opracowano zgodnie z PN-ISO 15550, 3046-1, 3046-3.

W trakcie badań przeprowadzono pomiary temperatury oleju smarującego oraz temperatury cieczy chłodzącej, korzystając z wyposażenia układu do stabilizacji temperatury. Wyniki tych pomiarów pełniły jedynie funkcje kontrolne i nie podlegały dalszej analizie.

Przy opracowywaniu wyników pomiarów uwzględniono zalecenia Międzynarodowej Normy Oceny Niepewności Pomiaru, opracowanej przez International Organization for Standardization (ISO)<sup>2</sup>. W przypadku pomiarów bezpośrednich wyznaczono niepewność standardową, opartą zarówno na analizie statystycznej serii pomiarów (metoda typu A), jak i na wykorzystaniu informacji o niepewności maksymalnej określonej przez producenta przyrządu pomiarowego (metoda typu B). Ze względu na rozrzut wyników pomiarów oraz niepewność wzorcowania przyrządów pomiarowych określono także niepewność standardową całkowitą. Dla mierzonych wielkości, obliczanych z zależności funkcyjnych, oszacowano złożoną niepewność standardową pomiarów pośrednich (zał. B). Podstawowe dane przyrządów pomiarowych oraz niepewności pomiarowe, wynikające z klasy przyrządu pomiarowego lub wielkości działki elementarnej przyrządu (jeżeli wynik odczytywano z dokładnością do jednej działki), zawarto w tab. B.1. W tabeli tej zestawiono także wartości niepewności względnej, które określono w obszarze objętym badaniami doświadczalnymi.

## 6.4. Wyniki badań i ich dyskusja

Wyniki badań eksperymentalnych silnika SW 680 z doładowaniem zakresowym w przyjętych wariantach konstrukcyjnych układu doładowania (tab. 6.1) pozwoliły na ocenę przydatności

---

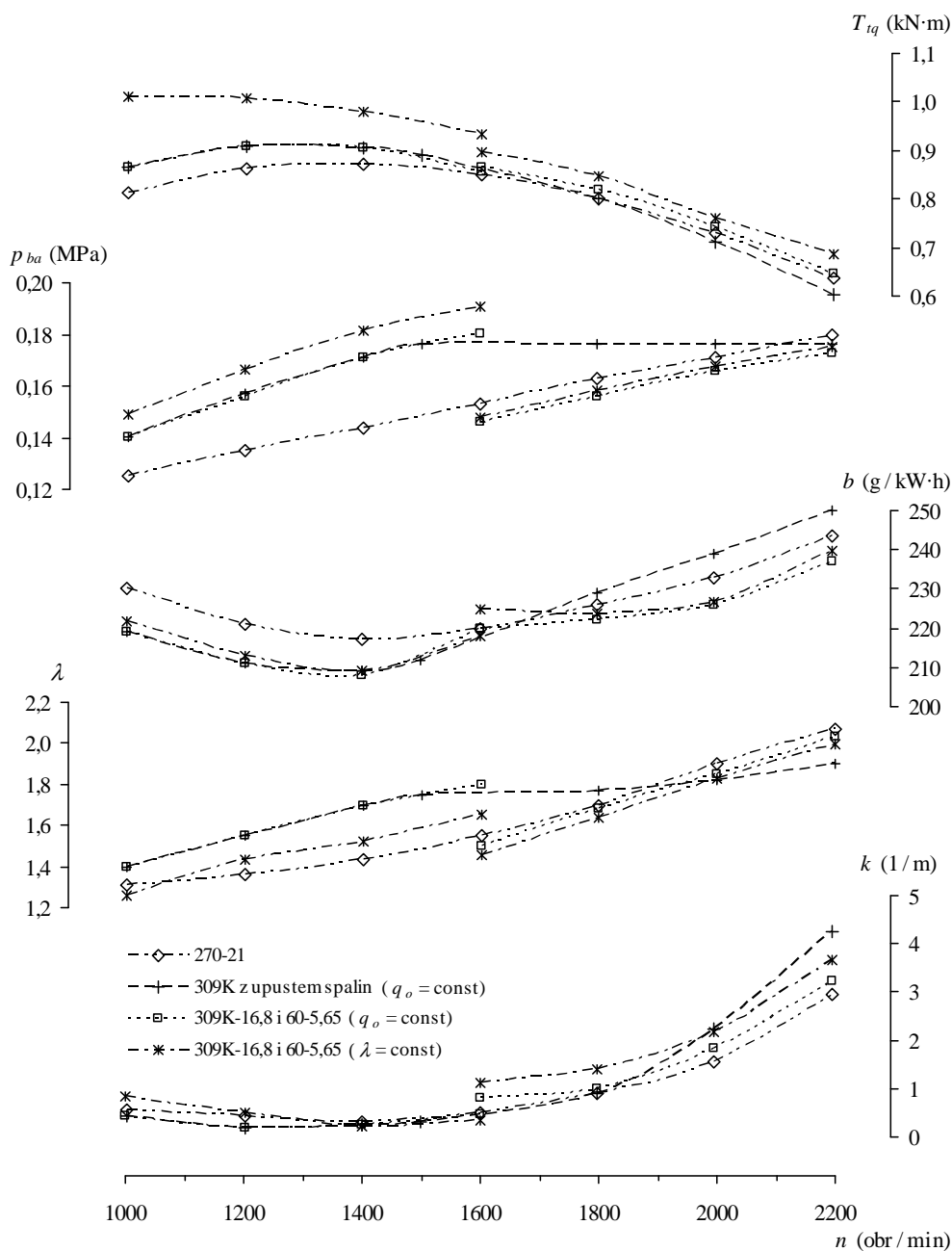
<sup>2</sup> Norma ta jest opisana w Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement (ISO 1993) oraz zalecana i stosowana przez większość organizacji międzynarodowych zajmujących się pomiarami, w tym także przez polski Główny Urząd Miar [226].

ci turbosprężarek wg kryterium zachowania dopuszczalnych warunków ich współpracy z silnikiem [43, 44, 46]. W ocenie tej uwzględniono także warunek nieprzekraczania granicy pompowania sprężarki oraz warunek zachowania minimalnej sprawności sprężania (60%). Na podstawie przyjętych kryteriów tej oceny odrzucono małą sprężarkę z wirnikiem 50, pracującą w drugim zakresie, ze względu na niebezpieczeństwo przekroczenia granicy pompowania przy małych wartościach prędkości obrotowej silnika. Niekorzystne warunki współpracy z silnikiem uzyskano również w przypadku dużych sprężarek 259K, 279K, które zestawione z turbiną o przekroju  $A_{T(1)} = 14 \text{ cm}^2$  charakteryzowały się małą sprawnością sprężania. Szybkie narastanie ciśnienia doładowania na charakterystyce pełnej mocy wraz ze zwiększaniem się prędkości obrotowej wymuszało wczesne przełączanie trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami lub otwarcie zaworu upustowego spalin. W przypadku zastosowania upustowej regulacji doładowania problemem okazał się także zbyt wąski zakres zmienności strumienia masy powietrza sprężarek.

Przebieg krzywych momentu obrotowego  $T_{iq}$  oraz jednostkowego zużycia paliwa  $b$  na charakterystyce pełnej mocy wskazuje na korzyści płynące z zastosowania mniejszej turbosprężarki o bardziej stromej charakterystyce przepływowej turbiny (zmniejszonym przekroju skrzyni wlotowej). Na rysunku 6.3 przedstawiono porównanie wybranych parametrów pracy silnika SW 680 z seryjną turbosprężarką 270-21 bez regulacji, z turbosprężarką 309K-16,8 i regulacją upustową oraz silnika z doładowaniem zakresowym z turbosprężarkami 309K-16,8 i 60-5,65. W warunkach zachowania dawkowania paliwa, tak jak w silniku z seryjną turbosprężarką, zwiększonemu ciśnieniu doładowania oraz współczynnikowi nadmiaru powietrza  $\lambda$  towarzyszy zwiększenie sprawności ogólnej. W rezultacie zarówno w silniku z regulacją upustową, jak i z doładowaniem zakresowym uzyskano ponad 4-procentowy wzrost wartości momentu obrotowego  $T_{iq}$  z korzystnym przemieszczeniem jego maksimum na wykresie charakterystyki pełnej mocy w kierunku mniejszej prędkości obrotowej, przy obniżonym jednostkowym zużyciu paliwa  $b$ . Jednocześnie zmniejszyło się zadymienie spalin wyrażone współczynnikiem absorpcji  $k$ . Zwiększeniu momentu obrotowego oraz poprawie ekonomiczności pracy silnika przy małych i średnich wartościach prędkości obrotowej sprzyjają również korzystne warunki współpracy silnika z turbosprężarką. Rysunek 6.4 przedstawia przebieg linii zasysania silnika SW 680 z doładowaniem zakresowym oraz z upustową regulacją doładowania w przypadku omawianych turbosprężarek, które naniesiono na wykresy charakterystyk przepływowych sprężarek 309K i 60. W zakresie prędkości obrotowych od 1000 do 1600 obr/min, zarówno przy regulacji upustowej, jak i przy doładowaniu zakresowym w trybie pracy z jedną turbosprężarką 309K-16,8, linie współpracy silnika ze sprężarką 309K przebiegają przez obszary jej charakterystyki o dużej sprawności sprężania oraz w odpowiedniej odległości od granicy pompowania.

Powyżej punktu przełączania turbosprężarek w układzie doładowania zakresowego, przy prędkości obrotowej przekraczającej 1600 obr/min, ta metoda doładowania okazała się bardziej korzystna, na co decydujący wpływ ma lepsze zestrojenie charakterystyk przepływowych silnika z turbosprężarkami 309K-16,8 i 60-5,65. Jedynie przy najmniejszych wartościach prędkości obrotowej w drugim zakresie punkty współpracy silnika ze sprężarką 60 przybliżają się do granicy pompowania, zachowując jednak od niej dopuszczalną odległość. W przypadku upustowej regulacji doładowania przy dużych wartościach prędkości obrotowej, szczególnie w otoczeniu znamionowego punktu pracy, linia zasysania silnika przebiega przez obszary charakterystyki sprężarki 309K o bardzo małej sprawności. Odzwierciedla się to

w pogorszeniu wskaźników operacyjnych (rys. 6.3). Towarzyszy temu zmniejszenie współczynnika nadmiaru powietrza i znaczny wzrost zadymienia spalin. Niekorzystne warunki współpracy turbosprężarki z silnikiem oraz upust spalin, którego wartość w warunkach znamionowych przekracza 15% masy spalin, powodują także pewne obniżenie momentu obrotowego i pogorszenie sprawności silnika. Sugeruje to wyraźnie potrzebę poszerzenia zakresu pracy sprężarki, przy zachowaniu odpowiedniej sprawności sprężania.

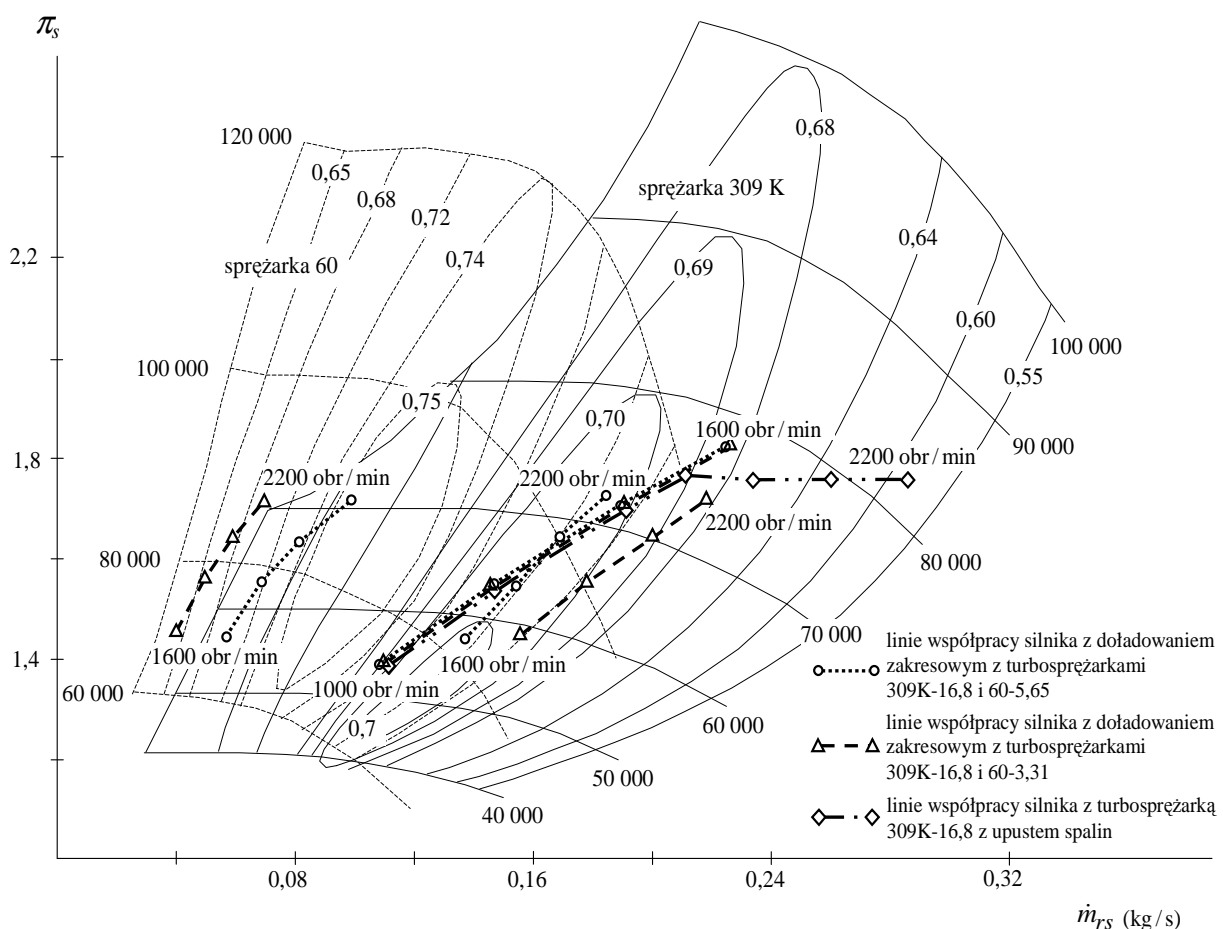


Rys. 6.3. Porównanie charakterystyk pełnej mocy silnika SW 680 z turbosprężarkami 270-21, 309K-16,8 z upustem spalin oraz 309K-16,8 i 60-5,65 z doładowaniem zakresowym

Dla spełnienia oczywistego postulatu pełnego wykorzystania doprowadzonego powietrza i całej konstrukcji podczas badań porównawczych przeprowadzono odpowiednią korektę

dawkowania paliwa, dążąc do zachowania jednakowej wartości współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  na charakterystyce pełnej mocy – tak jak w silniku z fabryczną turbosprężarką.

Mimo pewnych rozbieżności wartości  $\lambda$ , w stosunku do zakładanego przebiegu, wyniki tych badań (rys. 6.3) wskazują na bardzo korzystne ukształtowanie charakterystyki zewnętrznej silnika z doładowaniem zakresowym, zwłaszcza w zakresie pracy jednej turbosprężarki. Uzyskano 25-procentowy wzrost wartości momentu obrotowego  $T_{tq}$  ze zmianą położenia jego maksimum przy najmniejszej wartości użytecznego przedziału prędkości obrotowej [142]. Jednocześnie zachowano korzystne wartości zadymienia spalin, przy mniejszym jednostkowym zużyciu paliwa  $b$ . Poprawie przebiegu krzywej momentu obrotowego, przy zachowaniu korzystnych wartości sprawności ogólnej silnika, zarówno w trybie pracy z jedną turbosprężarką, jak i z dwiema turbosprężarkami, sprzyja właściwy dobór turbosprężarek do silnika (rys. 6.4). Utrzymanie dużej całkowitej sprawności układu doładowania bez nadmiernego wzrostu oporów wydechu, zwłaszcza przy dużych prędkościach obrotowych silnika, pozwala uniknąć „ujemnego” przepłukania cylindrów oraz zwiększenia strat wymiany ładunku, kompensując obniżenie ciśnienia doładowania i związany z tym spadek sprawności cieplnej silnika. Jednak zmniejszeniu nadmiaru powietrza w zakresie pracy dwóch turbosprężarek towarzyszy zwiększenie emisji dymu.

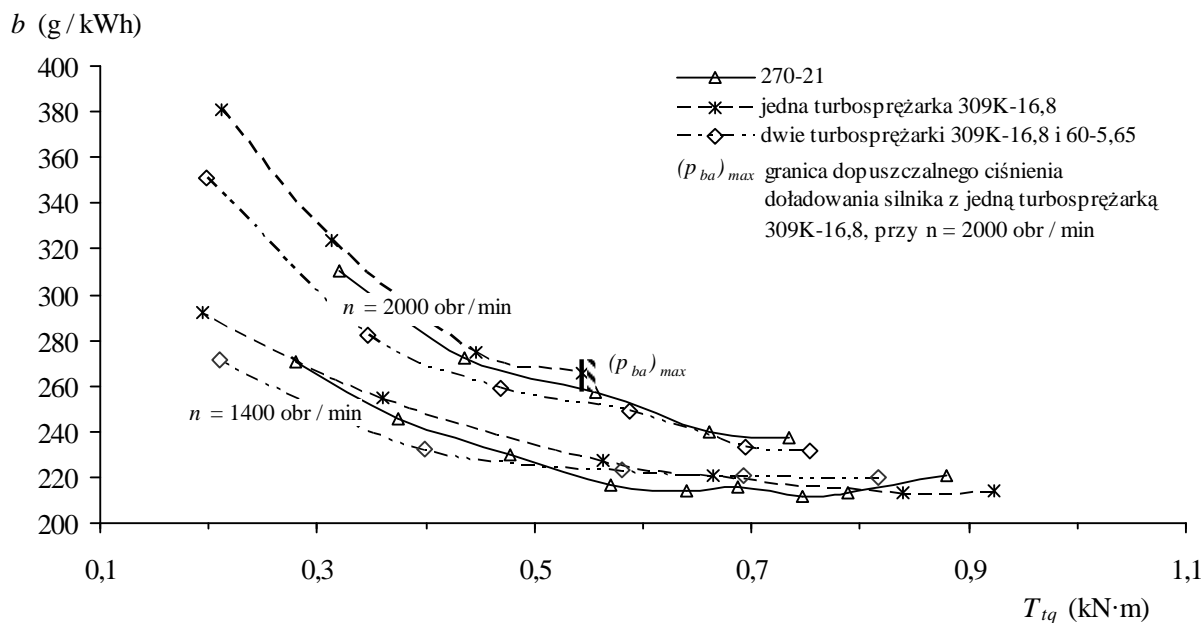


Rys. 6.4. Przebieg linii zasysania silnika SW 680 na charakterystykach przepływowych sprężarek w przypadku upustowej regulacji doładowania z turbosprężarką 309K-16,8 oraz z doładowaniem zakresowym z turbosprężarkami 309K-16,8 i 60-5,65 oraz 309K-16,8 i 60-3,31

W związku z pogorszeniem parametrów energetycznych i ekologicznych silnika z doładowaniem zakresowym w trybie pracy z dwiema turbosprężarkami przeprowadzono odpowiedni eksperyment, który zmierzał do zwiększenia ciśnienia doładowania w wyniku wybrania turbiny o bardziej stromej charakterystyce przepływowej. Aby nie naruszać nałożonych ograniczeń, szczególnie w pobliżu największej prędkości obrotowej w pierwszym zakresie, zmniejszono przekrój  $A_{T(II)}$  skrzyni wlotowej turbiny z 5,65 do 3,31 cm<sup>2</sup> w małej turbosprężarce pracującej w drugim zakresie. W trakcie badań okazało się, że taka zmiana parametrów konstrukcyjnych układu doładowania nie doprowadziła do zwiększenia wartości ciśnienia doładowania, które w pobliżu punktu znamionowego uległo nawet pewnemu obniżeniu [47]. Rozpatrując przebieg linii zasysania silnika (rys. 6.4), można stwierdzić, że taki efekt jest m.in. wynikiem widocznego pogorszenia warunków współpracy silnika z turbosprężarkami 309K-16,8 i 60-3,31. W rezultacie nadmiernego zdławienia przepływu spalin przez mniejszą turbosprężarkę zmniejszył się udział małej sprężarki 60 w całkowitym strumieniu masy powietrza, przy jednoczesnym zwiększeniu strumienia masy z większej sprężarki 309K. W obu przypadkach spowodowało to niekorzystne przemieszczenie linii zasysania silnika w obszary o mniejszej sprawności, prowadząc do spadku sprawności całkowitej układu doładowania.

Ze względu na niekorzystny przebieg charakterystyki zewnętrznej silnika SW 680 z upustową regulacją doładowania z turbosprężarką 309K-16,8, zwłaszcza w pobliżu znamionowego punktu pracy, przy dużych wartościach upustu spalin, badania porównawcze obejmujące zakres obciążeń częściowych ograniczono do silnika z seryjną turbosprężarką 270-21 oraz z doładowaniem zakresowym z turbosprężarkami 309K-16,8 i 60-5,65. Na rysunku 6.5 przedstawiono charakterystyki obciążeniowe jednostkowego zużycia paliwa silnika z omawianymi turbosprężarkami, które sporządzono przy prędkości obrotowej 1400 oraz 2000 obr/min. Szczególnego znaczenia nabiera porównanie przebiegu krzywych jednostkowego zużycia paliwa silnika z doładowaniem zakresowym w trybie pracy z jedną turbosprężarką oraz z dwiema turbosprężarkami. Dla obu wartości prędkości obrotowej w zakresie obciążeń częściowych większe wartości jednostkowego zużycia paliwa  $b$  uzyskiwane są w trybie pracy z jedną turbosprężarką 309K-16,8 – zarówno w stosunku do silnika z jedną seryjną turbosprężarką 270-21, jak i do silnika z dwiema turbosprężarkami 309K-16,8 i 60-5,65 pracującymi równolegle. Zmniejszenie sprawności ogólnej silnika przy większych wartościach ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  oraz współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  wskazuje na wyraźne zmniejszenie sprawności mechanicznej w wyniku zwiększenia strat tarcia oraz pogorszenia się warunków wymiany ładunku przy nadmiernym zdławieniu przepływu spalin przez turbinę o zbyt małym polu powierzchni przekroju skrzyni wlotowej.

Korzyści wynikające ze zmniejszenia pola powierzchni przekroju przepływu spalin przez turbinę, prowadzącego do zwiększenia ciśnienia doładowania, uwidaczniają się przy prędkości obrotowej 1400 obr/min w pobliżu charakterystyki pełnej mocy. Przy obciążeniu przekraczającym ok. 0,6 kN·m jednostkowe zużycie paliwa  $b$  silnika z doładowaniem zakresowym w trybie pracy z jedną turbosprężarką 309K-16,8 wyraźnie maleje, osiągając mniejsze wartości, w porównaniu z silnikiem z turbosprężarką 270-21. Wzrasta wówczas także wartość maksymalnego momentu obrotowego (rys. 6.3). Dla prędkości obrotowej 2000 obr/min małe pole powierzchni przekroju przepływowego spalin w turbosprężarce 309K-16,8 prowadzi do znacznego zwiększenia wartości  $b$  w całym zakresie obciążenia, którego granicę wyznacza dopuszczalna wartość sprężu wymagana ze względu na charakterystykę doładowania.



Rys. 6.5. Charakterystyki obciążeniowe jednostkowego zużycia paliwa  $b$  silnika SW 680 z seryjną turbosprężarką 270-21 oraz z doładowaniem zakresowym z turbosprężarkami 309K-16,8 i 60-5,65, przy prędkości obrotowej 1400 oraz 2000 obr/min

Zgromadzony materiał badawczy umożliwił również ogólną ocenę skutków zastosowania różnych metod doładowania<sup>3</sup>. Wstępnie rozpoznano zmienne sterujące procesu badawczego oraz zakres ich zmienności w obszarze objętym badaniami eksperymentalnymi. Analiza uzyskanych wyników wskazuje na wyraźny wpływ tych zmiennych na przebieg charakterystyk przepływowych układu wymiany ładunku oraz procesów cieplnych decydujących o podstawowych właściwościach silnika. Stwierdzenie takich zależności przyczynowo-skutkowych, niezależnych od cech konstrukcyjnych układu doładowania, umożliwiło ich matematyczny opis oraz użycie w badaniach modelowych nad doбором turbosprężarek. Procedurę badań identyfikacyjnych oraz wykorzystania ich wyników do budowy analityczno-empirycznego modelu procesów wewnątrzcyldrowych silnika SW 680 omówiono w rozdz. 7.

## 6.5. Wnioski z badań doświadczalnych

Na podstawie wyników badań porównawczych można sformułować następujące wnioski:

1. Zastosowanie regulacji doładowania stwarza możliwości znacznej poprawy właściwości użytkowych silnika. W szczególności przebieg krzywej momentu obrotowego na wykresie charakterystyki zewnętrznej w dolnym zakresie prędkości obrotowej potwierdza korzyści wynikające z wybrania turbiny o zmniejszonym przekroju skrzyni wlotowej (bardziej stromej charakterystyce przepływowej) oraz z zastosowania mniejszej sprężarki, o bardziej stromym przebiegu granicy pompowania. W doładowaniu zakresowym, podobnie jak w znanych z literatury tego typu rozwiązaniach (rozdz. 2.4.2), skokowe włączanie drugiej turbosprężarki prowadzi do nieciągłości przebiegu krzywych na charakterystyce pełnej mocy oraz do pewnego pogorszenia parametrów pracy silnika.

<sup>3</sup> Szczegółową ocenę wyników tych badań można znaleźć w pracach autora [46, 47, 51, 67, 140, 141, 144].



2. W przypadku doładowania zakresowego uzyskano wyraźną poprawę przebiegu krzywej maksymalnego momentu obrotowego przy małych i średnich wartościach prędkości obrotowej silnika na charakterystyce pełnej mocy, przy zachowaniu dużej koncentracji mocy w warunkach znamionowych. Zmniejszenie dławienia wylotu spalin w układzie wylotowym w trybie pracy z dwiema turbosprężarkami pozwoliło także na zachowanie korzystnych wartości zużycia paliwa w warunkach obciążeń częściowych. Zwraca to uwagę na pewne możliwości przezwyciężenia problemów z odpowiednim doбором turbosprężarek do silnika oraz z zachowaniem korzystnego bilansu energetycznego podczas ich współpracy w znacznym obszarze charakterystyki ogólnej.

3. Niekorzystna zmiana położenia linii zasysania silnika na charakterystykach sprężarek w przypadku turbosprężarek 309K-16,8 i 60-3,31 ze zmniejszonym przekrojem przepływowym spalin w małej turbinie i związane z tym pewne pogorszenie parametrów energetycznych silnika wskazują na konieczność szczegółowej analizy problemu właściwego doboru turbosprężarek oraz podziału pomiędzy nie obciążenia, co warunkuje uzyskanie oczekiwanego przebiegu charakterystyki silnika.

4. Wstępna analiza problemu właściwego doboru turbosprężarek w doładowaniu zakresowym oraz zachowania korzystnych warunków współpracy z silnikiem, przy obciążeniach częściowych i dużych prędkościach obrotowych, wskazuje na potrzebę szczegółowej oceny przemian energetycznych wynikających z warunków doładowania silnika. Z porównania charakterystyk obciążeniowych, uzyskanych w trybie pracy z jedną turbosprężarką oraz z dwiema turbosprężarkami, wynika, że warunkiem poprawności tej oceny w odniesieniu do sprawności mechanicznej takiego silnika jest wyodrębnienie oraz uwzględnienie strat związanych z tarciem i wymianą ładunku, które w sposób istotny zależą od wariantu konstrukcyjnego układu doładowania.

5. Jak pokazują wyniki badań, zagadnienie właściwego zestrojenia charakterystyk ma szczególne znaczenie w fazie przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami. Zwraca to również uwagę na problem odpowiedniego sterowania współpracą układu doładowania z silnikiem. Przy określonej konstrukcji układu doładowania konieczne jest ustalenie przedziałów prędkości obrotowej określających zakresy pracy turbosprężarek oraz punkty ich przełączania w całym obszarze charakterystyki ogólnej silnika. Jest to problem dotyczący wyznaczenia optymalnej (wg przyjętego kryterium) funkcji sterującej, którego rozwiązanie powinno ujawnić się przy formułowaniu założeń projektowania układu automatycznego sterowania przełączaniem trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami.

## **7. Modelowanie i symulacja silnika z doładowaniem zakresowym**

### **7.1. Cel, zakres i warunki symulacji**

W celu ilościowego określenia wpływu parametrów doboru turbosprężarek do silnika pracującego w układzie doładowania zakresowego na wskaźniki jego pracy oraz przeprowadzenia oceny bilansu energetycznego takiego układu przeprowadzono badania symulacyjne na podstawie własnego programu numerycznego. Poza oceną warunków doładowania silnika, w zależności od konstrukcji zespołu doładującego, dążono do uzyskania informacji o zakresie pracy każdej turbosprężarki wymaganym dla bezpiecznej i zbilansowanej współpracy tych maszyn, a także o wartościach (i przebiegu zmian z warunkami pracy silnika) wybranych parametrów przewidzianych jako wielkości sterujące podczas przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami. Pozyskanie tych danych ma zasadnicze znaczenie przy opracowywaniu założeń projektowania układu sterowania współpracą zespołu doładującego z silnikiem.

Opracowany przez autora symulacyjny program komputerowy oparty został na modelach matematycznych skutków działania poszczególnych elementów układu obejmującego silnik wysokoprężny, sprężarkę promieniową (zespół sprężarek), turbinę promieniową (zespół turbin). Przy zdeterminowanej postaci modelu silnika, który sformułowano na podstawie empirycznych zależności między parametrami mającymi kontrolujący wpływ na osiągi silnika oraz wielkościami określającymi warunki jego działania i współpracy z układem doładowania zakres analizy został zawężony do przypadku równowagi energetycznej, odpowiadającej ustalonym warunkom pracy. Dało to możliwość uproszczenia konstrukcji pozostałych modeli rozpatrywanego układu oraz procedury obliczeń numerycznych, które ograniczono do wyznaczenia średnich wartości parametrów pracy w czasie całego obiegu dla zadanych wartości obciążenia i prędkości obrotowej [62].

Podczas badań numerycznych założono możliwość wyznaczenia podstawowych parametrów pracy turbosprężarkowego zespołu doładującego i silnika dla dowolnego punktu pracy w polu całej charakterystyki ogólnej. Przewidziano również możliwość oddziaływania na przebieg charakterystyki zewnętrznej poprzez przyjęcie ciągu wartości par prędkości obrotowej  $n$  i dawki paliwa  $q_o$  lub współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$ .

### **7.2. Ogólne założenia budowy modelu**

Uwzględniając wnioski wynikające z oceny metod modelowania, dotyczące m.in. zasadności upraszczania budowy modeli oraz ich przydatności do badań symulacyjnych nad optymalizacją konstrukcji układu doładowania (rozdz. 3.3), a także ocenę wyników wstępnych badań eksperymentalnych (rozdz. 6.4), zaproponowano model w postaci zależności funkcyjnych (wielomianów) aproksymujących parametry silnika dla wielowymiarowej przestrzeni czynnikowej [40, 62, 154, 156, 187, 188]. W celu doświadczalnej identyfikacji funkcji

modelu silnika wyodrębniono odpowiednie zbiory wielkości wejściowych<sup>1</sup> charakteryzujących warunki realizacji obiegu roboczego oraz wielkości wyjściowych decydujących o podstawowych właściwościach silnika. Parametry funkcji określono na podstawie analizy wyników pomiarów przeprowadzonych z zachowaniem zasad eksperymentu planowego za pomocą metod statystycznych [164, 170]. Ze względu na stochastyczny charakter zależności pomiędzy wielkościami wejściowymi a wyjściowymi badania identyfikacyjne przeprowadzono przy odpowiedniej liczbie powtórzeń pomiarów wartości wielkości wyjściowej<sup>2</sup>. Wielkości wyjściowe będące wielkościami losowymi określano z założonym prawdopodobieństwem, a zależność aproksymacyjną wyznaczano na podstawie wartości średnich. Tak określone funkcje silnika odpowiadają losowemu stochastycznemu modelowi, o zdeterminowanej ciągłej wielkości wejściowej oraz losowej wielkości wyjściowej [164], który umożliwia oszacowanie najbardziej prawdopodobnej odpowiedzi obiektu na określony zestaw wejść.

Model sprężarki przedstawiono w postaci wielomianów opracowanych na podstawie charakterystyki sprężarki podanej przez wytwórcę [40, 59, 62, 68, 98, 108, 111, 214, 216], opisującej zależność izentropowej sprawności sprężania  $\lambda_s$  oraz sprężu  $\pi_s$  od prędkości obrotowej turbosprężarki oraz zredukowanego strumienia masy powietrza. Podejście takie wymaga jednak za każdym razem przygotowania odpowiedniego pakietu danych do aproksymacji charakterystyk dla analizowanych wirników sprężarek. Ze względu na dopuszczalne warunki pracy w modelowym opisie sprężarki wykorzystano wielomiany aproksymacyjne pozwalające na wyznaczenie jej granicy pompowania.

W związku z trudnościami w prawidłowym zamodelowaniu (przy braku niezbędnych danych doświadczalnych) oraz w celu zapewnienia uniwersalności modelu, a także cech predykcyjnych, wymaganych przy prognozowaniu parametrów pracy silnika i urządzenia doładowującego przy różnych skojarzeniach wirników i przekrojów skrzyń wlotowych<sup>3</sup>, postanowiono wykorzystać uzyskane doświadczalnie bezwymiarowe charakterystyki turbiny. Przedstawiony w pracy Sinjavskiego [185] ogólny matematyczny opis tych charakterystyk dla turbin o zewnętrznych średnicach wirników w zakresie od 0,05 do 0,09 m sprowadzono do postaci funkcji wielomianowych drugiego stopnia za pomocą rachunku aproksymacyjnego. Uzyskane w ten sposób zależności funkcyjne pozwalają na wyznaczenie wartości parametru przepływu  $F_p = \dot{m}_t \cdot \sqrt{T_t^*} / p_t$  oraz izentropowej sprawności rozprężania  $\eta_t$  dla zadanych wartości podstawowych parametrów geometrycznych wirnika i skrzyni wlotowej turbiny.

Obliczenia symulacyjne, wykorzystujące modele matematyczne układu silnik–turbosprężarka, oparto na podstawowych równaniach bilansowych (5.1), (5.2) i (5.3) oraz na odpowiednich pomocniczych współczynnikach opisujących warunki współpracy silnika z turbosprężarką, znanych m.in. z literatury [72, 146, 166, 197, 200, 231]. W przypadku równoległego połączenia turbosprężarek równania bilansowe turbosprężarek rozpatrywane są przy zachowaniu odpowiednich wartości parametrów termodynamicznych czynnika za każdą sprężarką oraz przed każdą turbiną. Punkty pracy sprężarki oraz turbiny obliczane są na podstawie parametrów całkowitych przepływających gazów, według których wyznaczane są ich charak-

<sup>1</sup> Określanych także jako czynniki lub wielkości sterujące [164].

<sup>2</sup> Por. rozdz. 7.3.2.

<sup>3</sup> Duże znaczenie miała ocena dopasowania do silnika turbosprężarek oraz warunków współpracy między nimi w zakresie zmian parametrów konstrukcyjnych szerszym niż użytych w badaniach typoszeregów.

terystyki przepływowe. Uwzględnienie różnic w wartościach parametrów statycznych i całkowitych ma zasadnicze znaczenie w przypadku dużych prędkości przepływu gazów, przy dużych wartościach współczynnika prędkości  $\Lambda$  (liczby Lavalą)<sup>4</sup>, który określa stosunek prędkości przepływu  $c$  do prędkości krytycznej  $a_{kr}$  [182, 195]:

$$\Lambda = \frac{c}{a_{kr}} \quad (7.1)$$

$$a_{kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} \cdot R \cdot T^*} \quad (7.2)$$

Przeliczanie parametrów całkowitych na statyczne, przy zadanej wartości wykładnika izentropii  $\kappa$  gazu, odbywa się przy wykorzystaniu funkcji gazodynamicznych [195]:

$$\pi(\Lambda, \kappa) = \frac{p}{p^*} \quad (7.3)$$

$$\tau(\Lambda, \kappa) = \frac{T}{T^*} \quad (7.4)$$

$$\varepsilon(\Lambda, \kappa) = \frac{p \cdot T^*}{T \cdot p^*} \quad (7.5)$$

Uproszczenie konstrukcji modelu wynika również z przyjęcia następujących założeń:

- przyjmuje się stałą regulację silnika oraz jego niezmienną sprawność w danym punkcie obliczeniowym,
- pomija się wpływ temperatury na ciepło właściwe powietrza oraz spalin,
- straty ciśnienia przy przepływie czynnika w przewodach dolotowych oraz wylotowych określone są na podstawie empirycznych zależności,
- przepływ gazów traktuje się jako quasi-ustalony,
- uwzględnia się na podstawie współczynników pulsacyjności zmiany mocy, sprawności oraz przepustowości turbiny przy pulsacyjnym przepływie spalin,
- pomija się wymianę ciepła oraz oddziaływanie wszelkich nieszczelności w układzie.

## 7.3. Model matematyczny silnika

### 7.3.1. Zmienne opisowe modelu

Zgodnie ze sformułowanym celem pracy zasadniczym zadaniem modelu silnika jest określenie wartości momentu obrotowego  $T_{iq}$  (średniego ciśnienia użytecznego  $p_e$ ), w zależ-

---

<sup>4</sup> Przy prędkościach przepływu powietrza w układzie dolotowym ok. 60 m/s [106, 182, 201], temperaturze powietrza doładowującego  $T_{ba} = 370$  K oraz wykładniku izentropii  $\kappa = 1,4$  liczba Lavalą  $\Lambda = 0,17$ . Dla takich warunków różnica pomiędzy ciśnieniem statycznym a ciśnieniem całkowitym powietrza wynosi 1,7%, natomiast w przypadku temperatury – zaledwie 0,5%. W związku z tym bez popełnienia większego błędu wartości ciśnienia i temperatury statycznej powietrza w kolektorze dolotowym można porównać do parametrów całkowitych. Natomiast istotne różnice w wartościach parametrów statycznych oraz całkowitych występują przy wlocie powietrza do sprężarki oraz przy napływie spalin na wirnik turbiny. Przy prędkościach przepływu spalin ok. 100 m/s, temperaturze  $T_t = 500$  K, wykładniku izentropii  $\kappa = 1,35$  liczba Lavalą  $\Lambda = 0,25$ . Różnica pomiędzy ciśnieniem statycznym a ciśnieniem całkowitym wynosi 3,6% oraz 0,9% w przypadku temperatury.

ności od wartości parametrów określających warunki pracy silnika<sup>5</sup> z wybranymi turbosprężarkami. Wyznaczenie funkcji tych parametrów, bezpośrednio opisującej wartości momentu obrotowego, nie daje jednak możliwości późniejszego jej wykorzystania do szczegółowych badań problemów współpracy silnika i turbosprężarek w różnych wariantach konstrukcyjnych. Wyniki wstępnych badań doświadczalnych silnika SW 680 z doładowaniem zakresowym (rozdz. 6.4) wskazują bowiem na zróżnicowane, często przeciwstawne oddziaływanie parametrów doboru turbosprężarek zarówno na sprawność wymiany ładunku, jak i sprawność przemian energetycznych w silniku. Wartości tych sprawności, a szczególnie sprawności wymiany ładunku, mogą stanowić kryterium oceny poprawności konstrukcji układu doładowania. Wyodrębnienie matematycznego opisu tych współzależności wynikających ze współdziałania silnika z turbosprężarkami ma zatem zasadnicze znaczenie w przypadku konieczności zapewnienia odpowiednich zdolności interpretacyjnych uzyskiwanych charakterystyk pod kątem oceny zależności przyczynowo-skutkowych oraz prognozowania kierunków i możliwości poprawy warunków współpracy silnika z turbosprężarkami.

Dla określonych wartości prędkości obrotowej, współczynnika nadmiaru powietrza oraz parametrów powietrza doładującego znajomość zależności opisujących sprawność wymiany ładunku, wyrażonej współczynnikiem napełnienia  $\eta_v$ , oraz sprawność cieplną  $\eta_c$  pozwala na wyznaczenie średniego ciśnienia indykowanego  $p_i$ . Po uwzględnieniu średniego ciśnienia tarcia oraz średniego ciśnienia wymiany ładunku możliwe jest określenie średniego ciśnienia użytecznego  $p_e$ , a stąd – momentu obrotowego silnika  $T_{iq}$ . Wymagana jest także znajomość temperatury spalin  $T_t$ , która pozwala na obliczenie parametrów pracy turbiny spalinywej, a następnie – z bilansu mocy turbiny i sprężarki – parametrów doładowania.

Przedstawione wyżej relacje umożliwiają określenie następującego zbioru  $Z \{z_1, z_2, z_3, z_4, z_5\}$  wielkości wyjściowych (zmiennych zależnych) modelu silnika z turbodoładaniem:

- $z_1$  – sprawność cieplna ( $\eta_c$ ),
- $z_2$  – temperatura spalin w układzie wylotowym przed turbiną ( $T_t$ ),
- $z_3$  – współczynnik napełnienia ( $\eta_v$ ),
- $z_4$  – średnie ciśnienie tarcia ( $p_{tr.d}$ ),
- $z_5$  – średnie ciśnienie wymiany ładunku ( $p_{wym.d}$ ).

Liczba czynników wpływających na właściwości silnika jest bardzo duża. Wpływ niektórych z nich może być bardzo istotny, innych mniejszy od niepewności pomiarowych lub niedokładności produkcyjnych i regulacyjnych. Przy określaniu zbioru wielkości wyjściowych bazowano zarówno na dotychczasowej wiedzy o zjawiskach zachodzących w cylindrze silnika tłokowego, jak i na wynikach wstępnych badań porównawczych [46, 47, 51, 67, 140, 141, 144]. Kierowano się przy tym zasadą „nadmiarowości”, dążąc do przyjęcia możliwie dużej liczby czynników, których efekty wpływu na wskaźniki pracy silnika uznano za dominujące. Założono, że warunki działania silnika wysokoprężnego o określonej regulacji mogą być jednoznacznie określone przez prędkość obrotową  $n$  oraz obciążenie, które może być wyrażone wartością współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  lub masą paliwa  $q_o$  na jeden obieg pracy. W silniku turbodoładowanym warunki te zdefiniowane są także przez parametry doładowania i wylotu spalin, od których zależy zarówno przebieg procesów napełniania oraz wymiany ładunku, jak i tworzenia mieszaniny palnej oraz spalania paliwa.

<sup>5</sup> Wynikają one z nastaw regulacyjnych silnika oraz z jego warunków doładowania.

Rozpatrując zagadnienia dotyczące procesów cieplnych zachodzących w cylindrze, nie należy ograniczać się jedynie do oceny wpływu zmian współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda^6$ . W doładowanym szybkoobrotowym silniku trakcyjnym, zwłaszcza z klasycznym układem wtryskowym, jednoczesne zwiększenie ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  oraz dawki paliwa i związane z tym wydłużenie okresu wtrysku pociągać może za sobą spalanie przeciągające się na suw rozprężania, co jest źródłem dużych strat energetycznych [201]. W zależności od konstrukcji zastosowanej aparatury wtryskowej oraz sposobu jej regulacji pewne pogorszenie przebiegu spalania, przy zwiększonym ciśnieniu  $p_{ba}$ , może również wynikać z niekorzystnych zmian warunków rozpylenia paliwa i tworzenia mieszaniny palnej [218]. Znaczny wpływ ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  na przebieg procesów cieplnych wskazano w pracy Kelletta i in. [100]. Pomimo zachowania stałego nadmiaru powietrza obserwowano istotny wzrost zadywienia spalin oraz spadek sprawności cieplnej wraz ze zwiększaniem wartości  $p_{ba}$ , szczególnie przy dużych dawkach wtrysku paliwa. Wpływ parametrów doładowania na przebieg charakterystyki dymienia przy stałym  $\lambda$  potwierdzają także wyniki badań silnika SW 680 [67]. Omówione tendencje są jeszcze wyraźniejsze, gdy zwiększeniu ciśnienia doładowania towarzyszy duży przyrost temperatury ładunku wprowadzanego do cylindra (temperatury doładowania  $T_{ba}$ ) [75].

W przypadku znanych z literatury [m.in. 9, 72, 75, 146, 166, 197, 198, 231] metod rozwiązywania problemów przepływowych związanych z napełnieniem i wymianą ładunku w silniku turbodoładowanym rozgranicza się zazwyczaj czynniki odnoszące się do układu dolotowego ( $p_{ba}$ ,  $T_{ba}$ ) oraz do układu wylotowego ( $p_{g1}$ ,  $T_{g1}$ ). W ocenie napełnienia wskazuje się również na pewien wpływ na współczynnik napełniania stanu cieplnego silnika zależny od obciążenia, które przy znanych parametrach doładowania oraz znanej dawce paliwa można wyrazić za pomocą współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  [m.in. 201, 218, 231]. Średnie ciśnienie wymiany ładunku, będące miarą strat wymiany ładunku, wyznaczane jest często na podstawie średnich wartości parametrów doładowania<sup>7</sup> [31, 72, 159, 163, 184].

Straty tarcia przedstawiane są zazwyczaj w zależności od prędkości obrotowej silnika [72, 198, 200, 201, 216, 231]. Wielu autorów [m.in. 11, 31, 72, 147, 163, 166, 184] podkreśla jednak istotność wpływu ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  na warunki tarcia<sup>8</sup>, co zazwyczaj uwzględnia się w postaci empirycznych zależności. Podobna ocena warunków tarcia wynika z analizy charakterystyk uzyskanych podczas porównawczych badań doświadczalnych (rozdz. 6.4).

Na podstawie przedstawionej oceny wpływu różnych czynników na parametry obiegu turbodoładowanego silnika wysokoprężnego wybrano następujący zbiór  $X$   $\{x_1, x_2, x_3, x_4, x_5\}$  wielkości wejściowych (zmiennych niezależnych):

---

<sup>6</sup> Zaproponowana przez Vanšejdta [72] metoda sprowadza się do opisu sprawności cieplnej  $\eta_c$  przy stałej prędkości obrotowej na podstawie empirycznej formuły w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza. Przedstawione m.in. w pracy Wisłockiego [216] wyniki badań korelacyjnych wybranej grupy silników wskazują jednak, że przy takim uproszczeniu zależności funkcyjnej błąd oszacowania wartości  $\eta_c$  może dochodzić nawet do 10%.

<sup>7</sup> Daje to możliwość oceny wpływu parametrów konstrukcyjnych turbosprężarek na warunki współpracy z silnikiem. W silniku turbodoładowanym stosunek ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  oraz ciśnienia spalin  $p_{g1}$ , który określa warunki wymiany ładunku, może zmieniać się w bardzo szerokim zakresie zależnym zarówno od warunków pracy silnika, jak i konstrukcji układu doładowania.

<sup>8</sup> Według Pasztora [159] przy zwiększeniu ciśnienia w cylindrze na początku sprężania z 0,09 do 0,27 MPa (+200%) średnie ciśnienie tarcia wzrosło z 0,067 do 0,127 MPa (+89,5%).

- $x_1$  – prędkość obrotowa silnika  $n$ ,
- $x_2$  – ciśnienie doładowania  $p_{ba}$ ,
- $x_3$  – temperatura doładowania  $T_{ba}$ ,
- $x_4$  – współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda$ ,
- $x_5$  – ciśnienie spalin w kolektorze  $p_{g1}$ .

Dla ustalonej wartości ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  (sprężu  $\pi_s$ ) temperatura doładowania  $T_{ba}$  jest funkcją sprawności sprężarki, natomiast przeciwiśnienie spalin  $p_{g1}$  określone jest sprawnością turbiny. Wielkości te jednoznacznie determinują warunki doładowania wynikające z zastosowania konkretnej konstrukcji urządzenia doładowującego o określonej sprawności, co odgrywa zasadniczą rolę w prognozowaniu parametrów pracy silnika i układu doładowania z różnymi turbosprężarkami.

Uwzględnienie warunków doładowania w charakterze zmiennych sterujących oraz wyodrębnienie efektów oddziaływania ciśnienia doładowania  $p_{ba}$ , temperatury doładowania  $T_{ba}$  oraz ciśnienia spalin  $p_{g1}$  zapewnia wymaganą adekwatność opisu przyjętych zmiennych zależnych oraz pozwala zachować cechy predykcyjne modelu, niezbędne do oceny warunków współpracy turbosprężarek wynikających z określonej konstrukcji układu doładowania zakresowego.

### 7.3.2. Badania identyfikacyjne

Założono, że do wyznaczenia średniego ciśnienia tarcia  $p_{tr.d}$  oraz średniego ciśnienia wymiany ładunku  $p_{wym.d}$  wykorzystane zostaną empiryczne zależności znane z literatury [35, 72, 184]. Pozostałe funkcje wyznaczające model silnika (formalny ich zapis przedstawiono w rozdz. 7.3.5) określono poprzez identyfikację silnika SW 680 metodą „czarnej skrzynki” na drodze aproksymacji wielomianami zbiorów dyskretnych wartości  $\eta_c$ ,  $\eta_v$ ,  $T_t$ , uzyskanych w badaniach na hamowni w ustalonych warunkach pracy silnika. Wymagało to przeprowadzenia kosztownych oraz długotrwałych badań stanowiskowych umożliwiających dyskretyzację tych zależności w dowolnym punkcie pracy w obszarze charakterystyki ogólnej silnika, przy różnych skojarzeniach wartości wejść ze zbioru  $X$ . Uznano zatem za celowe przeprowadzenie pomiarów zgodnie z zasadami eksperymentu planowego<sup>9</sup>. Zakres zmienności wielkości wejściowych dobrano w taki sposób, aby uzyskać możliwość oceny warunków współpracy silnika z turbosprężarkami o różnej konstrukcji w dużym obszarze charakterystyki ogólnej. Uwzględniono także ograniczenia techniczne związane z możliwością regulacji parametrów doładowania oraz prawidłowego funkcjonowania silnika przy różnych skojarzeniach wartości wszystkich wielkości wejściowych, zgodnie z wymaganiami planu eksperymentu. Przyjęte zakresy zmienności wielkości wejściowych oraz sposób ich dyskretyzacji przedstawiono w tab. 7.1.

<sup>9</sup> Wybrano centralny plan kompozycyjny rotalnie-uniformalny, którego przydatność w badaniach silników spalinowych wykazano m.in. w pracach Ochwata i Walentynowicza [151] oraz Walentynowicza [203]. Układ takiego planu zakłada pięć poziomów wartości wielkości wejściowych wyznaczonych dla wartości unormowanych w taki sposób, aby dolne i górne wartości rzeczywiste zostały przekształcone do wartości z przedziału  $[-2,378, +2,378]$ . Umożliwia to aproksymację parametrów silnika za pomocą wielomianów drugiego stopnia oraz zapewnia stałość oszacowania niedokładności funkcji regresji. Przy  $i = 5$  wielkościach wejściowych plan ten charakteryzuje się następującą liczbą układów wartości wejść:  $n_k = 32$  w jądrze planu,  $n_0 = 10$  w centralnym punkcie planu,  $n_\alpha = 10$  w punktach gwiazdnych planu. Łączna liczba układów planu  $n = 52$  [164].

Tabela 7.1. Zakresy zmienności wielkości wejściowych oraz przypisane im wartości wynikające z planu eksperymentu

Nazwa czynnika	Oznaczenie	Zakres zmienności $x_{\min} - x_{\max}$	Wartości czynników dla wartości unormowanych $\hat{x}$ ( $\alpha_{rot} = 2,378$ )				
			$-\alpha$	-1	0	+1	$+\alpha$
Prędkość obrotowa $n$ (obr/min)	$x_1$	1000–2200	1000	1350	1600	1850	2200
Współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda$	$x_2$	1,3–2,7	1,3	1,71	2	2,29	2,7
Ciśnienie doładowania $p_{ba}$ (MPa)	$x_3$	0,1–0,18	0,1	0,123	0,14	0,157	0,18
Temperatura doładowania $T_{ba}$ (K)	$x_4$	320–380	320	337	350	363	380
Ciśnienie spalin $p_{g1}$ (MPa)	$x_5$	0,11–0,19	0,11	0,133	0,15	0,167	0,19

Ze względu na określone trudności z uzyskaniem zaplanowanych warunków działania silnika podczas badań na hamowni pomiary przeprowadzono dla wartości czynników odbiegających od poziomów ustalonych w planie doświadczenia. Różnice te uwzględniono następnie, dokonując odpowiedniego przeskalowania wartości unormowanych wejść (odpowiednio do uzyskanych rzeczywistych dolnych  $x_{\min}$  i górnych  $x_{\max}$  wartości czynników), dla których wyznaczono parametry wielomianów aproksymacyjnych<sup>10</sup>. Normowanie rzeczywistych wartości  $x_i$  wielkości wejściowych przeprowadzono w taki sposób, aby dolne i górne wartości zostały przekształcone w wartości unormowane  $\hat{x}_i$  z przedziału  $[-1, +1]$ . Wartości rzeczywiste przekształcono według wzoru:

$$\hat{x} = \frac{2 \cdot (x - x_{sr})}{x_{\max} - x_{\min}} \quad (7.6)$$

Analizę wyników eksperymentu oraz normowanie pierwotnych (rzeczywistych) wartości wielkości wejściowych przeprowadzono przy wykorzystaniu specjalistycznego programu komputerowego Statistica 8 PL.

Wartości rzeczywiste wielkości wejściowych eksperymentu oraz wyznaczone dla poszczególnych układów (przy liczbie powtórzeń pomiarów  $r = 3$ ) średnie wartości temperatury spalin  $T_t$ , sprawności cieplnej  $\eta_c$  oraz współczynnika napełnienia  $\eta_v$  zestawiono w tab. D.1.

Współczynnik napełnienia  $\eta_v$  wyznaczano z uwzględnieniem zjawiska przepłukania<sup>11</sup> na podstawie pomiarów parametrów doładowania oraz zużycia powietrza przez silnik ze wzoru:

<sup>10</sup> Procedurę taką nazywa się naprawianiem planów z układami wadliwymi o niedokładnych wartościach górnych lub dolnych, czyli takich, w których nie wszystkie poziomy czynniki zostały dokładnie ustawione według planowanych wartości, co oznacza, że poziomy czynniki nie są zgodne z zaplanowanymi.

<sup>11</sup> Wartości współczynnika przepłukania przyjęto na podstawie wyników badań silników o kątach przekrycia zaworów nieprzekraczających 40–50°OWK (co odpowiada silnikowi badawczemu) przedstawionych w pracach Bogačeva [17], Mysłowskiego [135] i Bajkova [197].



$$\eta_v = \frac{A \cdot T_{ba} \cdot R}{30 \cdot \varphi_a \cdot n \cdot V_{ss} \cdot p_{ba}} \quad (7.7)$$

gdzie:  $A$  – godzinowe zużycie powietrza przez silnik (kg / h),

$T_{ba}$  – temperatura doładowania (K),

$p_{ba}$  – ciśnienie doładowania (MPa),

$R$  – stała gazowa powietrza (J / kg K),

$n$  – prędkość obrotowa silnika (obr / min),

$\varphi_a$  – współczynnik przepłukania,

$V_{ss}$  – objętość skokowa silnika (m<sup>3</sup>).

Współczynnik nadmiaru powietrza  $\alpha$  określa wzór:

$$\lambda = \frac{A}{3,6 \cdot \varphi_a \cdot B \cdot L_t} = \frac{30 \cdot p_{ba} \cdot \eta_v \cdot V_{ss} \cdot n}{3,6 \cdot \varphi_a \cdot T_{ba} \cdot R \cdot L_t \cdot B} \quad (7.8)$$

gdzie:  $B$  – bezwzględne zużycie paliwa (g / s),

$L_t$  – teoretyczne zapotrzebowanie na powietrze przez silnik (kg / kg).

Sprawność cieplną silnika  $\eta_c$  w ustalonych warunkach pracy wyznaczono na podstawie pomiarów momentu obrotowego oraz zużycia paliwa z zależności [78]:

$$\eta_c = \frac{30 \cdot n \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot \pi \cdot T_{tq} + p_{m.d} \cdot V_{ss})}{3,6 \cdot B \cdot W_d} \quad (7.9)$$

gdzie:  $W_d$  – wartość opałowa paliwa (MJ / kg),

$p_{m.d}$  – średnie ciśnienie strat mechanicznych (MPa),

$T_{tq}$  – moment obrotowy silnika (N m).

Średnie ciśnienie strat mechanicznych  $p_{m.d}$  silnika doładowanego, uwzględniające straty tarcia  $p_{tr.d}$  oraz wymiany ładunku  $\Delta p_{wym}$ , określano z zależności:

$$p_{m.d} = p_{tr.d} + \Delta p_{wym} \quad (\text{MPa}) \quad (7.10)$$

Do wyznaczenia średniego ciśnienia tarcia posłużono się empiryczną zależnością momentu tarcia  $T_{tr}$  od prędkości kątowej wału korbowego silnika  $\omega = \pi \cdot n / 30$ , wyznaczoną przez Cichego i Friedricha [35] dla silnika SW 680 w wersji wolnossącej:

$$T_{tr} = -0,5000 + 1,7325 \cdot \omega \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (7.11)$$

Średnie ciśnienie tarcia  $p_{tr}$  silnika bez doładowania obliczono wg wzoru:

$$p_{tr} = \frac{4 \cdot \pi \cdot T_{tr}}{10^6 \cdot V_{ss}} \quad (\text{MPa}) \quad (7.12)$$

Według Vanšejdta [72] zwiększenie oporów tarcia silnika doładowanego można określić za pomocą empirycznego wyrażenia  $(p_{ba})^{0,1}$ :

$$p_{tr.d} = p_{tr} \cdot (p_{ba})^{0,1} \quad (\text{MPa}) \quad (7.13)$$

Zmiany średniego ciśnienia wymiany ładunku  $\Delta p_{wym}$  silnika doładowanego obliczano ze wzoru Simsona in. [184]:

$$\Delta p_{wym} = p_{wym.d} - p_{wym} \quad (\text{MPa}) \quad (7.14)$$

Średnie ciśnienie wymiany ładunku silnika bez doładowania  $p_{wym}$  wyznaczano na podstawie średnich wartości ciśnienia dolotu  $p_{ba}$  i ciśnienia w kolektorze wylotowym  $p_{g1}$  z zależności empirycznej podanej w pracy Simsona [184]. Dla wartości ciśnień wyrażonych w  $\text{kg/cm}^2$  zależność ta ma postać:

$$p_{wym} = \left( -0,7638 + 1,7598 \cdot p_{ba} + 0,4625 \cdot p_{ba}/p_{g1} - 1,2732 \cdot p_{ba}^2/p_{g1} \right) \cdot 0,0981 \text{ (MPa)} \quad (7.15)$$

Do obliczeń średniego ciśnienia wymiany ładunku w silniku doładowanym  $p_{wym.d}$  na podstawie wzoru (7.15) przyjęto odpowiednie wartości ciśnienia doładowania i ciśnienia przed turbiną.

### 7.3.3. Założenia analizy czynnikowej

Wyniki badań identyfikacyjnych posłużyły do ustalenia rzeczywistej istotności wstępnie wytypowanych wielkości wejściowych wyznaczających model silnika (korelacja kwalitatywna) [202, 203]. Weryfikację korelacji między przyjętymi zmiennymi opisowymi przeprowadzono przy wykorzystaniu analizy wrażliwości [99]. Wpływ pojedynczych czynników oraz ich wzajemnych oddziaływań na wielkość wyjściową w całej badanej przestrzeni zmienności wejść oceniano za pomocą wskaźników wrażliwości. Do ich wyznaczenia wykorzystano statystyczną metodę analizy regresji. W metodzie tej przyjmuje się, że zależność wpływu wejść na wyjście określa model statystyczny zbudowany na podstawie danych empirycznych. Relacje matematyczne tworzące model statystyczny przedstawiono w postaci funkcji regresji aproksymującej rzeczywiste powiązania w badanym obiekcie, które opisują dane empiryczne. W przypadku badań eliminacyjnych mających na celu wyselekcjonowanie czynników o największej sile oddziaływania na zmienną wyjściową i wyeliminowanie czynników o wpływie nieistotnym, statystyczny model regresji może zostać ograniczony do zależności liniowej [164, 202, 203]. Przyjęty model całkowity regresji zmiennej zależnej  $z_i$  w postaci unormowanej, zawierający składniki będące iloczynami zmiennych wejściowych, wyraża się w postaci ogólnego wzoru:

$$z_i = \beta_o + \sum_{j=1}^m \beta_j \cdot \hat{x}_{ij} + \sum_{j=1}^m \sum_{k=j+1}^m \beta_{jk} \cdot \hat{x}_{ij} \cdot \hat{x}_{ik} + \sum_{j=1}^m \sum_{k=j+1}^m \sum_{l=k+1}^m \beta_{jkl} \cdot \hat{x}_{ij} \cdot \hat{x}_{ik} \cdot \hat{x}_{il} + \dots \quad (7.16)$$

gdzie:  $\beta_o$  – wartość średnia,

$\beta_j$  – współczynniki oddziaływań głównych,

$\beta_{jk}$  – współczynniki interakcyjne pomiędzy dwoma wejściami,

$\beta_{jkl}$  – współczynniki interakcyjne pomiędzy trzema wejściami,

$\hat{x}_{ij}, \hat{x}_{ik}, \hat{x}_{il}$  – wartości standaryzowanych wejść.

Przy zdeterminowanej (liniowej) postaci modelu wrażliwości (7.16) badania eliminacyjne przeprowadzono na podstawie tzw. planu czynnikowego, który zakłada badanie efektów każdego z czynników oddzielnie oraz ich wzajemnych oddziaływań na dwóch poziomach wartości. W badaniach tych wykorzystano wyniki pomiarów uzyskane podczas badań identyfikacyjnych dla układów 1–32 (tab. D.1), które stanowią jądro pięciopoziomowego planu kompozycyjnego. Jednocześnie testowane układy pięciu wielkości wejściowych  $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5$  na

dwóch poziomach wartości odpowiadały tzw. planowi kompletnemu  $2^5$ , obejmującemu wszystkie możliwe kombinacje nastaw (32 układy). Takie ustawienie eksperymentu pozwoliło analizować wpływ zarówno czynników głównych, jak i wewnętrznych powiązań pomiędzy głównymi parametrami. Do przeprowadzenia doświadczenia czynnikowego i analizy jego wyników, w celu wyznaczenia współczynników modelu wrażliwości, wykorzystano program komputerowy Statistica.

Identyfikację parametrów modelu wrażliwości całkowitej poprzedzono sprawdzeniem występowania w wynikach błędów grubych. Wyznaczono miary położenia (średnią) i rozproszenia (odchylenie standardowe, błąd standardowy – odchylenie standardowe średniej). Zbadano także stopień spełnienia warunku jednorodności wariancji. Jednorodność wariancji sprawdzono testami Levene'a oraz Browna-Forsythe'a. Wykorzystano moduł: Statystyki podstawowe i tabele (przekroje, prosta Anova, testy Anova) programu Statistica. Na podstawie uzyskanych w obu testach wartości poziomu istotności  $p$  większych od 0,05 (tab. D.2–D.3) wykazano jednorodność wariancji (na poziomie istotności 0,05) w przypadku wszystkich badanych parametrów.

Parametry modelu (7.16) w określonej przestrzeni zmienności wielkości wejściowych wyznaczono, stosując metodę najmniejszych kwadratów. Użyto modułu: Statystyki przemysłowe (planowanie doświadczeń, plany dwuwartościowe, Anova, efekty) programu Statystyka. Dla tak wyznaczonych współczynników  $\beta$  modelu wrażliwości wyznaczono wskaźniki wrażliwości cząstkowej  $S_i$  oraz całkowitej  $S_{Ti}$ . Wrażliwość cząstkową  $S_i$  dla każdej z pięciu zmiennych wejściowej  $x_i$  obliczono jako pochodną cząstkową funkcji regresji (7.16) względem tej zmiennej:

$$S_i = \frac{\partial z}{\partial x_i} \quad (7.17)$$

Sumaryczny wpływ pojedynczych czynników oraz ich łącznych oddziaływań na wielkość wyjściową w określonej przestrzeni zmienności wejść oceniano za pomocą wskaźnika wrażliwości całkowitej  $S_{Ti}$ , zdefiniowanego dla zmiennej  $x_i$  jako:

$$S_{Ti} = |\beta_i| + \sum_{i \neq j} |\beta_{ij}| + \sum_{i \neq k} \sum_{i \neq j} |\beta_{ijk}| + \dots \quad (7.18)$$

#### 7.3.4. Analiza wrażliwości zmiennych zależnych

Uzyskane funkcje aproksymujące dane empiryczne, zawierające składniki będące iloczynami trzech zmiennych wejściowych, poddano dalszej analizie statystycznej w celu ustalenia ostatecznej postaci modelu wrażliwości zmiennych zależnych. Weryfikację istotności parametrów strukturalnych modelu regresji przeprowadzono na drodze analizy niedokładności pomiarów za pomocą testu  $t$ -Studenta. Określono wartość statystyki empirycznej  $t(\beta) = |\beta|/S(\beta)$ , porównując ją z wartością krytyczną  $t_{p,f}$  zależną od liczby stopni swobody  $f$  na poziomie istotności  $p = 0,05$ . Stwierdzenie nierówności  $t(\beta) > t_{p,f}$  oznacza istotność współczynnika modelu. Do oceny niedokładności wykorzystano wyniki powtórzeń pomiarów dla układu  $u = 43$  w centrum planu kompozycyjnego (tab. B.2). Dla wybranego układu zrealizowano  $r = 7$  pomiarów, określając, na pod-

stawie odpowiednich wzorów [107, 164], odchylenie standardowe  $S(z_i)$  będące miarą rozrzutu wyników pojedynczych pomiarów. W ilościowej ocenie zmian wyników pomiarów wielkości wyjściowej  $z_i$ , poza niedokładnością obiektu badań, uwzględniono wpływ niedokładności zastosowanych metod i środków pomiarowych, określając całkowitą niepewność pomiarową  $u(z_i)$  (zał. B). Następnie obliczono odchylenia standardowe współczynników wielomianu  $S(\beta) = u(z_i)/\sqrt{N}$ . Na podstawie porównania wartości statystyki  $t = t(\beta)$  z wartością krytyczną  $t_p = 2,4469$  (przy liczbie stopni swobody  $f = f_1 = r - 1 = 6$ ) stwierdzono istotność efektów głównych wszystkich czynników  $\{n, \alpha, p_{ba}, T_{ba}, p_{g1}\}$  modelu wrażliwości temperatury spalin  $T_t$ . W modelu wrażliwości współczynnika napełnienia  $\eta_v$  nieistotny okazał się wpływ współczynnika  $\alpha$ , a w przypadku modelu sprawności cieplnej  $\eta_c$  – wpływ ciśnienia spalin  $p_{g1}$ . W ocenie statystycznej modelu wrażliwości rozpatrywanych zmiennych zależnych stwierdzono także istotność wpływu niektórych członów interakcyjnych przy poziomie istotności 0,05. Końcowe wyniki analizy statystycznej modelu wrażliwości współczynnika napełnienia  $\eta_v$ , sprawności cieplnej  $\eta_c$  i temperatury spalin  $T_t$  dla unormowanych wartości czynników, zawierające istotne składniki, przedstawiono w tab. D.4–D.6.

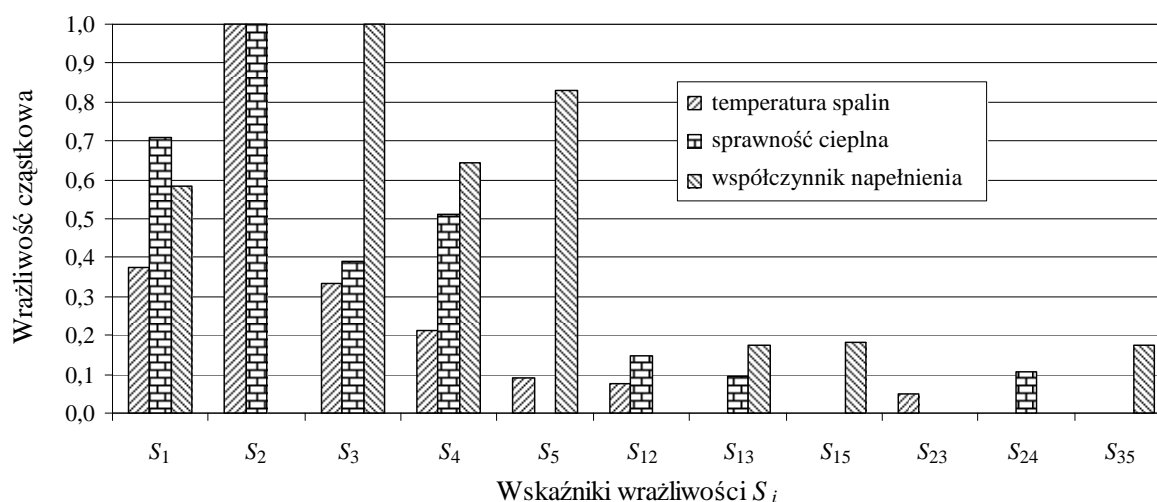
Weryfikację adekwatności funkcji regresji modelu wrażliwości, w stosunku do wyników pomiarów, przeprowadzono za pomocą testu Fischera-Senecorda, wyznaczając statystykę  $F = S^2(z_i)_a / S^2(z_i)$ . Wariancję niedokładności  $S^2(z_i)$  określono na podstawie obliczeń całkowitej niepewności pomiarowej  $u(z_i)$  ustalonej na podstawie powtórzeń pomiarów dla wybranego układu eksperymentu oraz niedokładności techniki pomiarowej, przyjmując  $S^2(z_i) \approx u^2(z_i)$ . Wariancję adekwatności (resztową)  $S^2(z_i)_a = SQ_a / f_a$  wyznaczono przy liczbie stopni swobody  $f_2 = f_a = N - N_b$  (określonej przez liczbę układów  $N = 32$  oraz liczbę współczynników wielomianu  $N_b$ ), obliczając dla każdego układu sumę kwadratów odchyłeń  $SQ_a$  wartości zmierzonych i obliczonych z funkcji regresji. Porównanie wartości statystyki  $F$  z wartością krytyczną  $F_p$ , przy  $p = 0,05$ , we wszystkich przypadkach pozwoliło stwierdzić występowanie relacji  $F < F_p$ , co potwierdza adekwatność funkcji modelu wrażliwości zmiennych zależnych.

Dla uzyskanej postaci funkcji modelu wrażliwości zmiennych zależnych (tab. D.4–D.6) wyznaczono wskaźniki wrażliwości cząstkowej oraz, po uwzględnieniu członów interakcyjnych, wskaźniki wrażliwości całkowitej. Otrzymano w ten sposób model całkowity wrażliwości. Wyniki obliczeń analizy wrażliwości zmiennych zależnych  $z_i$  dla statystycznie istotnych efektów czynników przedstawiono w tab. 7.2. W celu łatwiejszego porównania siły oddziaływania każdego z czynników na zmienną zależną wskaźniki wrażliwości cząstkowej i całkowitej wyrażone zostały również w wartościach względnych, w stosunku do obliczonej maksymalnej bezwzględnej wartości wskaźnika. Graficzną interpretację tak uzyskanych wyników analizy przedstawiono na rys. 7.1 i 7.2.

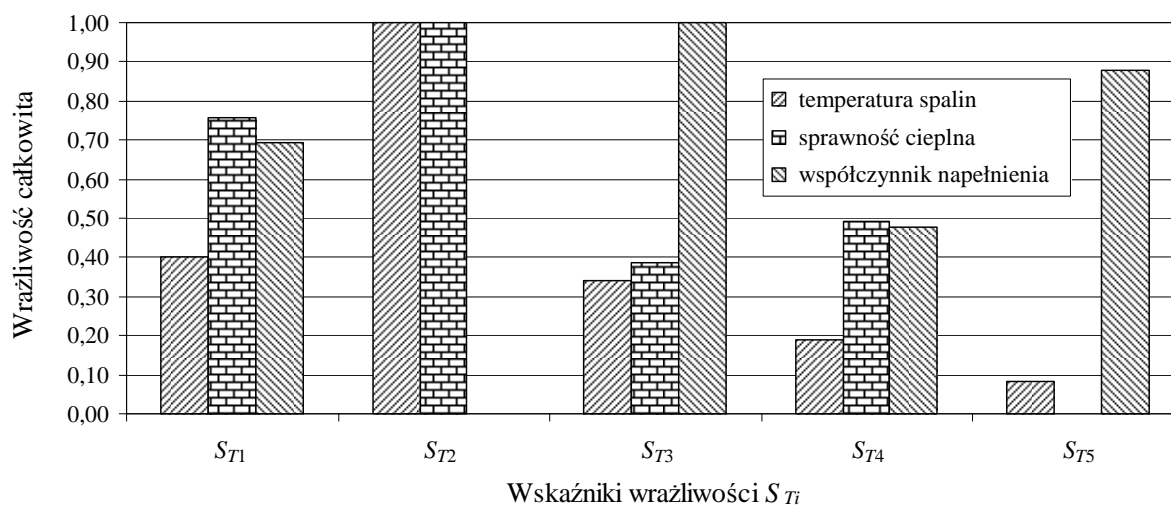
Uzyskanie statystycznej adekwatności badanych modeli wrażliwości stanowi przesłankę do podjęcia analizy merytorycznej w celu oceny efektów głównych oraz interakcji pomiędzy badanymi zmiennymi. Ustalenie tych zależności oraz stwierdzenie ich zgodności z rzeczywistymi mechanizmami oddziaływania czynników na parametry obiegu silnika decyduje o wiarygodności oraz przydatności funkcji modelu silnika do obliczeń predykcyjnych.

Tabela 7.2. Wartości wskaźników wrażliwości cząstkowej i całkowitej

Wskaźniki wrażliwości (czynniki)		Temperatura spalin $T_i$		Sprawność cieplna $\eta_c$		Współczynnik napętnienia $\eta_v$	
Cząstkowej	$S_1 (n)$	26,2636	0,37	0,0091	0,71	0,0118	0,58
	$S_2 (\lambda)$	70,1026	1,00	0,0128	1,00	–	–
	$S_3 (p_{ba})$	23,2787	0,33	0,0050	0,39	0,0202	1,00
	$S_4 (T_{ba})$	14,8529	0,21	0,0066	0,51	0,0130	0,64
	$S_5 (p_{g1})$	6,4911	0,09	–	–	0,0167	0,83
	$S_{12} (n - \lambda)$	5,3866	0,08	0,0019	0,15	–	–
	$S_{13} (n - p_{ba})$	–	–	0,0012	0,09	0,0035	0,17
	$S_{15} (n - p_{g1})$	–	–	–	–	0,0036	0,18
	$S_{23} (\lambda - p_{ba})$	3,5842	0,05	–	–	–	–
	$S_{24} (\lambda - T_{ba})$	–	–	0,0014	0,11	–	–
	$S_{35} (p_{ba} - p_{g1})$	–	–	–	–	0,0035	0,18
Całkowitej	$S_{T1} (n)$	31,6501	0,40	0,0122	0,76	0,0189	0,69
	$S_{T2} (\lambda)$	79,0734	1,00	0,0160	1,00	–	–
	$S_{T3} (p_{ba})$	26,8629	0,34	0,0062	0,39	0,0272	1,00
	$S_{T4} (T_{ba})$	14,8529	0,19	0,0079	0,49	0,0130	0,48
	$S_{T5} (p_{g1})$	6,4911	0,08	–	–	0,0239	0,88



Rys. 7.1. Wskaźniki wrażliwości cząstkowej  $S_i$  dla wszystkich czynników, z uwzględnieniem interakcji



Rys. 7.2. Wskaźniki wrażliwości całkowitej  $S_{Ti}$

**Analiza modelu wrażliwości sprawności cieplnej.** W przypadku efektów głównych bez interakcji między czynnikami stwierdzono, że – przy założeniu modelu liniowego – największy wpływ na sprawność cieplną  $\eta_c$ , przy skrajnej zmianie danego czynnika w przyjętym zakresie zmienności i przy niezmiennych wartościach pozostałych czynników, ma współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda$  (wskaźnik  $S_2$  – rys. 7.1). Można także ustalić, że zwiększenie  $\lambda$  (w sensie wartości unormowanych) do wartości odpowiadającej górnemu poziomowi prowadzi do zwiększenia sprawności cieplnej, gdyż jest to określone dodatnim znakiem współczynnika modelu regresji (tab. D.4). Bezwzględna wartość efektu wynosi 0,026, co oznacza przyrost  $\eta_c$  o 2,6%. Przy niezmiennym ciśnieniu doładowania zwiększenie  $\lambda$  prowadzi do obniżenia temperatury obiegu, sprzyjając zmniejszeniu strat ciepła do układu chłodzenia. Skróceniu ulega również okres spalania, co powoduje, że wywiązywanie się ciepła przebiega bliżej GMP. Powoduje to ograniczenie strat energetycznych związanych z przewlekłością spalania oraz korzystnie wpływa na sprawność cieplną. Dominujący efekt wpływu współczynnika  $\lambda$  jest zatem zgodny z publikowanymi wynikami analiz teoretycznych i danymi doświadczalnymi, co wyraża m.in. znana z literatury empiryczna formuła Vanšejdta [72]. Mniejszy, chociaż znaczący, wpływ ma prędkość obrotowa silnika (wskaźnik  $S_1$  – rys. 7.1). Jej zwiększenie prowadzi do rozciągnięcia fazy spalania na fazę rozprężania. Jednak decydujący wpływ na zwiększenie sprawności cieplnej ma istotne skrócenie czasu wymiany ciepła, co ogranicza jego straty do układu chłodzenia. Taki efekt potwierdza dodatnia wartość współczynnika modelu regresji.

Wyniki badań wskazują także na znaczący wpływ ciśnienia  $p_{ba}$  oraz temperatury  $T_{ba}$  doładowania. Zwiększeniu ciśnienia doładowania przy niezmiennych wartościach pozostałych czynników towarzyszą większe wartości ciśnienia i temperatury obiegu. Ze względu na wzrost gęstości ładunku zwiększa się także współczynnik przejmowania ciepła, co jest czynnikiem sprzyjającym zwiększeniu absolutnych strat ciepła przez ścianki cylindra. Jednak decydujący wpływ na sprawność cieplną ma zmniejszenie względnej powierzchni wymiany ciepła<sup>12</sup>, a w następstwie ograniczenie względnych strat ciepła<sup>13</sup> do układu chłodzenia. Korzystny wpływ zwiększenia ciśnienia doładowania na sprawność cieplną określa dodatni znak współczynnika modelu regresji. Zwiększenie temperatury doładowania  $T_{ba}$  powoduje zmniejszenie sprawności cieplnej. Na taką ocenę efektu zmian temperatury  $T_{ba}$  wskazuje ujemna wartość współczynnika modelu regresji. Pogorszenie sprawności cieplnej przy większych wartościach temperatury  $T_{ba}$ , której towarzyszą odpowiednio większe wartości temperatury obiegu, wynika ze zwiększenia strat ciepła przejmowanego przez ścianki cylindra.

Stwierdzono także występowanie statystycznie istotnych łącznych oddziaływań kilku czynników wyznaczonego modelu wrażliwości  $\eta_c$  (wskaźniki  $S_{12}$ ,  $S_{13}$ ,  $S_{24}$  – rys. 7.1). Korzystne zmiany sprawności cieplnej (dodatnie wartości współczynników modelu regresji) są efektem interakcji pomiędzy prędkością obrotową i współczynnikiem  $\lambda$  oraz prędkością obrotową i ciśnieniem doładowania  $p_{ba}$ . Przy większych wartościach prędkości obrotowej (w rozpatrywanym przypadku ok. 1850 obr/min) zwiększenie ciśnienia  $p_{ba}$  lub współczynnika  $\lambda$  powoduje spotęgowanie korzystnego wpływu prędkości obrotowej na sprawność cieplną. W pierwszy przypadku, przy krótszym okresie wymiany ciepła, dodatkowemu ograniczeniu

<sup>12</sup> Wskutek zwiększenia gęstości ładunku zmniejszeniu ulega stosunek powierzchni wymiany ciepła do masy czynnika wypełniającego cylinder.

<sup>13</sup> Udziału ciepła traconego do układu chłodzenia, w stosunku do ciepła przejętego przez czynniki.

strat energii może sprzyjać zmniejszenie względnej powierzchni wymiany ciepła. W drugim przypadku następuje skrócenie okresu wtrysku paliwa, zmniejszające straty związane z przewlekłością spalania, przy jednoczesnym zmniejszeniu maksymalnych wartości temperatury obiegu. Natomiast efekt jednoczesnych zmian współczynnika  $\lambda$  oraz temperatury  $T_{ba}$  określa ujemna wartość współczynnika modelu regresji. Pozwala to założyć, że w przypadku zwiększenia temperatury  $T_{ba}$  do wartości odpowiadającej górnemu poziomowi czynnika (w niniejszym przypadku ok. 370 K) jednoczesne zwiększenie współczynnika nadmiaru powietrza (od  $\lambda = 1,7$  do  $\lambda = 2,3$ ) powoduje mniejszy przyrost  $\eta_c$  niż przy temperaturze  $T_{ba}$  odpowiadającej dolnemu poziomowi czynnika (ok. 340 K). Mniejszy efekt zwiększenia współczynnika  $\lambda$  przy wyższej temperaturze  $T_{ba}$  wynika, o czym już wspomniano, z jej niekorzystnego wpływu na wielkość strat ciepła przejmowanego przez ścianki cylindra.

Ostatecznie wartości współczynników wrażliwości całkowitej sprawności cieplnej określone są zarówno przez efekty oddziaływań głównych czynników, jak i ich wzajemnych interakcji (rys. 7.2). Wskazują one na dominujący wpływ na sprawność cieplną współczynnika nadmiaru powietrza i prędkości obrotowej, przy mniejszym, lecz także znaczącym oddziaływaniu ciśnienia i temperatury doładowania.

**Analiza modelu wrażliwości temperatury spalin.** W przypadku modelu temperatury spalin stwierdzono istotność wszystkich czynników, chociaż dominujący efekt główny związany jest ze zmianą współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  (wskaźnik  $S_2$  – rys. 7.1). Zwiększenie wartości współczynnika  $\lambda$  prowadzi do zmniejszenia temperatury obiegu, a w następstwie – także do obniżenia temperatury spalin [200, 201]. Efekt taki określa ujemna wartość współczynnika modelu regresji (tab. D.6). Ujemna wartość współczynnika regresji określa podobny efekt wpływu ciśnienia doładowania  $p_{ba}$ . Wyraźne zmniejszenie temperatury spalin  $T_t$  wraz ze wzrostem ciśnienia  $p_{ba}$ , przy stosunkowo niewielkich zmianach wartości temperatury obiegu, jest wynikiem przede wszystkim zwiększenia ciśnienia obiegu, a w następstwie – większego stopnia rozprężania spalin opuszczających cylinder w kolektorze wylotowym silnika. Również znaczący, aczkolwiek przeciwny, wpływ mają zmiany temperatury doładowania  $T_{ba}$  oraz prędkości obrotowej, co określa dodatnia wartość współczynników modelu regresji. W pierwszym przypadku zwiększenie temperatury  $T_t$  wynika ze zwiększenia temperatury obiegu, w drugim zaś przypadku – ze skrócenia czasu wymiany ciepła oraz z mniejszej przewlekłości spalania, co zwiększa udział ciepła unoszonego ze spalinami.

Wyniki oszacowania wskazują także na pewien wpływ ciśnienia spalin  $p_{g1}$ . Zwiększenie ciśnienia  $p_{g1}$  pogarsza warunki przepłukania cylindra i pociąga za sobą zwiększenie reszty spalin pozostałej z poprzedniego obiegu. Sprzyja to podgrzaniu świeżego czynnika, wywołując efekt wpływu zbliżony do zwiększenia temperatury doładowania. Przy większej wartości ciśnienia  $p_{g1}$  zmniejsza się także stopień rozprężenia spalin w kolektorze wylotowym. Wzrost wartości tych czynników prowadzi do zwiększenia temperatury spalin. Efekt ten określa dodatnia wartość współczynnika modelu regresji. Uzyskana istotność efektu wpływu ciśnienia  $p_{g1}$  wynika z przyjętego zakresu zmienności jego wartości oraz kombinacji czynników określonych w planie eksperymentu. Niektóre z układów planu zakładają duże różnice ciśnienia spalin i ciśnienia doładowania, znacznie przekraczające średnie wartości określone rzeczywistymi przebiegami ciśnień w układach wylotowym i dolotowym, przy współpracy silnika z urządzeniem doładowującym. Mając to na uwadze oraz stosunkowo niewielką wrażliwość

temperatury  $T_t$  na zmiany ciśnienia spalin (wartość współczynnika wrażliwości całkowitej  $S_{T5} = 0,1$ ), w celu uproszczenia opisu matematycznego pominięto oddziaływanie  $p_{g1}$  przy wyznaczeniu funkcji temperatury spalin  $T_t$ .

Na podstawie wyników doświadczenia czynnیکowego stwierdzono istotność interakcji pomiędzy współczynnikiem  $\lambda$  a ciśnieniem doładowania  $p_{ba}$  oraz pomiędzy współczynnikiem  $\lambda$  a prędkością obrotową  $n$  (wskaźniki  $S_{12}, S_{23}$  – rys. 7.1). Współdziałanie dużego nadmiaru powietrza (w rozpatrywanym przypadku  $\lambda$  ok. 2,3) i zwiększonego ciśnienia  $p_{ba}$  (od ok. 0,123 do 0,157 MPa) powoduje osłabienie efektu zmniejszenia temperatury spalin  $T_t$ , w porównaniu z innymi kombinacjami tych czynników. Malejący efekt wpływu ciśnienia  $p_{ba}$  przy większych wartościach współczynnika  $\lambda$  określa dodatnia wartość współczynnika modelu wrażliwości (tab. D.6). Przy większych wartościach współczynnika  $\lambda$ , wobec istotnego zmniejszenia temperatury spalania oraz ograniczenia przewlekłości tego procesu, zwiększenie ciśnienia doładowania przyczynia się w znacznie mniejszym stopniu do obniżenia temperatury spalin. W przypadku interakcji współczynnika  $\lambda$  i prędkości obrotowej  $n$  efekt współdziałania tych czynników określa ujemna wartość współczynnika modelu regresji. Pozwala to założyć, że przy skrajnych zmianach prędkości obrotowej i współczynnika  $\lambda$  dominujący wpływ na temperaturę  $T_t$  ma współczynnik  $\lambda$ . Jego zwiększenie, poza zmniejszeniem temperatury spalania, istotnie ogranicza niekorzystne skutki przewlekłości spalania, co ma szczególne znaczenie przy dużych prędkościach obrotowych. Na dominujący wpływ współczynnika  $\lambda$  na temperaturę  $T_t$  wskazują także uzyskane wartości wskaźników wrażliwości całkowitej (rys. 7.2).

**Analiza modelu wrażliwości współczynnika napełnienia.** Analiza statystyczna wpływu czynników na współczynnik napełnienia  $\eta_v$  oraz wyznaczone na jej podstawie wartości wskaźników wrażliwości cząstkowej (rys. 7.1) wskazują na dominujący wpływ ciśnienia doładowania  $p_{ba}$ . Zwiększenie  $p_{ba}$  przy niezmiennych pozostałych czynnikach prowadzi do wzrostu współczynnika  $\eta_v$ . Taki korzystny efekt wpływu tego czynnika określa dodatnia wartość współczynnika modelu regresji (tab. D.5), co potwierdza dotychczasowa wiedza. Bezwzględna wartość efektu wynosi 0,041, co oznacza ponad 4-procentowe zwiększenie  $\eta_v$  w rozpatrywanym zakresie zmienności  $p_{ba}$ . Stwierdzono także znamienny wpływ ciśnienia spalin  $p_{g1}$  (wartość współczynnika wrażliwości  $S_5 = 0,81$  – rys. 7.1). Jest on porównywalny z oddziaływaniem ciśnienia doładowania. Zwiększenie ciśnienia spalin, o czym już wspomniano, utrudnia przepłukanie cylindra oraz sprzyja podgrzaniu świeżego ładunku od resztek spalin pozostałych w cylindrze. Niekorzystny wpływ ciśnienia  $p_{g1}$  na współczynnik napełnienia określa ujemna wartość współczynnika modelu regresji (efekt wynoszący  $-0,033$ ).

Mniejszy, choć również istotny, wpływ stwierdzono w przypadku temperatury doładowania  $T_{ba}$  (wskaźnik  $S_4$  – rys 7.1). Zwiększenie wartości temperatury  $T_{ba}$  zmniejsza podgrzanie świeżego ładunku od ścianek komory spalania i cylindra oraz od reszty spalin, co sprzyja zwiększeniu współczynnika  $\eta_v$ . Na korzystny efekt oddziaływania temperatury  $T_{ba}$  wskazuje dodatni znak współczynnika modelu regresji (wartość bezwzględna efektu wynosi 0,026). Pewne zmiany związane są ze zmianą prędkości obrotowej  $n$  (wskaźnik  $S_1$  – rys 7.1). Jej zwiększenie prowadzi do zmniejszenia współczynnika  $\eta_v$ , co określa ujemna wartość współczynnika modelu regresji. Obserwowany efekt wpływu prędkości obrotowej potwierdza zgromadzona wiedza doświadczalna. Stosunkowo niewielki wpływ prędkości obrotowej na współczynnik napełnienia (wartość bezwzględna efektu wynosi 0,024 – tab. D.5) można uza-



sadnić niewielkim zakresem zmienności czynnika oraz przyjęciem liniowego modelu regresji, w którym uwzględniono dwa poziomy wartości czynników.

W przypadku członów interakcyjnych stwierdzono istotność wpływu łącznego oddziaływania prędkości obrotowej i ciśnienia doładowania  $p_{ba}$ , prędkości obrotowej i ciśnienia spalin  $p_{g1}$  oraz ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  i ciśnienia spalin  $p_{g1}$  (wskaźniki  $S_{13}$ ,  $S_{15}$ ,  $S_{35}$  – rys. 7.1). Ze względu na wzrost oporów przepływu przy dużych prędkościach obrotowych korzystny wpływ zwiększenia ciśnienia  $p_{ba}$  na współczynnik napełnienia ulega osłabieniu. Efekt taki określa ujemny znak współczynnika modelu regresji. Na podobną zależność wskazuje ocena efektu interakcji pomiędzy ciśnieniem  $p_{ba}$  a ciśnieniem  $p_{g1}$ . W tym przypadku ujemny znak współczynnika modelu regresji pozwala założyć, że osłabienie korzystnego wpływu ciśnienia  $p_{ba}$ , przy większym ciśnieniu  $p_{g1}$ , wynika z pogorszenia warunków przepływania cylindra. Natomiast efekt współdziałania prędkości obrotowej i ciśnienia  $p_{g1}$  określa dodatni znak współczynnika modelu regresji. Oznacza to, że przy dużej prędkości obrotowej, odpowiadającej górnemu poziomowi jej wartości (ok. 1850 obr/min), zwiększenie ciśnienia  $p_{g1}$  (od ok. 0,133 do ok. 0,167 MPa) przyczynia się w znacznie mniejszym stopniu do pogorszenia napełnienia niż przy prędkości obrotowej odpowiadającej dolnemu poziomowi czynnika (ok. 1350 obr/min). Złagodzenie niekorzystnego efektu wpływu ciśnienia  $p_{g1}$  na współczynnik  $\eta_v$ , przy dużej prędkości obrotowej jest wynikiem mniejszego podgrzania świeżego ładunku od gorących spalin pozostałych w cylindrze przy krótszym czasie wymiany ciepła.

Całkowite efekty wpływu trzech omówionych czynników oraz ich wzajemnych oddziaływań na temperaturę spalin, określone przez wartości wskaźników wrażliwości całkowitej, przedstawiono na rys. 7.2.

Przedstawione wyżej wyniki analizy wrażliwości pozwoliły na wytypowane statystycznie istotnych czynników, które mają największy wpływ na sprawność cieplną, sprawność wymiany ładunku oraz temperaturę spalin. Istotność tych czynników została zweryfikowana za pomocą odpowiednich statystyk na drodze analizy niedokładności zastosowanej metody badawczej. Jej wyniki pozwoliły uwzględnić jedynie te czynniki, których wpływ jest większy od niepewności pomiarowych. Merytoryczna ocena wyznaczonego matematycznego opisu współzależności, wynikających ze współdziałania silnika z turbosprężarkami, pozwoliła stwierdzić zgodność efektów wpływu badanych czynników oraz ich interakcji zarówno z wynikami analiz teoretycznych zjawisk zachodzących podczas obiegu silnikowego, jak i ze zgromadzoną wiedzą doświadczalną nt. tych zjawisk. Potwierdza to przydatność użytej metody analizy wrażliwości, opartej na modelach statystycznych, do identyfikacji zależności o charakterze przyczynowo-skutkowym występujących w badanym obiekcie. Rezultatem tej analizy jest ostateczne wyznaczenie zbioru zależności funkcjonalnych stanowiących model silnika SW 680 z doładowaniem zakresowym. Ogólny zapis tych zależności przedstawiono w rozdz. 7.3.5.

### 7.3.5. Funkcje modelu silnika

Na podstawie weryfikacji korelacji między przyjętymi zmiennymi opisowymi (por. tab. 7.2) model silnika określono przez zbiór funkcji czterech zmiennych:

$$\eta_c = F_1(n, \lambda, p_{ba}, T_{ba}) \quad (7.19)$$

$$\eta_v = F_2(n, p_{ba}, T_{ba}, p_{g1}) \quad (7.20)$$

$$T_t = F_3(n, \lambda, p_{ba}, T_{ba}) \quad (7.21)$$

Aproksymacji danych empirycznych (tab. D.8, D.10, D.12) dokonano za pomocą wielomianów drugiego stopnia z członami interakcyjnymi (uwzględniających wpływ łącznego oddziaływania czynników pierwszego rzędu) o ogólnej postaci<sup>14</sup>:

$$\tilde{z} = b_0 + \sum_{i=1}^m b_i \cdot x_i + \sum_{i=1}^m b_{ii} \cdot x_i^2 + \sum_{i=1}^m \sum_{j=i+1}^m b_{ij} \cdot x_i \cdot x_j \quad (7.22)$$

Weryfikację funkcji regresji przeprowadzono na wartościach unormowanych  $\hat{x}_i$  dla funkcji silnika w postaci:

$$z = a_0 + \sum_{i=1}^m a_i \cdot \hat{x}_i + \sum_{i=1}^m a_{ii} \cdot \hat{x}_i^2 + \sum_{i=1}^m \sum_{j=i+1}^m a_{ij} \cdot \hat{x}_i \cdot \hat{x}_j \quad (7.23)$$

Współczynniki  $a_0$ ,  $a_i$ ,  $a_{ii}$ ,  $a_{ij}$  wielomianu (7.22) wyznaczono stosując metody regresji wielowymiarowej. Analizę statystyczną, ustalającą poszukiwane wartości współczynników oraz ostateczną postać funkcji aproksymujących zależności (7.19–7.21), przeprowadzono za pomocą programu Statistica. Wykorzystano moduł: Statystyki przemysłowe – planowanie doświadczeń, plany centralne kompozycyjne (powierzchnia odpowiedzi), Anova, efekty. Niedokładność uzyskanych w ten sposób funkcji modelu silnika określono, podobnie jak w przypadku badań eliminacyjnych (rozdz. 7.3.4), uwzględniając całkowite niepewności pomiarowe ustalone na podstawie dodatkowych pomiarów przeprowadzonych dla wybranego układu planu. Weryfikację istotności współczynników przeprowadzono za pomocą testu  $t$ -Studenta, określając odpowiednie wartości statystyk. Odchylenia standardowe współczynników dla przyjętego poziomu istotności  $p = 0,05$  oraz liczby stopni swobody  $f = f_1$  obliczono za pomocą wzorów podanych w pracach Mańczaka [127] i Polańskiego [164]. Wyniki oceny testu istotności przedstawiono w tab. D.7, D.9, D.11). Adekwatność otrzymanych funkcji modelu do wyników pomiarów sprawdzono w poprzednio opisany sposób, wyznaczając wartości statystyki  $F$  Fischera-Senecorda, przy poziomie istotności  $p = 0,05$  oraz liczbie stopni swobody  $f = f_2$  określonej przez liczbę istotnych współczynników funkcji modelu zmiennych zależnych. Różnice pomiędzy wartościami  $\eta_c$ ,  $\eta_v$  i  $T_t$ , określonymi na podstawie pomiarów, a wartościami obliczonymi z wyznaczonych funkcji aproksymujących dla różnych układów wielkości wejściowych, przedstawiono w tab. D.8, D.10, D.12). Uzyskane funkcje cechuje bardzo duży współczynnik dobroci dopasowania  $R^2$ , wynoszący 0,989 dla funkcji sprawności cieplnej  $\eta_c$ , 0,988 dla funkcji współczynnika napełnienia  $\eta_v$  oraz 0,99 w przypadku funkcji temperatury spalin  $T_t$ , co pozwala założyć, że wyjaśniają one prawie 100% zmienności zmiennych zależnych.

<sup>14</sup> Przedstawione w literaturze [m.in. 40, 150, 187, 203, 216] wyniki badań dokładności aproksymacji za pomocą wybranych funkcji analitycznych wskazują na możliwość wykorzystania takiej postaci funkcji aproksymacyjnej do przybliżenia większości charakterystyk silnika tłokowego. Przy zastosowaniu właściwych metod aproksymacji użycie funkcji wielomianowej drugiego stopnia pozwala na zachowanie wymaganej zgodności opisu z wynikami pomiarów. Aproksymacja oddziaływania czynników na podstawie modeli kwadratowych ułatwia praktyczne wykorzystanie otrzymanej funkcji, która jednocześnie minimalizuje niedokładność modelu, a w przypadku procedur optymalizacyjnych zwiększa skuteczność ich realizacji.

Równania regresji opisujące zależności funkcjonalne (7.19–7.21) silnika SW 680:

– sprawność cieplna:

$$\begin{aligned} \eta_c = & 0,475124 + 0,021379 \cdot \hat{x}_1 + 0,033215 \cdot \hat{x}_2 + 0,011804 \cdot \hat{x}_3 - 0,015748 \cdot \hat{x}_4 - \\ & - 0,014947 \cdot \hat{x}_1^2 + 0,006767 \cdot \hat{x}_2^2 + 0,009101 \cdot \hat{x}_3^2 - 0,004951 \cdot \hat{x}_4^2 + 0,010449 \cdot \hat{x}_1 \cdot \hat{x}_2 + \\ & + 0,007545 \cdot \hat{x}_1 \cdot \hat{x}_3 - 0,007036 \cdot \hat{x}_2 \cdot \hat{x}_4 \end{aligned} \quad (7.24)$$

– współczynnik napełnienia:

$$\begin{aligned} \eta_v = & 0,888854 - 0,021733 \cdot \hat{x}_1 + 0,044207 \cdot \hat{x}_3 + 0,027755 \cdot \hat{x}_4 - 0,036724 \cdot \hat{x}_5 - 0,019444 \cdot \hat{x}_1^2 \\ & + 0,017930 \cdot \hat{x}_3^2 + 0,016346 \cdot \hat{x}_5^2 - 0,014298 \cdot \hat{x}_1 \cdot \hat{x}_3 + 0,020164 \cdot \hat{x}_1 \cdot \hat{x}_5 - 0,024392 \cdot \hat{x}_3 \cdot \hat{x}_5 \end{aligned} \quad (7.25)$$

– temperatura spalin:

$$\begin{aligned} T_t = & 782,201 + 58,217 \cdot \hat{x}_1 - 165,586 \cdot \hat{x}_2 - 41,464 \cdot \hat{x}_3 + 31,005 \cdot \hat{x}_4 + 87,139 \cdot \hat{x}_1^2 + \\ & + 63,269 \cdot \hat{x}_2^2 + 26,624 \cdot \hat{x}_3^2 - 33,216 \cdot \hat{x}_1 \cdot \hat{x}_2 + 24,709 \cdot \hat{x}_2 \cdot \hat{x}_3 \quad (\text{K}) \end{aligned} \quad (7.26)$$

Uwzględniając relacje normowania (7.6), dla wyznaczonych równań regresji (7.24–7.26) otrzymuje się zależności:

$$\hat{x}_1 = \frac{n-1600}{600}, \quad \hat{x}_2 = \frac{\lambda-2}{0,7}, \quad \hat{x}_3 = \frac{p_{ba}-0,14}{0,035}, \quad \hat{x}_4 = \frac{T_{ba}-350}{30}, \quad \hat{x}_5 = \frac{p_{g1}-0,15}{0,04}$$

## 7.4. Model sprężarki

Charakterystykę sprężarki promieniowej, przedstawionej graficznie na rys. 6.4, można sprowadzić do postaci zależności funkcyjnych sprężu  $\pi_s^*$  oraz izentropowej sprawności sprężania  $\eta_s^*$  od zredukowanych wartości strumienia masy powietrza  $\dot{m}_{rs} = \dot{m}_s \left( p_{ra} \cdot \sqrt{T_1^*} \right) / \left( p_1^* \cdot \sqrt{T_{ra}} \right)$

i prędkości obrotowej turbosprężarki  $n_{rt} = n_t \sqrt{T_{ra} / T_1^*}$  (por. rozdz. 3.2.3):

$$\eta_s^* = f(n_{rt}, \dot{m}_{rs}) \quad (7.27)$$

$$\pi_s^* = f(n_{rt}, \dot{m}_{rs}) \quad (7.28)$$

Charakterystykę sprężarki w zakresie dużych wartości strumieni masy powietrza ogranicza minimalna sprawność sprężania, a w zakresie małych wartości strumieni – granica pompowania. Przyjęto, że wartość sprawności nie może być mniejsza od  $\eta_s^* = 0,60$ . Natomiast przebieg granicy pompowania można opisać zależnością funkcyjną:

$$\pi_{pom}^* = f(\dot{m}_{rs}) \quad (7.29)$$

Model matematyczny sprężarki przedstawiono w postaci układu równań aproksymujących zależności (7.26–7.27) za pomocą funkcji wielomianowych drugiego stopnia z członami interakcyjnymi pierwszego rzędu (7.21) [40, 68, 98, 214, 216]. Zależność (7.29), wyznaczającą przebieg granicy pompowania, można z wystarczającą dokładnością przedstawić w postaci równania paraboli [95]:

$$\tilde{z} = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_{11} \cdot x_1^2 \quad (7.30)$$

Funkcje aproksymacyjne dla zmiennych rzeczywistych sprowadzono do postaci określonej dla wartości unormowanych (7.23). Współczynniki tak przekształconej funkcji wielomianowej wyznaczono na podstawie dyskretyzacji fabrycznych charakterystyk sprężarek przeliczonych na wartości unormowane  $\hat{x}_i$  z przedziału  $[-1, +1]$  według wzoru (7.6). Oznaczenia, przyjęte zakresy zmienności wielkości wejściowych oraz sposób ich dyskretyzacji przedstawiono w tab. 7.3.

Tabela 7.3. Zakresy zmienności zmiennych niezależnych oraz przypisane im wartości w przypadku wirników sprężarek 309K i 65

Nazwa czynnika	Oznaczenie	Wirnik sprężarki	Zakres zmienności $x_{\min} - x_{\max}$	Wartości kodowe $\hat{x}$	
				-1	+1
Masowe natężenie przepływu powietrza $m_s$ (kg/s)	$x_1$	309K	0,029–0,334	0,029	0,334
		60	0,025–0,208	0,025	0,208
Prędkość obrotowa turbosprężarki $n_t$ (obr/min)	$x_2$	309K	40 000–100 000	40 000	100 000
		60	60 000–120 000	60 000	120 000

Estymację parametrów funkcji sprężarki przeprowadzono metodą najmniejszych kwadratów przy wykorzystaniu programu Statistica. Analizę istotności współczynników regresji przeprowadzono za pomocą testu *t*-Studenta na poziomie istotności 0,05. Wyniki tej analizy dla wirnika o numerze katalogowym 309K wskazują na nieistotność współczynnika  $a_{22}$  dla funkcji sprężu oraz współczynnika  $a_{11}$  dla funkcji granicy pompowania (tab. E.2–E.5). Natomiast w przypadku wirnika 60 (tab. E.6–E.9) współczynnik  $a_{11}$  dla funkcji granicy pompowania uznano za nieistotny.

Po usunięciu nieistotnych współczynników sprawdzono adekwatność otrzymanej funkcji regresji do wyników dyskretyzacji charakterystyki sprężarki. Weryfikację adekwatności opisu charakterystyk rozpatrywanych sprężarek przeprowadzono na podstawie wartości współczynnika korelacji wielowymiarowej  $R$  oraz wariancji resztowej  $S_a^2$ . Wykorzystano moduł programu Statistica: Statystyki przemysłowe – planowanie doświadczeń, plany centralne kompozycyjne (powierzchnia odpowiedzi), Anova, efekty. Wyznaczone wartości współczynników wielomianów aproksymacyjnych w postaci unormowanej dla wirników sprężarek 309K i 60 oraz wartości statystyk zestawiono w tab. 7.4.

Wyniki weryfikacji adekwatności funkcji modelu, przy wyznaczonych współczynnikach wielomianów dla danej charakterystyki sprężarki (tab. 7.4), wskazują na odpowiednią dokładność ich opisu za pomocą funkcji aproksymacyjnych. Funkcje te posłużyły do iteracyjnego wyznaczenia prędkości obrotowej turbosprężarek, a stąd sprężu oraz sprawności sprężania.

Tabela 7.4. Wyniki analizy parametrów funkcji regresji sprężu, sprawności sprężania i linii pompowania dotyczące wirników sprężarek 309K i 60

Nr wirnika	Funkcja regresji	Wartości współczynników regresji						Wartości statystyk	
		$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_{11}$	$a_{22}$	$a_{12}$	$R$	$S_a^2$
309K	$\eta_s$	0,71235	-0,06114	0,04508	-0,53500	-0,19359	0,57465	0,875	0,0004
	$\pi_s$	1,73315	-0,28321	0,82045	-0,59205	-	0,55274	0,956	0,0061
	$\pi_{pom}$	1,93134	0,65318	-	-	-	-	0,963	0,0111
60	$\eta_s$	0,74579	-0,03026	0,03011	-0,30160	-0,07507	0,26829	0,861	0,0002
	$\pi_s$	1,71111	-0,37282	0,69642	-0,44587	0,06274	0,29279	0,994	0,0009
	$\pi_{pom}$	1,88986	0,56499	-	-	-	-	0,999	0,0003

## 7.5. Model turbiny z zasilaniem pulsacyjnym

Przyjęty model matematyczny turbiny bazuje na uzyskanych doświadczalnie charakterystykach bezwymiarowych, które w pracy Sinjavskiego [185] przedstawiono w formie zależności funkcyjnej parametru przepływu  $F_p = \dot{m}_t \cdot \sqrt{T_t^*} / p_t^*$  od kryterialnej prędkości  $u_t / \sqrt{T_t^*}$  i stopnia rozprężania  $\pi_t^*$ , a także zależności izentropowej sprawności  $\eta_t$  od parametru charakterystycznego  $u_t / c_o$  i parametru  $u_t / \sqrt{T_t^*}$ :

$$\frac{\dot{m}_t \cdot \sqrt{T_t^*}}{p_t^*} = f\left(\frac{u_t}{\sqrt{T_t^*}}, \pi_t^*\right) \quad (7.31)$$

$$\eta_t = f\left(\frac{u_t}{\sqrt{T_t^*}}, \frac{u_t}{c_o}\right) \quad (7.32)$$

Analiza charakterystyk małogabarytowych turbosprężarek o typowej konstrukcji, wyznaczonych z zachowaniem warunków dynamicznego podobieństwa przepływu gazu, pozwoliła stwierdzić, że przy wartościach sprężu  $\pi_s < 3$  przebieg zmian przepustowości oraz sprawności, w zależności od parametrów kryterialnych, jest podobny dla różnych typoszeregów turbin i że nie zależy od średnicy zewnętrznej wirnika. Pozwoliło to na uogólnienie opisu zależności funkcyjnych (7.31–7.32), które dla turbin o różnych wymiarach wirników oraz przekrojach skrzyń wlotowych przedstawiono za pomocą funkcji wielomianowych drugiego stopnia. Identyfikację współczynników wielomianów przeprowadzono za pomocą metod regresji wielowymiarowej na podstawie wyników pomiarów uzyskanych dla turbin o zewnętrznych średnicach wirników w zakresie od 0,05 do 0,09 m, z różnymi przekrojami skrzyni wlotowej [185]. Otrzymane zależności aproksymacyjne umożliwiają wyznaczenie przebiegu bezwymiarowych charakterystyk dla zadanych wartości podstawowych parametrów geometrycznych turbiny.

Uogólnioną charakterystykę przepływową turbiny przedstawiono, w zależności od parametru  $u_t / \sqrt{T_t^*}$ , stopnia rozprężania  $\pi_t^*$  oraz pola przekroju  $A_T$  skrzyni wlotowej, w postaci:

$$\frac{\dot{m}_t \cdot \sqrt{T_t^*}}{p_t^*} = f\left(\frac{u_t}{\sqrt{T_t^*}}, \pi_t^*, A_T\right) \quad (7.33)$$

Uzyskano funkcję wielkości unormowanych, aproksymującą zależność (7.32), w postaci:

$$\begin{aligned} \dot{m}_t \cdot \sqrt{T_t^*} / p_t^* = & 3,63822 + 2,25341 \cdot \hat{x}_1 - 0,266880 \cdot \hat{x}_2 + 1,14759 \cdot \hat{x}_3 + 0,494745 \cdot \hat{x}_1^2 + \\ & + 2,24271 \cdot \hat{x}_2^2 + 2,00939 \cdot \hat{x}_3^2 - 3,10533 \cdot \hat{x}_1 \cdot \hat{x}_2 + 8,54158 \cdot \hat{x}_1 \cdot \hat{x}_3 - 0,866885 \cdot \hat{x}_2 \cdot \hat{x}_3 \end{aligned} \quad (7.34)$$

gdzie:

$$\hat{x}_1 = \frac{A_T - 0,00152}{0,00092}, \quad \hat{x}_2 = \frac{u_t / \sqrt{T_t^*} - 9,43}{3,17}, \quad \hat{x}_3 = \frac{\pi_t^* - 1,625}{0,475}$$

Charakterystykę izentropowej sprawności rozprężania w turbinie uproszczono do zależności od parametru charakterystycznego  $u_t/c_o$  [m.in. 83, 110, 146, 166, 182, 216, 218, 231]:

$$\eta_t = f\left(\frac{u_t}{c_o}\right) \quad (7.35)$$

Podstawą uogólnienia opisu zależności (7.35) było stwierdzenie, że w pobliżu optymalnej wartości  $(u_t/c_o)_{opt}$ , przy której osiągana jest maksymalna sprawność  $\eta_{t,max}$ , przebieg zmian  $\eta_t$ , przy zmianach wartości parametru  $u_t/c_o$  dla turbin o różnych średnicach wirników, ma bardzo zbliżony charakter. Pozwoliło to na przyjęcie uogólnionej charakterystyki sprawności turbiny w postaci zależności funkcyjnej:

$$\frac{\eta_t}{\eta_{t,max}} = f\left(\frac{u_t}{c_o} / \left(\frac{u_t}{c_o}\right)_{opt}\right) \quad (7.36)$$

Dla większości małogabarytowych turbin dośrodkowych maksymalne wartości izentropowej sprawności rozprężania osiągnęte są przy stosunku  $u_t/c_o$  w zakresie 0,65–0,72<sup>15</sup>.

Maksymalna izentropowa sprawność rozprężania w turbinie  $\eta_{t,max}$  obliczana jest na podstawie jej maksymalnej sprawności całkowitej  $\eta_{to,max}$ . Przyjęto, że maksymalnej wartości  $\eta_{t,max}$  odpowiada również maksymalna sprawność mechaniczna turbiny  $\eta_{tm,max}$ . Pozwoliło to na wyznaczenie  $\eta_{t,max}$  z zależności:

$$\eta_{t,max} = \frac{\eta_{to,max}}{\eta_{tm,max}} \quad (7.37)$$

Wartość  $\eta_{tm,max}$  można przyjąć w zakresie 0,95–0,985 [119]. Uwzględniając wyrażenie (7.37), maksymalną izentropową sprawność rozprężania określono w zależności od zewnętrznej średnicy wirnika  $D_T$  oraz opisano funkcją wielomianową o postaci:

$$\eta_{t,max} = \left(0,39075 + 5,80061 \cdot D_T - 21,81820 \cdot D_T^2\right) / \eta_{tm,max} \quad (7.38)$$

Bieżące wartości izentropowej sprawności rozprężania w turbinie  $\eta_t$  obliczano z zależności:

<sup>15</sup> Wyniki badań przedstawione w pracy Pancharevskiego i Ivanova [158] wskazują, że dla analizowanej turbosprężarki typoszeregu B3C optymalna wartość  $u_t/c_o$  wynosi 0,68.

$$\eta_t = (0,98335 - 2,30472 \cdot 10^{-4} \cdot \hat{x} - 0,26202 \cdot \hat{x}^2) \cdot \eta_{t,\max} \quad (7.39)$$

gdzie:

$$\hat{x} = \frac{\left[ \frac{u_t}{c_o} / \left( \frac{u_t}{c_o} \right)_{\text{opt}} \right] - 1}{0,46}$$

Moc tarcia  $N_{tr}$  w łożyskach turbosprężarki obliczana jest z uzyskanej doświadczalnie zależności od średnicy łożyskowania wału  $D_o$  oraz prędkości obrotowej turbosprężarki  $n_t$ . Wartości sprawności mechanicznej turbiny dla obliczonej izentropowej pracy rozprężania spalin  $H_t$  wyznaczone są na podstawie wzoru:

$$\eta_{tm} = \frac{\dot{m}_t \cdot H_t \cdot \eta_t - N_{tr}}{\dot{m}_t \cdot H_t \cdot \eta_t} \quad (7.40)$$

Sprawność całkowita turbiny  $\eta_{to}$  obliczana jest z zależności:

$$\eta_{to} = \eta_t \cdot \eta_{tm} \quad (7.41)$$

Wykorzystanie charakterystyk do modelowania współpracy turbosprężarki z silnikiem trakcyjnym w przypadku pulsacyjnego zasilania turbiny wiąże się z koniecznością uwzględnienia odmiennych warunków przepływu czynnika podczas badań stanowiskowych oraz w układzie wylotowym silnika. Zmiany mocy oraz przepustowości turbiny przy pulsacyjnym przepływie spalin uwzględniane są w postaci współczynników pulsacyjności  $k_N$  i  $k_f$  przyjmowanych wg kryterium podobieństwa przepływu w kolektorze wylotowym o określonej konstrukcji [72]. Równanie bilansu mocy sprężarki  $N_s$  oraz turbiny  $N_t$ , z uwzględnieniem współczynnika pulsacyjności  $k_N$ , określa zależność:

$$N_s = k_N \cdot N_t \quad (7.42)$$

Współczynnik pulsacyjności  $k_N$  dla przypadku wylotu spalin do kolektora połączonego z trzech cylindrów, jak w silniku SW 680, obliczany jest z empirycznej zależności funkcjonalnej  $k_N = f(\pi_s, \pi_t)$  od sprężu sprężarki  $\pi_s^*$  oraz stopnia rozprężania turbiny  $\pi_t^*$  [72]:

$$k_N = 1,023650 - 0,021307 \cdot \hat{x}_1 - 0,124524 \cdot \hat{x}_2 + 0,035955 \cdot \hat{x}_1^2 + 0,028509 \cdot \hat{x}_2^2 + 0,066801 \cdot \hat{x}_1 \cdot \hat{x}_2 \quad (7.43)$$

gdzie:

$$\hat{x}_1 = \frac{\pi_s^* - 1,525}{0,425}, \quad \hat{x}_2 = \frac{\pi_t^* - 1,65}{0,55}$$

Zmiany strumienia masy spalin  $\dot{m}_t$  przy pulsacyjnym przepływie przez turbinę, uwzględniane za pomocą współczynnika  $k_f$ , określa wyrażenie:

$$F_p \cdot k_f = \frac{\dot{m}_t \cdot \sqrt{T_t^*}}{p_t^*} \quad (7.44)$$

Współczynnik  $k_f$  określa zależność [72]:

$$k_f = 1 / \sqrt{k_N} \quad (7.45)$$

## 7.6. Algorytmizacja modelu

Obliczenia prowadzono dla wybranych turbosprężarek dla zadanego punktu pracy silnika. Przed rozpoczęciem obliczeń należy przyjąć:

- wartości prędkości obrotowej silnika  $n$ ,
- wartości współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  lub dawki paliwa  $q_o$ .

Ponadto konieczne jest przyjęcie początkowych wartości: ciśnienia doładowania  $p_{ba}$ , ciśnienia  $p_t$  i temperatury  $T_t$  spalin w przekroju wlotowym turbiny, prędkości obrotowej turbosprężarki  $n_t$  oraz współczynnika napełnienia  $\eta_v$ .

Mając na uwadze dopuszczalne warunki pracy poszczególnych elementów składowych układu silnik–zespół turbosprężarek, w algorytmie przewidziano odpowiednie zabezpieczenia. Taką funkcję pełnią warunki nieprzekraczania granicy pompowania sprężarki oraz dopuszczalnej temperatury spalin przed turbiną. Wprowadzono także ograniczenia ze względu na zakres zmienności wielkości wejściowych, na podstawie których dokonano identyfikacji parametrów funkcji modelu silnika. Ograniczenia te dotyczą w szczególności dopuszczalnych wartości ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  (sprężu sprężarki) oraz współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$ , które nie mogą wychodzić poza obszar objęty warunkami doświadczalnymi.

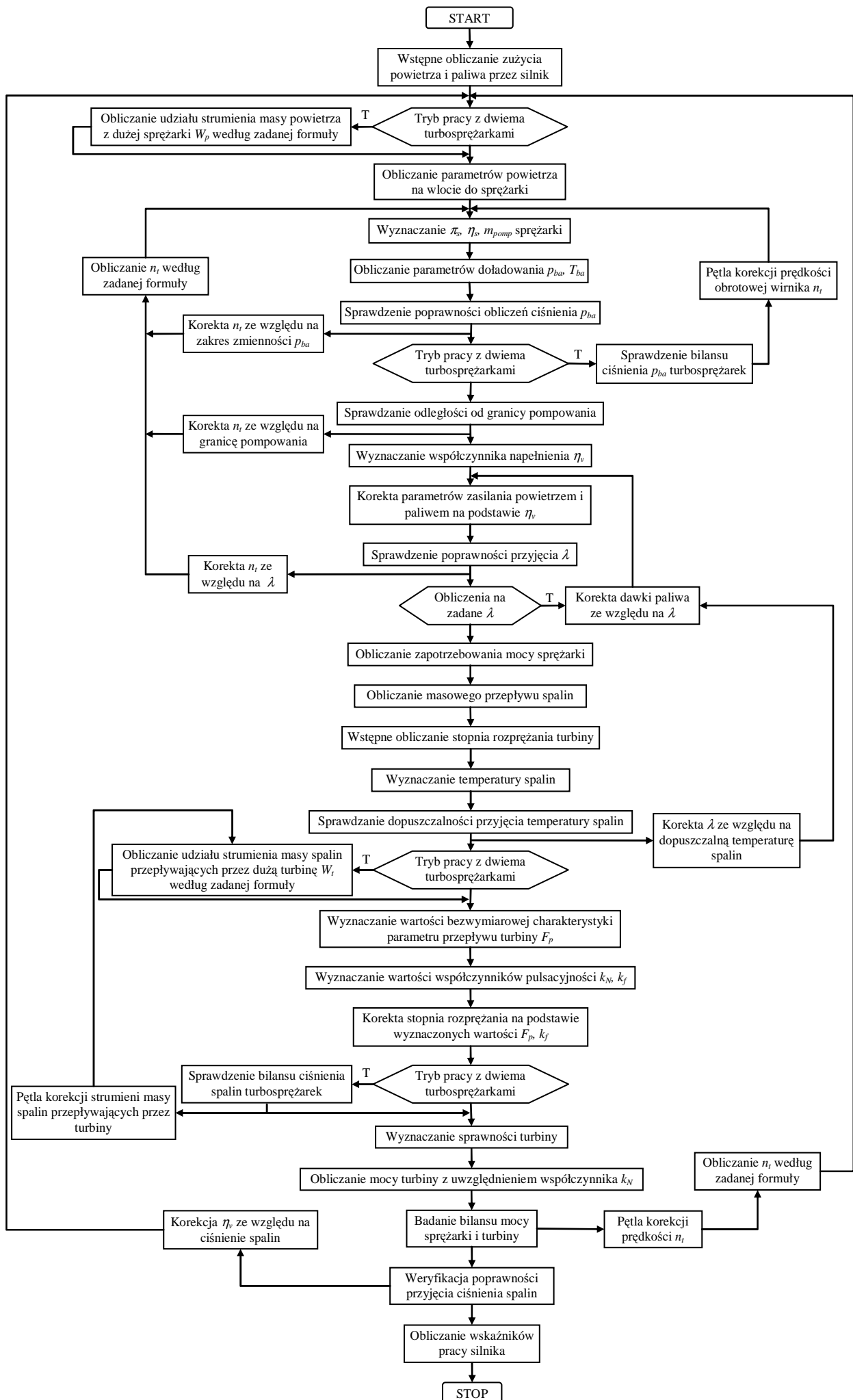
Schemat blokowy algorytmu obliczania średnich wartości wybranych parametrów pracy silnika i układu doładowania ilustruje rys. 7.3. Szczegółowy opis matematycznych relacji tworzących model silnika i zespołu doładowującego przedstawiono w zał. F.6.

Ze względu na konieczność spełnienia podstawowych zależności bilansowych (5.1–5.3) podczas współpracy turbosprężarki z silnikiem oraz, dodatkowo, w przypadku doładowania zakresowego ze względu na bilans ciśnienia doładowania ( $p_{2(I)} = p_{2(II)} = p_2$ ) oraz ciśnienia spalin ( $p_{3(I)} = p_{3(II)} = p_3$ ) dwóch urządzeń doładowujących symulacje prowadzono, wykorzystując iteracyjny mechanizm obliczeń – aż do osiągnięcia założonej dokładności rozwiązania.

W wewnętrznej pętli iteracyjnej korygowane są wartości takich parametrów, jak: prędkość obrotowa turbosprężarki  $n_t$ , dawka paliwa  $q_o$ , udział strumienia masy spalin przepływających przez dużą turbinę  $W_t$  oraz współczynnik napełnienia  $\eta_v$ . Prędkość obrotowa turbosprężarki  $n_t$  korygowana jest ze względu na granicę pompowania sprężarki oraz ze względu na dopuszczalny zakres zmienności współczynnika  $\lambda$ , ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  i ciśnienia spalin w kolektorze wylotowym  $p_{g1}$ . Jeżeli obliczone wartości ciśnienia spalin  $p_{g1}$ , ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  oraz współczynnika  $\lambda$  znalazłyby się na granicy dopuszczalnego przedziału, to niezależnie od bilansu mocy oraz masowego natężenia przepływu prędkość obrotowa turbosprężarki  $n_t$  korygowana byłaby na podstawie zadanego przyrostu prędkości obrotowej turbosprężarki  $\pm\Delta n_t$ .

W przypadku symulacji prowadzonych dla układu z dwiema turbosprężarkami prędkość obrotowa  $n_t$  korygowana jest także ze względu na bilans ciśnienia doładowania każdego urządzenia doładowującego. Dawka paliwa  $q_o$  wyznaczana jest w pętli korekcji współczynnika nadmiaru powietrza (w obliczeniach przy zadanej wartości  $\lambda$ ) oraz przy uwzględnieniu dopuszczalnej temperatury spalin. W obliczeniach prowadzonych dla układu z dwiema turbosprężarkami w pętli korekcji udziału strumienia masy spalin przepływających przez dużą turbinę  $W_t$  bilansowane jest ciśnienie spalin w kolektorze wylotowym  $p_{g1}$  dla każdej turbiny. Ze względu na ciśnienie spalin korygowany jest współczynnik napełnienia.





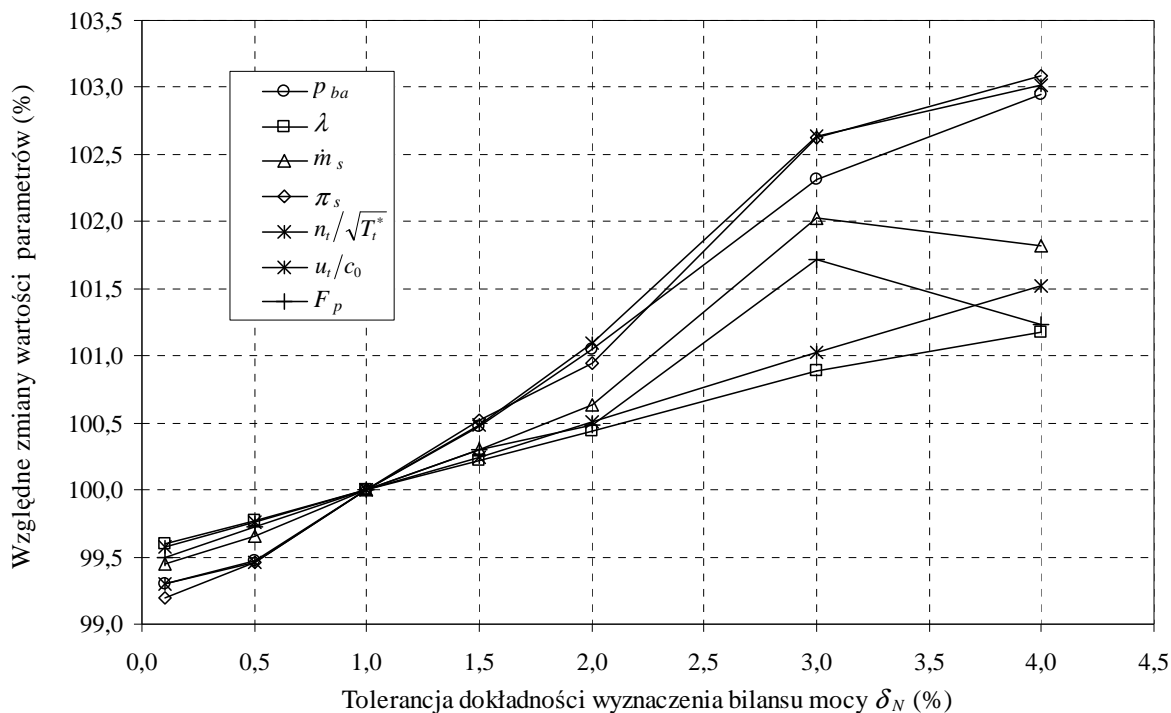
Rys. 7.3. Schemat blokowy algorytmu obliczania charakterystyk pracy silnika i układu doładowania

W zewnętrznej pętli iteracyjnej prędkość obrotowa turbosprężarki  $n_t$  korygowana jest w zależności od bilansu mocy sprężarki  $N_s$  oraz turbiny  $N_t$ . Przy zwiększaniu prędkości obrotowej turbosprężarki  $n_t$  zwiększają się wartości sprężu  $\pi_s$ , a w następstwie także wartości współczynnika  $\lambda$ . Maleje natomiast stopień rozprężania  $\pi_t$ , co powinno doprowadzić do zmniejszenia różnicy mocy turbiny  $N_t$  i sprężarki  $N_s$ . W obliczeniach dotyczących trybu pracy z dwiema turbosprężarkami na podstawie wyznaczonych wartości mocy sprężarki oraz turbiny korygowany jest także strumień masy powietrza z każdej sprężarki – współczynnik udziału strumienia masy powietrza z dużej sprężarki  $W_p$  – zależność (5.15). Warunkiem zakończenia obliczeń jest uzyskanie w przypadku każdej turbosprężarki wymaganej zbieżności wartości  $N_s$  oraz  $N_t$ .

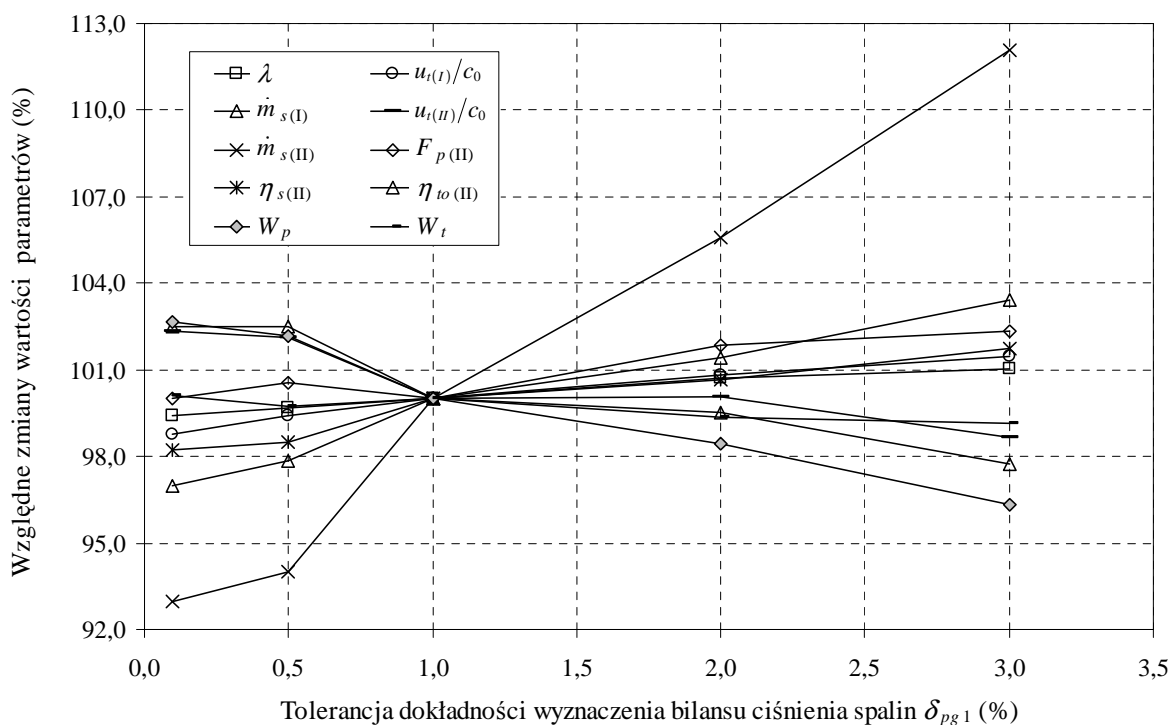
## 7.7. Ocena czułości procedury numerycznej na zmiany warunków obliczeń

W cenie jakości doboru urządzenia doładowującego do silnika zasadnicze znaczenie ma dokładność wyznaczenia punktu pracy sprężarki i turbiny oraz warunków działania silnika określonych m.in. poprzez wartości parametrów doładowania i współczynnika nadmiaru powietrza. Wartości tych parametrów obliczono w zależności od tolerancji dokładności  $\delta_i$  wyznaczenia bilansu mocy w zewnętrznej pętli iteracji. W przypadku doładowania zakresowego uwzględniono także dokładność wyznaczenia, w wewnętrznych pętlach iteracyjnych, bilansu ciśnienia doładowania i ciśnienia spalin dwóch urządzeń doładowujących. Zmiany wartości obliczonych parametrów w badanym zakresie zmienności  $\delta_i$  określono względem wartości uzyskanych dla  $\delta_i = 1\%$  (przyjętych jako 100%). Wyniki obliczeń w przypadku turbosprężarek 309K-16,8, 60-5,65, przy prędkości obrotowej  $n = 1600$  obr/min oraz dawce paliwa  $q_o = 110$  mm<sup>3</sup>/wtr, zestawiono w tab. G.1–G.3. Graficzną interpretację wyników obliczeń przedstawiono na rys. 7.4–7.6.

Wpływ tolerancji dokładności  $\delta_N$  wyznaczenia bilansu mocy sprężarki oraz turbiny na zmiany wartości wybranych parametrów pracy silnika i urządzenia doładowującego w obliczeniach dotyczących trybu pracy z jedną turbosprężarką można prześledzić na rys. 7.4. Z powodu zastosowania iteracyjnego mechanizmu obliczeń przy bilansowaniu mocy sprężarki i turbiny (rozd. 7.6) zwiększenie niedokładności  $\delta_N$  wyznaczania tego bilansu prowadzi do zwiększenia rozrzutu prędkości obrotowej turbosprężarki  $n_t$ . W zakresie zmienności  $\delta_N$  od 0,1 do 4%, w następstwie zmian prędkości obrotowej  $n_t$  (od ok. –1 do 2,5%), stwierdzono rozrzut wartości sprężu sprężarki  $\pi_s$  (ciśnienia doładowania  $p_{ba}$ ) od ok. –1 do 3%. Rozrzut ten wynika także z niedokładności wyznaczenia wartości strumienia masy powietrza ze sprężarki  $\dot{m}_s$  (zmiana w zakresie od –0,5 do 1,8%), na podstawie którego wyznaczana jest wartość jej sprężu  $\pi_s$ . Wskutek m.in. zmian wartości  $\dot{m}_s$  oraz ciśnienia doładowania rozrzut wartości współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  wynosi od –0,5 do 1,2%. Z powodu znacznego rozrzutu wartości kryterialnej prędkości obrotowej turbosprężarki  $n_t / \sqrt{T_t^*}$  w zakresie od ok. –1 do 3% oraz z powodu niedokładności wyznaczenia współczynnika  $\lambda$  zaobserwować można rozrzut wartości parametru przepływu turbiny  $F_p$  od –0,5 do 1,7%. Wpływa to także na niedokładność oceny wartości parametru charakterystycznego  $u_t/c_o$  określającego izentropową sprawność rozprężania w turbinie, którego wartość zmienia się w zakresie od ok. –0,5 do 1,5%. Mniej znaczące zmiany pozostałych analizowanych parametrów pracy silnika i turbosprężarki przedstawiono w tab. G.1.



Rys. 7.4. Względne zmiany wartości wybranych parametrów pracy silnika i turbosprężarki w zależności od tolerancji dokładności  $\delta_N$  wyznaczenia bilansu mocy sprężarki oraz turbiny



Rys. 7.5. Względne zmiany wartości wybranych parametrów pracy silnika i układu doładowania w zależności od tolerancji dokładności  $\delta_{pg1}$  wyznaczenia bilansu ciśnienia spalin

W obliczeniach dotyczących silnika z doładowaniem zakresowym podstawowe znaczenie ma tolerancja dokładności wyznaczenia bilansu ciśnienia spalin  $\delta_{pg1}$  oraz ciśnienia doładowania  $\delta_{pba}$  dwóch turbosprężarek. Wpływ zmian  $\delta_{pg1}$  na obliczone wartości wybranych parametrów pracy silnika i turbosprężarek przedstawia rys. 7.5. W badanym zakresie zmien-

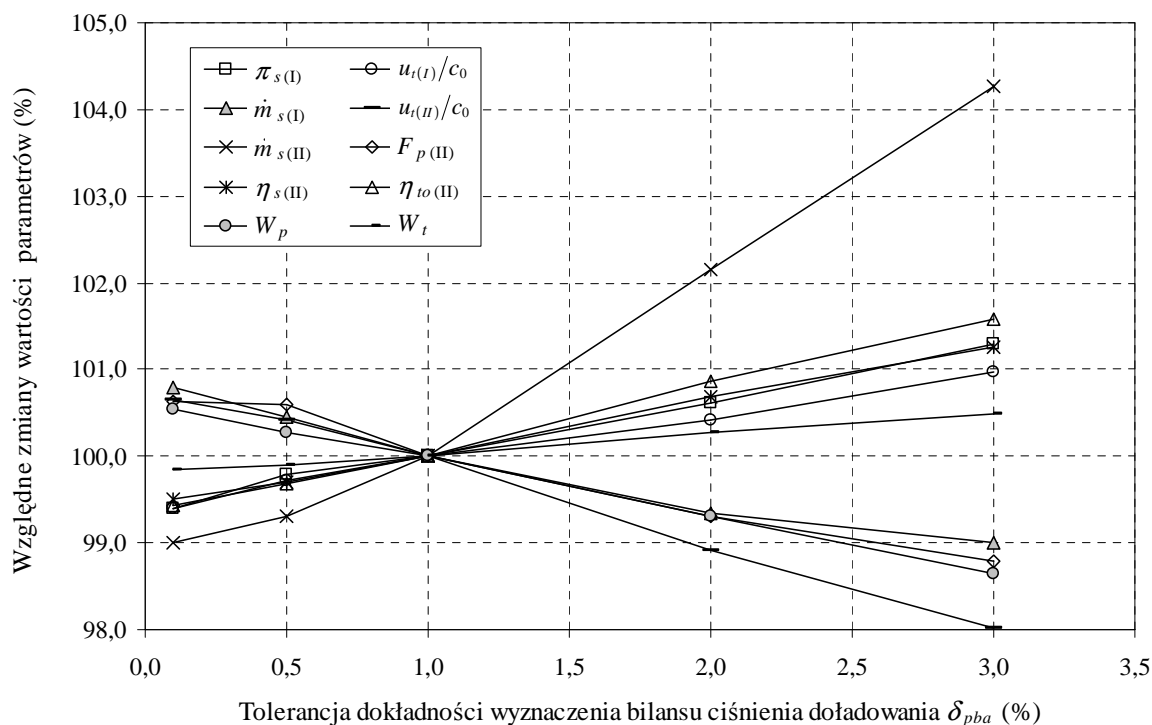
ności  $\delta_{pg1}$  od 0,1 do 3% zaobserwowano rozrzut wartości strumienia masy powietrza  $\dot{m}_{s(II)}$  małej sprężarki 60 w przedziale od ok.  $-7$  do  $12\%$  (tj. zwiększenie o ok.  $19\%$ ). Mniejsze, choć również znaczące zmiany strumienia masy powietrza  $\dot{m}_{s(I)}$  (w zakresie od ok.  $3$  do  $-2\%$ ), zaobserwowano w przypadku dużej sprężarki 309K. Duża czułość modelu obliczeniowego na określone zmiany warunków obliczeń, wyrażona znacznym rozrzutem wartości  $\dot{m}_{s(I)}$  i  $\dot{m}_{s(II)}$ , związana jest przede wszystkim z doбором warunku zakończenia i kroku iteracji w pętli korekcji wartości współczynnika udziału strumienia masy powietrza dużej sprężarki  $W_p$ , który wyznaczany jest na podstawie obliczonych wartości mocy sprężarki oraz turbiny dwóch urządzeń doładowujących (rozd. 7.6).

Dopuszczenie dużej rozbieżności w wartościach ciśnienia spalin powoduje istotny rozrzut obliczonych wartości mocy turbin obu turbosprężarek, co przy określonej (stałej) dokładności wyznaczania w zastosowanych pętlach iteracyjnych pozostałych zależności bilansowych, obowiązujących dla układu doładowania, wiąże się z koniecznością odpowiedniego skorygowania strumieni masy powietrza ze sprężarek. W rozpatrywanym przypadku, przy większej wartości ciśnienia spalin  $p_{g1(II)}$  (stopnia rozprężania  $\pi_{t(II)}$ ) w małej turbinie, wyznaczonej w pętli korekcji udziału strumieni masy spalin przepływających przez turbiny ( $W_t$ ), można stwierdzić określone zmiany punktów pracy turbosprężarek. Uzyskuje się rozrzut wartości współczynnika  $W_t$  w granicach od  $0,1$  do  $-0,9\%$ . Przy takim rozrzucie  $W_t$  zaobserwować można zmiany wartości parametru kryterialnego  $n_{t(II)}/\sqrt{T_t^*}$  w zakresie od  $-0,4$  do  $1,9\%$  oraz parametru  $u_{t(II)}/c_o$  w zakresie od  $2,3$  do  $-1,3\%$ , a w następstwie rozrzut wartości sprawności całkowitej  $\eta_{to(II)}$  w zakresie od  $-3$  do  $3,4\%$  (zmiana o  $6\%$ ) oraz parametru przepływu  $F_{p(II)}$  w zakresie od  $-0,5$  do  $2,5\%$  (zmiana o ok.  $3\%$ ). Rozrzut wartości tych parametrów powoduje odpowiednie zmiany mocy małej turbiny. W rezultacie tych zmian rozrzut wartości współczynnika  $W_p$  jest znaczny i wynosi od ok.  $2,7$  do  $-3,7\%$  (tj. powyżej  $6\%$ ). Przy stosunkowo małym udziale strumienia masy powietrza z małej sprężarki 60 (poniżej  $30\%$  całkowitego strumienia masy powietrza) taka zmiana wartości współczynnika  $W_p$  powoduje wspomniany znaczny rozrzut wartości  $\dot{m}_{s(II)}$ . Obserwowanej zmianie wartości  $\dot{m}_{s(II)}$  sprzyja także odpowiednia zmiana punktów pracy sprężarki, co przejawia się rozrzutem uzyskiwanych wartości sprawności sprężania  $\eta_{s(II)}$  w granicach  $\pm 1,8\%$ ; zmiany wartości pozostałych parametrów nie przekraczają  $2\%$  (tab. G.2).

Wpływ tolerancji dokładności wyznaczenia bilansu ciśnienia doładowania  $\delta_{pba}$  turbosprężarek (rys. 7.6) uwidacznia się przede wszystkim w istotnych zmianach strumienia masy powietrza  $\dot{m}_{s(I)}$  z małej sprężarki, gdyż w rozpatrywanym zakresie zmienności  $\delta_{pba}$  od  $0,1$  do  $3\%$  rozrzut wyznaczonych wartości  $\dot{m}_{s(II)}$  jest znaczny i wynosi od  $-1,4$  do  $4,3\%$ . Podobnie jak w przypadku oceny wpływu tolerancji  $\delta_{pg1}$ , wspomniany rozrzut wynika z zastosowania iteracyjnego mechanizmu obliczeń prowadzonych przy uwzględnieniu określonych zależności bilansowych obowiązujących w przypadku turbosprężarki. Przy stałej tolerancji dokładności wyznaczenia bilansu ciśnienia spalin oraz bilansu mocy turbosprężarek zwiększenie rozbieżności w wyznaczonych wartościach ciśnienia doładowania musi być kompensowane przez odpowiednią zmianę podziału strumienia masy powietrza pomiędzy sprężarki. W rozpatrywanym przypadku można zaobserwować zmniejszenie współczynnika  $W_p$  o ok.  $2\%$ , a w na-

stepstwie zwiększenie strumienia masy powietrza z małej sprężarki o ok. 6%. Rozrzut wartości strumienia masy powietrza z dużej sprężarki jest znacznie mniejszy i wynosi ok. 2%. Niedokładności wyznaczenia strumienia masy powietrza z małej sprężarki towarzyszy rozrzut jej sprawności  $\eta_{s(II)}$  w granicach od  $-0,5$  do  $1,3\%$  oraz odpowiednie zmiany warunków pracy turbiny (ok. 3-procentowy rozrzut wartości parametru  $u_{t(II)}/c_o$ , a  $F_{p(II)}$  i  $\eta_{to(II)}$  – ok. 2-procentowy).

W przypadku pozostałych parametrów (tab. G.3) rozrzut wartości nie przekracza 2%.



Rys. 7.6. Względne zmiany wartości wybranych parametrów pracy silnika i układu doładowania w zależności od tolerancji dokładności  $\delta_{pba}$  wyznaczenia bilansu ciśnienia doładowania

Na podstawie przeprowadzonych obserwacji wydaje się, że celowe jest przyjęcie następujących wartości tolerancji dokładności wyznaczenia zależności bilansowych w zastosowanych pętlach:  $\delta_N = 1\%$ ,  $\delta_{pg1} = 0,5\%$ ,  $\delta_{pba} = 0,5\%$ . Dla tak dobranych wartości tolerancji oszacowano wpływ dokładności wyznaczenia sekundowego zużycia paliwa  $B$  oraz współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  na zmiany wartości obliczonych parametrów pracy silnika i układu doładowania. Stwierdzono, że tolerancja wartości  $B$  w granicach maksymalnej niepewności pomiarowej wynoszącej ok.  $\pm 0,5\%$  powoduje, w zależności od punktu charakterystyki ogólnej  $B = f(n, T_{tq})$  oraz trybu pracy układu doładowania, rozrzut wartości parametrów nieprzekraczający zakresu od ok.  $0,9$  do  $-0,9\%$ . Natomiast w obliczeniach przy zadanym współczynniku  $\lambda$ , którego wartość wyznaczana jest z graniczną niepewnością pomiarową wynoszącą ok.  $\pm 1,1\%$ , stwierdzono rozrzut parametrów w granicach wynoszącą od ok.  $-1,4$  do  $1,5\%$ .

Z przedstawionych powyżej wyników badań czułości procedury numerycznej wynika, że w przypadku zastosowania iteracyjnego mechanizmu obliczeń dokładność wyników symulacji silnika z turbodoładowaniem istotnie zależy od dokładności wyznaczenia odpowiednich zależności bilansowych dla turbosprężarki przy jej współpracy z silnikiem. W przypadku symulacji dla silnika z doładowaniem zakresowym zbyt duża tolerancja dokładności wyznaczenia bilansu ciśnienia spalin oraz ciśnienia doładowania dwóch turbosprężarek prowadzi do

błędnej oceny charakterystyk pracy każdej turbosprężarki, wynikającej m.in. z niedokładności podziału ich obciążenia. Wraz z określoną tolerancją wyznaczenia zużycia paliwa wpływa to w zasadniczy sposób na niedokładność oceny warunków współpracy tych turbosprężarek.

## 7.8. Weryfikacja modelu

Weryfikację modelu, którego współczynniki zostały określone w procesie jego identyfikacji na podstawie rezultatów pomiarów przeprowadzonych dla silnika SW 680, sprawdzono do porównania wyników obliczeń symulacyjnych z charakterystykami uzyskanymi podczas badań na hamowni. Dokładność symulacji oceniano na podstawie maksymalnych wartości różnicy wartości parametrów pracy silnika obliczonych oraz wyznaczonych z pomiarów w warunkach charakterystyki pełnej mocy (tab. H.1). Ze względu na przyjęty zakres prowadzonych studiów i analiz obejmujących obszar obciążeń częściowych silnika (rozdz. 4.3) w ocenie tej uwzględniono także rozrzut wyników obliczeń oraz pomiarów w warunkach charakterystyki obciążeniowej (tab. H.2). Porównanie obliczonych oraz wyznaczonych eksperymentalnie wartości podstawowych parametrów pracy silnika SW 680 z turbosprężarkami 309K-16,8 i 60-5,65 przeprowadzono przy zachowaniu jednakowej dawki paliwa. Graficzną ilustrację weryfikacji modelu w warunkach charakterystyki zewnętrznej przedstawiono na rys. 7.7.

Względne różnice wyników obliczeń symulacyjnych oraz pomiarów w badanym zakresie zmienności parametrów zostały oszacowane:

1) przy wyznaczaniu masowego natężenia przepływu powietrza  $\Delta A \leq 3\%$ ; różnica ta wynika z niedokładności funkcji aproksymacyjnej współczynnika napełnienia  $\eta_v$  oraz ze związanej z tym niedokładności wyznaczenia ciśnienia  $p_{ba}$  i temperatury doładowania  $T_{ba}$ ;

2) przy wyznaczaniu współczynnika nadmiaru powietrza  $\Delta \lambda \leq 3\%$ ; różnica wynika z niedokładności wyznaczenia masowego natężenia przepływu powietrza  $A$ ;

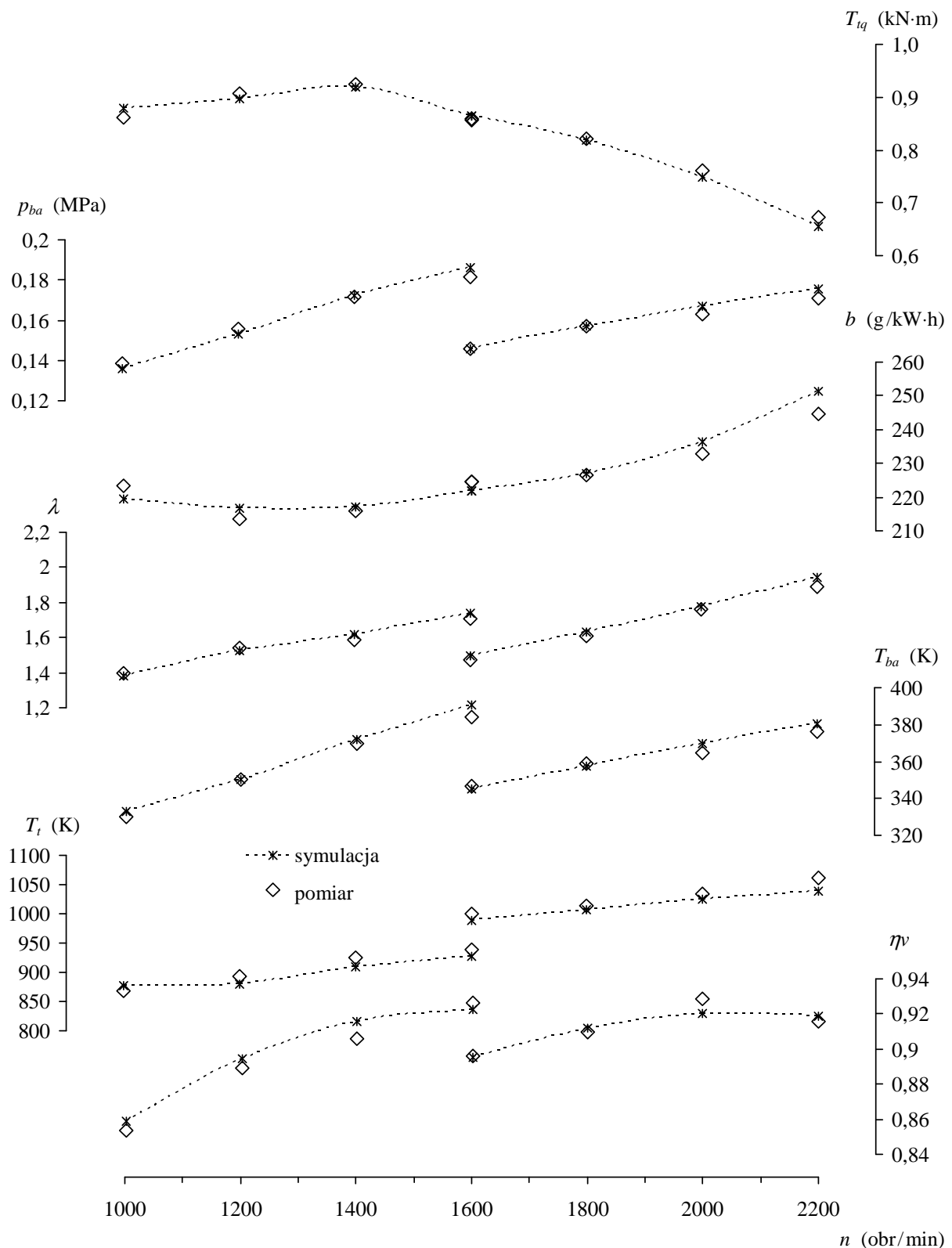
3) przy wyznaczaniu ciśnienia doładowania  $\Delta p_{ba} \leq 2\%$  i temperatury doładowania  $\Delta T_{ba} \leq 2\%$ ; różnica wynika z niedokładności opisu charakterystyk sprężarki oraz turbiny oraz współczynników pulsacyjności i ze związanej z nimi niedokładności wyznaczenia zależności bilansowych w turbosprężarce, jest zatem także związana z niedokładnością wyznaczenia ciśnienia  $p_{g1}$  i temperatury spalin  $T_i$ ;

4) przy wyznaczaniu temperatury spalin  $\Delta T_i \leq 3\%$ ; różnica wynika z niedokładności funkcji aproksymacyjnej temperatury spalin, jest zatem także związana z niedokładnością wyznaczenia ciśnienia  $p_{ba}$ , temperatury doładowania  $T_{ba}$  oraz współczynnika  $\lambda$ ;

5) przy wyznaczaniu momentu obrotowego  $\Delta T_{iq} \leq 3\%$  i jednostkowego zużycia paliwa  $\Delta b \leq 3\%$ ; różnica wynika z niedokładności funkcji aproksymacyjnej sprawności cieplnej, jest zatem także związana z niedokładnością wyznaczenia ciśnienia doładowania  $p_{ba}$ , temperatury doładowania  $T_{ba}$  oraz współczynnika  $\lambda$ .

Ostatecznie na podstawie przedstawionego oszacowania niedokładności symulacji można stwierdzić, że odchylenia między obliczonymi i uzyskanymi doświadczalnie charakterystykami, w zależności od śledzonego parametru, wahają się w granicach od poniżej 1 do 3%. Maksymalny błąd uzyskano przy obciążeniach częściowych, przy czym nie zwiększa się on podczas obliczeń prowadzonych w warunkach charakterystyki zewnętrznej. Przyjmując

taką niedokładność obliczeń za wystarczającą do oceny warunków współpracy silnika i turbosprężarek w układzie doładowania zakresowego, wykonano odpowiednie symulacyjne obliczenia predykcyjne przy zmianie parametrów turbosprężarek.



Rys. 7.7. Porównanie wyników obliczeń symulacyjnych z wynikami pomiarów w warunkach charakterystyki zewnętrznej silnika SW 680 z doładowaniem zakresowym z turbosprężarkami 309K-16,8 i 60-5,65, przy zachowaniu jednakowej dawki paliwa

## 7.9. Symulacyjne badania charakterystyk silnika i turbosprężarek współpracujących w układzie doładowania zakresowego

### 7.9.1. Zasady analizy współpracy turbosprężarek z silnikiem w warunkach pulsacyjnego przepływu spalin

Zdefiniowane w rozdz. 5.3 wskaźniki porównawcze poprawności konstrukcji układu doładowania odnoszą się do zadanych wartości charakterystyk pracy turbosprężarek wynikających z założonych warunków ich współpracy z silnikiem. W przypadku zespołu sprężarek wymagane jest spełnienie oczywistego postulatu zapewnienia możliwie dużych wartości sprawności sprężania podczas ich doboru do silnika. Jednocześnie należy rozważyć możliwość optymalizacji parametrów doboru zespołu turbin przy uwzględnieniu rzeczywistych warunków przepływu spalin.

Zastosowany w modelu opis sprawności rozprężania w turbinie  $\eta_t$ , w zależności od wskaźnika prędkości  $u_t/c_o$  (7.39), umożliwia poszukiwania optymalnej (wg kryterium sprawności) wartości tego parametru przy doborze do silnika turbosprężarek. Dowolnemu punktowi jego pracy, wyznaczanemu przez wartości prędkości obrotowej  $n$  oraz współczynnika  $\lambda$ , odpowiadają określone wartości temperatury spalin  $T_t$  oraz prędkości obrotowej turbosprężarki  $n_b$ , a w konsekwencji – parametru kryterialnego  $n_t/\sqrt{T_t^*}$ . Zatem wartość parametru  $n_t/\sqrt{T_t^*}$  w punkcie doboru sprężarki należy przyjąć jako wartość zadaną, która musi być zachowana przy zmianach parametrów doboru turbiny. Zapewnienie najkorzystniejszych warunków jej współpracy z silnikiem wymaga uzyskania optymalnej wartości parametru charakterystycznego  $(u_t/c_o)_{opt}$  odpowiadającej maksymalnej izentropowej sprawności rozprężania  $\eta_t$ , przy której uzyskiwana jest również maksymalna sprawność całkowita turbiny  $\eta_{to}$  (7.37). Wartość parametru  $u_t/c_o$  może być zatem wykorzystana do oceny poprawności konstrukcji turbosprężarek przy ich doborze do silnika.

W układach z pulsacyjnym zasilaniem turbiny, wykorzystywanych w silnikach trakcyjnych, do oceny rzeczywistych warunków pracy turbiny niezbędne jest wyznaczenie prędkości przepływu strumienia spalin  $c_o$ , z uwzględnieniem energii impulsów ciśnienia spalin zasilających turbinę. W takich warunkach średnia prędkość przepływu  $c_{o,śr}$  istotnie różni się od wartości uzyskiwanych przy przepływie stacjonarnym (rozdz. 3.1). Kryterium najkorzystniejszej współpracy turbiny z pulsacyjnym zasilaniem oraz silnika, przy prędkości  $c_{o,śr}$ , można przedstawić w postaci zależności:

$$u_t/c_{o,śr} = (u_t/c_o)_{opt} \quad (7.46)$$

Przy znanym przebiegu zmienności ciśnienia, temperatury oraz strumienia  $\dot{m}_t$  spalin prędkość  $c_{o,śr}$  można wyznaczyć na podstawie wartości entalpii impulsu ciśnienia spalin wylotowych, uśrednionej w obrębie jednego cyklu roboczego silnika (720°OWK):

$$c_{o,śr} = \frac{2 \cdot R_g \cdot \int_{\alpha=0}^{\alpha=720} \dot{m}_t \cdot T_t^* \cdot \frac{\kappa_g}{\kappa_g - 1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_t^*} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right] d\alpha}{\int_{\alpha=0}^{\alpha=720} \dot{m}_t d\alpha} \quad (7.47)$$



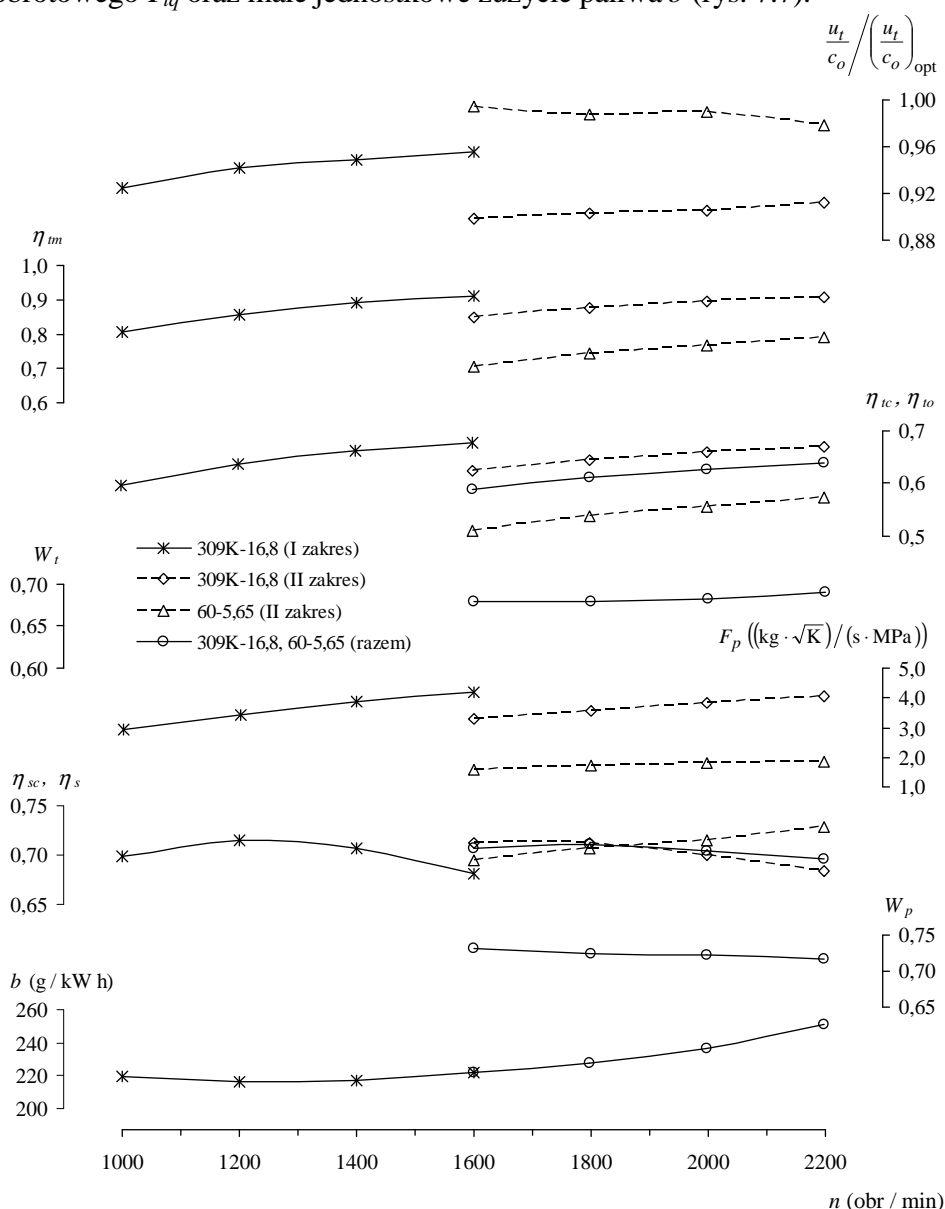
W przyjętym modelu obliczeniowym, w którym wpływ pulsacji ciśnienia spalin na parametry pracy turbiny uwzględniany jest za pomocą współczynników pulsacyjności, średnia prędkość strumienia  $c_{o,śr}$  wyznaczana jest z zależności (F.37). Entalpia spalin wylotowych obliczana jest przy stopniu rozprężania wyznaczanym z uwzględnieniem współczynnika pulsacyjności  $k_f$  (F.36). Do wyznaczenia stopnia rozprężania  $\pi_t^*$  w turbinie, przy obliczonym strumieniu masy spalin (F.35), wykorzystywana jest charakterystyka przepustowości turbiny  $F_p = \dot{m}_t \cdot \sqrt{T_t^*} / p_t^*$  (7.34). Dla zadanego przekroju wlotowego turbiny  $A_T$  wartości parametru przepływu  $F_p$  wyznaczone są w zależności od stopnia rozprężania  $\pi_t^*$  oraz parametru prędkości  $u_t / \sqrt{T_t^*}$ . Optymalizacja warunków pracy turbiny w punkcie doboru sprężarki, przy zadanej wartości parametru  $n_t / \sqrt{T_t^*}$ , sprowadza się do wyznaczenia wartości parametrów  $\pi_t^*$ ,  $u_t / \sqrt{T_t^*}$ , przy których spełnione jest kryterium (7.46). Odpowiednie przeliczenia wartości parametrów  $n_t / \sqrt{T_t^*}$  i  $u_t / \sqrt{T_t^*}$  można wykonać, wykorzystując wzór (F. 34), który ustala zależność między prędkością obrotową wirnika turbosprężarki  $n_t$  a jego prędkością obwodową  $u_t$ . Oczekiwaną wartość  $u_t$  można osiągnąć poprzez zmianę średnicy zewnętrznej wirnika turbiny  $D_T$ , natomiast  $c_{o,śr}$  – w wyniku doboru pola powierzchni przekroju skrzyni wlotowej turbiny  $A_T$ . W zależności od sposobu doboru turbosprężarki spełnienie kryterium optymalizacji (7.46) można uzyskać dla maksymalnego momentu obrotowego lub w zakresie mocy znamionowej w warunkach charakterystyki zewnętrznej albo w innym dowolnym punkcie charakterystyki ogólnej. W przypadku doładowania zakresowego celowe wydaje się przeprowadzenie oceny możliwości poprawy współpracy turbosprężarek w punkcie ich przełączania podczas skokowej zmiany trybu pracy układu doładowania w warunkach charakterystyki zewnętrznej.

### 7.9.2. Wstępne rozpoznanie warunków doładowania silnika przy współpracy z jedną turbosprężarką oraz z dwiema turbosprężarkami

W celu wstępnego rozpoznania możliwości poprawy użytecznych wskaźników pracy silnika z doładowaniem zakresowym w możliwie dużym obszarze charakterystyki ogólnej przeprowadzono eksperyment numeryczny, który obejmował ocenę warunków współpracy silnika i turbosprężarek zarówno w warunkach charakterystyki zewnętrznej, jak i obciążeniowej. Obliczenia wykonano dla silnika SW 680 z dwiema różnymi turbosprężarkami: większą 309K-16,8 – z turbiną o średnicy zewnętrznej wirnika  $D_{T(I)} = 76$  mm i polem powierzchni przekroju skrzyni wlotowej  $A_{T(I)} = 16,8$  cm<sup>2</sup> oraz mniejszą 60-5,65 – z wirnikiem o średnicy  $D_{T(II)} = 68$  mm i skrzynią wlotową  $A_{T(II)} = 5,65$  cm<sup>2</sup>.

Do wstępnej analizy przebiegu zmian sprawności turbosprężarek oraz oceny jakości ich doboru do silnika w warunkach charakterystyki pełnej mocy posłużyły wyniki symulacji uzyskane podczas badań weryfikacyjnych opracowanego modelu silnika wysokoprężnego z zespołem turbosprężarkowym (rozdz. 7.8). Na rysunku 7.8 przedstawiono przebiegi wyznaczone przy zachowaniu takiej dawki paliwa jak w silniku bez regulacji w zakresie zmienności prędkości obrotowej od 1000 obr / min przy  $p_e = 0,994$  MPa do 2200 obr / min przy  $p_e = 0,744$  MPa. Przebieg charakterystyki w zakresie pracy jednej turbosprężarki 309K-16,8, przy małym polu powierzchni przekroju przepływowego spalin  $A_{T(I)}$ , wskazuje na częściowo korzystne zestrojenie charaktery-

styk turbiny i silnika ze względu na pogorszenie wartości parametru  $u_t/c_{o,\dot{s}r}$  przy małych wartościach prędkości obrotowej. W miarę zwiększania się masowego natężenia przepływu spalin (przy zwiększaniu się prędkości obrotowej silnika) warunki pracy turbiny ulegają wyraźnej poprawie, a jej sprawność całkowita  $\eta_{to(I)}$ , przy największej prędkości obrotowej w pierwszym zakresie (1600 obr/min), zwiększa się o ok. 13%, osiągając wartość bliską wartości optymalnej. Można to przypisać zarówno korzystnym zmianom wartości parametru  $u_t/c_{o,\dot{s}r}$ , jak i zwiększaniu się sprawności mechanicznej  $\eta_{tm(I)}$  turbosprężarki<sup>16</sup> ze względu na zwiększający się strumień masy spalin. W zakresie zwiększającej się sprawności turbiny  $\eta_{to(I)}$  sprawność sprężania  $\eta_{s(I)}$  w sprężarce ulega pewnemu pogorszeniu, zachowując jednak odpowiednio duże wartości (ok. 70%). Taki przebieg charakterystyki pozwala uzyskać korzystne wartości maksymalnego momentu obrotowego  $T_{iq}$  oraz małe jednostkowe zużycie paliwa  $b$  (rys. 7.7).



Rys. 7.8. Przebieg obliczonych wartości wskaźników pracy układu doładowania zakresowego z turbosprężarkami 309K-16,8, 60-5,65 w warunkach charakterystyki zewnętrznej

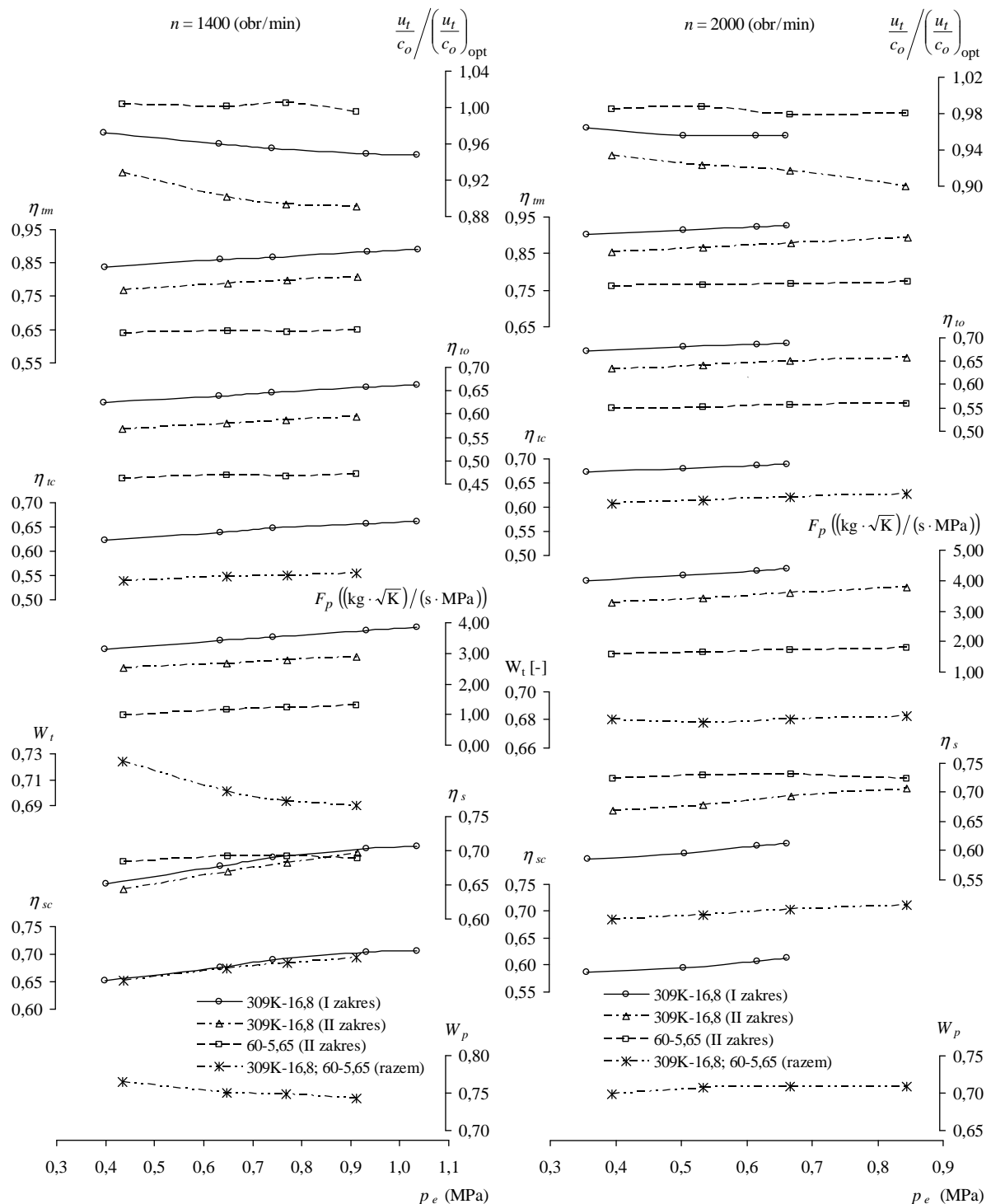
<sup>16</sup> Zwiększenie sprawności  $\eta_{tm}$  przy zwiększaniu się natężenia przepływu spalin wynika z zależności (7.38).

Po włączeniu do obiegu drugiej turbosprężarki całkowite pole powierzchni przepływu spalin  $A_{TC}$  zwiększa się do  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$ ; przy określonej wartości masowego natężenia przepływu spalin w silniku mniejszy jest stopień rozprężania oraz mniejsze ciśnienie doładowania  $p_{ba}$ . Jednocześnie ustala się pewne obciążenie turbosprężarek wynikające z udziału każdej z nich w procesie sprężania, ocenianego na podstawie współczynnika  $W_p$  (wzór 5.15). Wymagany do tego podział strumieni masy spalin  $W_t$  (wzór 5.24) wynika z bilansu mocy potrzebnej po stronie sprężarek. Przy zmniejszonym masowym natężeniu przepływu spalin  $\dot{m}_{t(I)}$  oraz mniejszym stopniu rozprężania w turbinie większej turbosprężarki 309K-16,8 uzyskuje się wyraźne zmniejszenie jej sprawności  $\eta_{to(I)}$ . Sprzyja temu również pogorszenie przebiegu parametru  $u_t/c_{o,śr}$ . Najmniejsza wartość  $\eta_{to(I)}$  w punkcie przełączania turbosprężarek jest o ok. 7% mniejsza od jej sprawności uzyskiwanej w pierwszym zakresie. Zwiększa się jednak wraz ze zwiększaniem się prędkości obrotowej, osiągając odpowiednio duże wartości w otoczeniu znamionowego punktu pracy silnika. W warunkach pogorszonej sprawności rozprężania w turbinie występuje zwiększona sprawność sprężania  $\eta_{s(I)}$ , wynikająca z lepszego dopasowania jej charakterystyki do mniejszych strumieni masy powietrza i ciśnień doładowania.

W przypadku mniejszej turbosprężarki 60-5,65 małe wartości masowego natężenia przepływu spalin pozwalają wprowadzić na uzyskanie szczególnie korzystnego przebiegu parametru  $u_t/c_{o,śr}$ , lecz małe wartości sprawności mechanicznej  $\eta_{tm(II)}$  nie zapewniają odpowiednio dużej sprawności całkowitej turbiny  $\eta_{to(II)}$ . Jej wartość, przy najmniejszej prędkości obrotowej w drugim zakresie, jest o ok. 18% mniejsza od sprawności większej turbiny  $\eta_{to(I)}$ . Jednocześnie uzyskuje się odpowiednio duże wartości sprawności sprężania w sprężarce  $\eta_{s(II)}$ . Takie zmiany sprawności turbosprężarek sprzyjają zachowaniu praktycznie niezmiennych wartości ich obciążenia  $W_p$  wraz ze zwiększaniem się prędkości obrotowej silnika. Mniejszy stopień rozprężania oraz mała wartość sprawności całkowitej  $\eta_{tc}$  zespołu turbin w punkcie przełączenia turbosprężarek (mniejsza o ok. 10% od sprawności uzyskiwanej w pierwszym zakresie) prowadzą do spadku o ok. 22% ciśnienia doładowania. Jednak duże wartości sprawności całkowitej  $\eta_{sc}$  zespołu sprężarek sprzyjają ograniczeniu strat wymiany ładunku oraz poprawie masowego napełnienia cylindrów, co – przy zachowaniu niezmiennego dawkowania paliwa – pozwala na utrzymanie w pobliżu punktu przełączania nie zmienionych wartości momentu obrotowego  $T_{iq}$  oraz jednostkowego zużycia paliwa  $b$ .

Podczas badań symulacyjnych w warunkach charakterystyki obciążeniowej porównano przebiegi parametrów pracy układu doładowania, uzyskane dla małego przekroju przepływowego spalin  $A_{T(I)}$  w trybie pracy z jedną turbosprężarką (309K-16,8) oraz przy dużym przekroju  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$  w trybie pracy z dwiema turbosprężarkami (309K-16,8 i 60-5,65). W ocenie porównawczej uwzględniono także efekty wpływu wielkości całkowitego przekroju przepływowego spalin w zależności od trybu pracy turbosprężarek na wskaźniki operacyjne silnika, szczególnie na przebieg jednostkowego zużycia paliwa. Na możliwości uzyskania korzystnego bilansu energetycznego układu: silnik wysokoprężny – zespół sprężarek – zespół turbin przy obciążeniach częściowych wskazywały wyniki wstępnych badań na hamowni, podczas których pewną poprawę sprawności ogólnej silnika z doładowaniem zakresowym, przy małych i średnich obciążeniach, uzyskano w trybie pracy z dwiema turbosprężarkami (rozdz. 6.4). Obliczenia wykonano przy prędkości obrotowej  $n = 1400$  obr/min w zakresie zmienności średniego ciśnienia użytecznego od  $p_e = 0,402$  MPa do  $p_e = 1,042$  MPa odpowiadającego maksymalnej wartości momentu obrotowego oraz w otoczeniu znamionowego

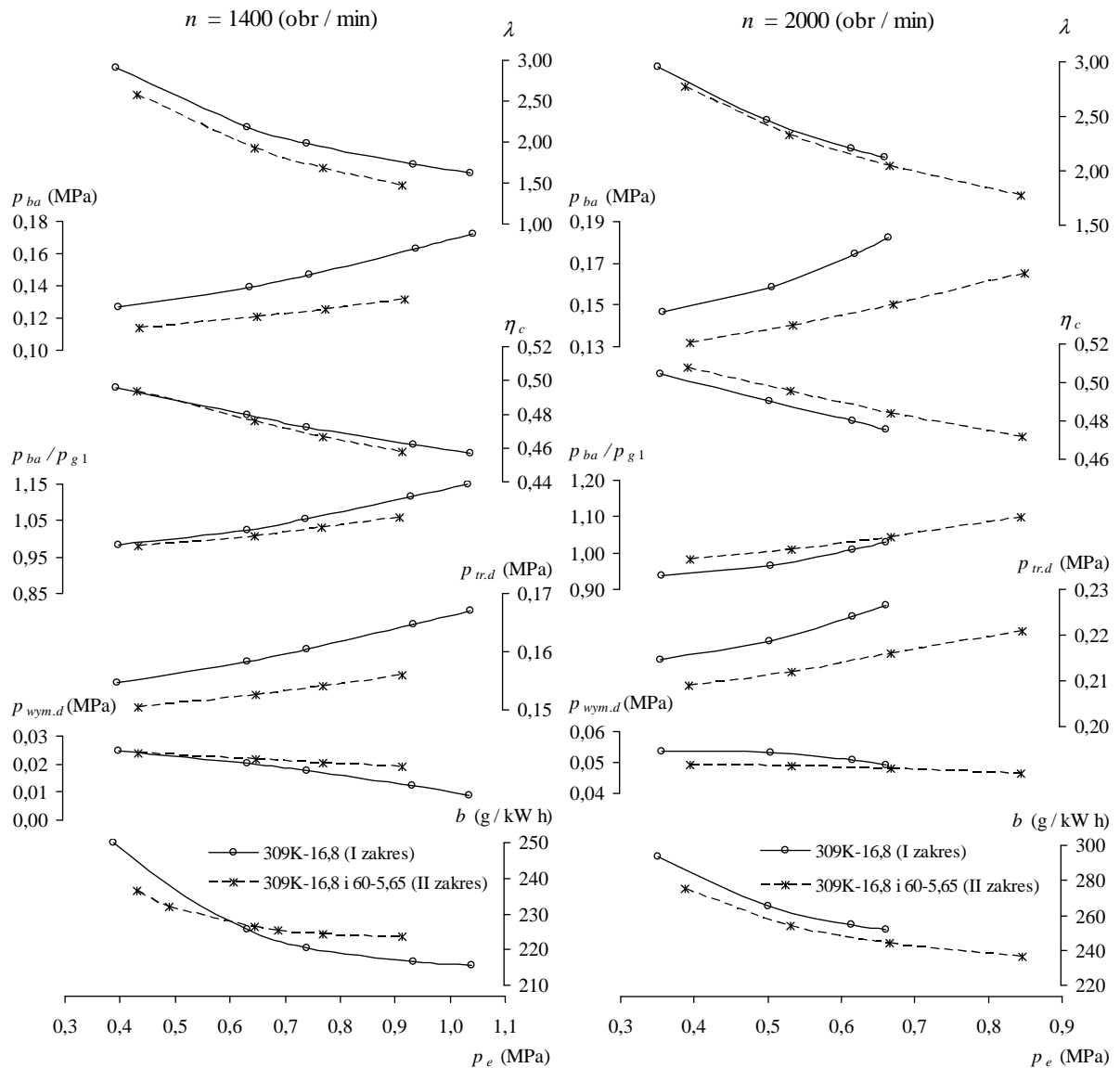
punktu pracy, przy  $n = 2000$  obr/min w zakresie zmienności  $p_e$  od 0,358 do 0,848 MPa. Uzyskane przebiegi podstawowych parametrów pracy silnika i turbosprężarek 309K-16,8 i 60-5,65 przedstawiono na rys. 7.9–7.10.



Rys. 7.9. Porównanie przebiegu obliczonych parametrów pracy układu doładowania zakresowego w trybie pracy z jedną turbosprężarką 309K-16,8 oraz z dwiema turbosprężarkami 309K-16,8, 60-5,65 w warunkach charakterystyki obciążeniowej, przy  $n = 1400$  obr/min oraz  $n = 2000$  obr/min

Jak wynika z przebiegu charakterystyk (rys. 7.9), w przypadku obu rozpatrywanych prędkości obrotowych silnika zmniejszenie stopnia rozprężania oraz masowego natężenia przepływu spalin, przy zwiększeniu całkowitego przekroju przepływu spalin  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$  w trybie pracy

z dwiema turbosprężarkami, prowadzi do pogorszenia przebiegu parametru  $u_t/c_{0,śr}$  oraz zmniejszenia sprawności całkowitej turbiny  $\eta_{to(I)}$  większej turbosprężarki 309K-16,8. Spadek sprawności  $\eta_{to(I)}$  jest wyraźnie większy w zakresie małych wartości natężenia przepływu spalin i przy prędkości obrotowej silnika  $n = 1400$  obr/min wynosi ok. 9%. Przy małych natężeniach przepływu spalin szczególnie niekorzystne wartości sprawności turbiny  $\eta_{to(II)}$ , pogarszające się przy małej prędkości obrotowej, uzyskiwane są w mniejszej turbosprężarce 60-5,65. Przy takim przebiegu charakterystyk odpowiednie duże wartości sprawności całkowitej zespołu turbin  $\eta_{tc}$  dostępne są w zakresie dużych natężeń przepływu, przy  $n = 2000$  obr/min, jednak mniejsze o ok. 10% od sprawności uzyskiwanych w trybie pracy z jedną turbosprężarką.



Rys. 7.10. Porównanie przebiegu obliczonych parametrów pracy silnika SW 680 z układem doładowania zakresowego w trybie pracy z jedną turbosprężarką 309K-16,8 oraz z dwiema turbosprężarkami 309K-16,8, 60-5,65 w warunkach charakterystyki obciążeniowej, przy  $n = 1400$  obr/min oraz  $n = 2000$  obr/min

W warunkach zmniejszonego natężenia przepływu czynnika określone zmiany wartości sprawności oraz stopnia rozprężania w turbinach prowadzą do przesunięcia się punktów pracy silnika na charakterystyce większej sprężarki (309K) w obszar mniejszych wartości

spręży. Mimo to przy prędkości obrotowej  $n = 1400$  obr/min zachowane zostają odpowiednio duże wartości sprawności sprężania  $\eta_{s(I)}$ . Korzystne warunki sprężania występują także w małej sprężarce (60). W porównaniu z trybem pracy z jedną turbosprężarką uzyskuje się praktycznie niezmienny przebieg całkowitej sprawności sprężania  $\eta_{sc}$ . Znacząca poprawa zestrojenia charakterystyk sprężarek i silnika następuje w zakresie dużego natężenia przepływu. Przy prędkości obrotowej  $n = 2000$  obr/min duży przekrój  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$  pozwala na zwiększenie sprawności zespołu sprężarek  $\eta_{sc}$  o ok. 17%.

Przy omówionych zmianach charakterystyk turbosprężarek uzyskuje się wyraźne zmniejszenie obciążenia mniejszej turbosprężarki (zwiększenie  $W_p$ ) wraz ze zmniejszaniem się natężenia przepływu czynnika, przy małych wartościach prędkości obrotowej silnika, gdyż pogarszająca się sprawność całkowita mniejszej turbiny  $\eta_{to(II)}$  nie pozwala na uzyskanie odpowiednio dużego jej udziału w procesie sprężania.

Przesunięcie charakterystyk pracy turbosprężarek w stronę mniejszych wartości stopnia rozprężania (sprężania) oraz natężenia przepływu czynnika wraz ze zwiększeniem przekroju przepływowego spalin prowadzi do określonych zmian warunków doładowania silnika oraz jego sprawności, co można prześledzić na rys. 7.10. Przy prędkości obrotowej silnika  $n = 1400$  obr/min małe pole powierzchni przekroju przepływowego spalin  $A_{T(I)}$  w trybie pracy z jedną turbosprężarką 309K-16,8 prowadzi do zwiększenia jednostkowego zużycia paliwa  $b$  w zakresie małych obciążeń, lecz powoduje jego wyraźne zmniejszenie w pobliżu charakterystyki pełnej mocy. Rezultaty obliczeń wskazują, że takie zmiany wartości  $b$ , w zależności od trybu pracy turbosprężarek, wynikają z określonego przebiegu sprawności cieplnej  $\eta_c$  oraz ze strat mechanicznych silnika. Jak wykazuje porównanie charakterystyk w zakresie małych obciążeń zmniejszenie przekroju przepływowego spalin nie prowadzi do istotnych zmian  $\eta_c$ . Wprawdzie mały przekrój  $A_{T(I)}$  pozwala uzyskać większe wartości współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$ , lecz zwiększenie się temperatury ładunku wraz ze zwiększeniem ciśnienia doładowania sprzyja zwiększeniu strat cieplnych silnika.

Jednocześnie uzyskuje się niezmienny przebieg średniego ciśnienia wymiany ładunku  $p_{wym.d}$ , gdyż w zakresie zwiększonej sprawności turbiny występuje zmniejszona sprawność sprężania w sprężarce (rys. 7.9). Przy takich cząstkowych zmianach sprawności turbosprężarek pogorszenie przebiegu krzywej jednostkowego zużycia w zakresie małych obciążeń, przy małym przekroju  $A_{T(I)}$ , wynika z wyraźnego zwiększenia się średniego ciśnienia tarcia  $p_{tr.d}$  ze względu na większe ciśnienia doładowania. Korzyści wynikające ze zmniejszenia przekroju przepływowego spalin uwidaczniają się wraz ze wzrostem obciążenia. Przy dużych obciążeniach uzyskuje się wprawdzie zwiększenie strat tarcia  $p_{tr.d}$  ze względu na większe wartości ciśnienia doładowania, lecz większa wartość współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  pozwala uzyskać wyraźny przyrost sprawności cieplnej<sup>17</sup>. Poprawiają się także warunki wymiany ładunku, czemu sprzyjają korzystne zmiany sprawności turbosprężarek (rys. 7.9). Efektem takich zmian jest poprawa przebiegu krzywej jednostkowego zużycia paliwa  $b$ .

Wyniki obliczeń, uzyskane przy prędkości 2000 obr/min, wskazują na wyraźne pogorszenie przebiegu krzywej  $b$ , przy małym polu przekroju przepływu  $A_{T(I)}$  w całym rozpatrywanym zakresie zmienności obciążenia. W trybie pracy z jedną turbosprężarką 309K-16,8 mały

---

<sup>17</sup> W zakresie małych wartości współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  nawet niewielkie zwiększenie jego wartości pozwala uzyskać znaczny przyrost sprawności cieplnej  $\eta_c$  ze względu na określony przebieg zależności  $\eta_c(\lambda)$  [75].

przekrój  $A_{T(I)}$  zapewnia korzystne wartości sprawności turbiny, lecz jednocześnie prowadzi do przesunięcia punktów pracy sprężarki w obszary o bardzo małej sprawności sprężania (rys. 7.9). Występujący wówczas znaczny przyrost temperatury doładowania sprzyja zwiększeniu strat cieplnych silnika. Mimo większych wartości ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  i współczynnika  $\lambda$ , w stosunku do dużego przekroju przepływowego  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$ , jednoczesne zwiększenie temperatury doładowania prowadzi do niezmiennego przebiegu sprawności cieplnej. Wraz ze zwiększeniem ciśnienia doładowania uzyskuje się również istotne zwiększenie strat tarcia  $p_{tr,d}$  oraz znaczne zmniejszenie skuteczności wymiany ładunku  $p_{ba}/p_{g1}$  ze względu na małą sprawność zespołu sprężarek. Taki przebieg charakterystyki, przy małym przekroju  $A_{T(I)}$ , prowadzi do wyraźnego zwiększenia wartości  $b$ .

Z przedstawionego porównania charakterystyk wynikają pewne wnioski o charakterze poznawczym oraz wnioski wskazujące kierunki szczegółowych studiów i analiz potrzebnych do określenia najkorzystniejszych warunków doładowania silnika:

1. Przebieg charakterystyk turbosprężarek wskazuje na niewielką wrażliwość parametru  $u_t/c_{o,śr}$  turbiny na zmiany warunków przepływu spalin w dużym obszarze charakterystyki ogólnej silnika; pozwala to uzyskiwać wartości izentropowej sprawności rozprężania w turbinach bliskie wartości maksymalnej w szerokim zakresie zmienności natężenia przepływu czynnika.

2. Mimo zachowania korzystnych wartości izentropowej sprawności rozprężania potwierdzono znane z literatury zmniejszanie się sprawności całkowitej turbin wraz ze zmniejszaniem natężenia przepływu spalin, pogarszającej się wyraźnie w zakresie pracy dwóch turbosprężarek przy dużym całkowitym przekroju przepływowym spalin  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$ .

3. Szczególnie niekorzystny przebieg sprawności całkowitej turbiny uzyskuje się w przypadku małej turbosprężarki ze względu na jej mały udział w całkowitym strumieniu masy spalin, zmniejszający się wraz ze zmniejszeniem masowego natężenia przepływu.

4. Włączenie do obiegu drugiej turbosprężarki prowadzi do ustalenia określonego obciążenia turbosprężarek zależnego od przekrojów przepływowych spalin  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$ ; dla ustalonych wartości tych przekrojów udział każdej z turbosprężarek w procesie sprężania istotnie zależy od zmian sprawności sprężania w sprężarkach.

5. Przy określonych zmianach natężenia przepływu czynnika (a więc i sprawności rozprężania w turbinach) uzyskuje się odpowiednie zmiany obciążenia turbosprężarek; występujące wówczas przesunięcie punktów pracy silnika w obszarze charakterystyk sprężarek prowadzi – w zależności od sposobu ich doboru do silnika – do określonych zmian sprawności sprężania oraz odległości od granicy pompowania.

6. W zakresie obciążeń częściowych małe pole powierzchni przekroju przepływowego spalin  $A_{T(I)}$  prowadzi wprawdzie do zwiększenia współczynnika nadmiaru powietrza, lecz ze względu na przyrost temperatury ładunku nie uzyskuje się oczekiwanego zwiększenia sprawności cieplnej silnika (w określonych warunkach następuje nawet jej zmniejszenie). Stwierdza się natomiast istotne zwiększenie strat tarcia oraz pogorszenie warunków wymiany ładunku, zwłaszcza przy dużych wartościach prędkości obrotowej; zachowanie korzystniejszych, ze względu na sprawność ogólną silnika, warunków doładowania przy obciążeniach częściowych umożliwia odpowiedni dobór turbosprężarek oraz charakterystyki ich przełączania, na co wskazuje wyraźne zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa przy dużym całkowitym przekroju przepływowym  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$  w trybie pracy z dwiema turbosprężarkami.

7. W trybie pracy z dwiema turbosprężarkami, gdy następuje przesunięcie charakterystyk turbin w obszar mniejszych wartości stopni rozprężania oraz pogorszonej sprawności, uzyskaniu korzystnego przebiegu charakterystyki sprzyja zachowanie dużych wartości sprawności sprężania w sprężarkach; właściwe dopasowanie charakterystyk sprężarek do mniejszych wartości spręży oraz strumieni masy powietrza, przy dużym całkowitym przekroju przelotowym  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$ , pozwala zarówno na zachowanie korzystnych wartości momentu obrotowego na charakterystyce zewnętrznej w fazie włączania drugiej turbosprężarki oraz w warunkach znamionowych, jak i na zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa przy obciążeniach częściowych.

### 7.9.3. Badania wpływu średnicy wirników i przekrojów wlotowych turbin na przebieg charakterystyki silnika

Wyniki wstępnych obliczeń symulacyjnych, przeprowadzonych dla silnika SW 680 (rozdz. 7.9.2), wskazują na określone wymagania związane z właściwym doбором dwóch różnych urządzeń doładujących oraz z zapewnieniem odpowiednich warunków współpracy między nimi. Ich spełnienie wyznacza zarówno rezerwy poprawy przebiegu krzywej maksymalnego momentu na charakterystyce zewnętrznej, jak i zwiększenie sprawności ogólnej silnika przy obciążeniach częściowych. Na potrzeby oceny możliwości korzystnego kształtowania charakterystyki silnika przy zmianie konstrukcji turbosprężarek wykonano odpowiednie obliczenia dla różnych skojarzeń średnicy zewnętrznej wirników  $D_{T(I)}$ ,  $D_{T(II)}$  oraz pól powierzchni przekrojów  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  skrzyń wlotowych turbin.

W celu pełnego wykorzystania doprowadzonego powietrza oraz możliwości konstrukcji układu w przyjętym zakresie zmian parametrów doboru turbosprężarek obliczenia symulacyjne w warunkach charakterystyki zewnętrznej wykonano przy zachowaniu współczynnika nadmiaru powietrza takim jak w silniku bez regulacji. Spełnienie tego postulatu w pierwszym zakresie pracy układu doładowania z jedną turbosprężarką prowadzi do zwiększenia momentu obrotowego, lecz jednocześnie uzyskuje się znaczne zmniejszenie jego wartości po włączeniu do obiegu drugiej turbosprężarki, gdy dawka paliwa musi ulec ograniczeniu ze względu na znaczne zmniejszenie natężenia przepływu powietrza. Przy takim przebiegu charakterystyki doładowania szczególnego znaczenia nabiera poprawne (wg przyjętych kryteriów<sup>18</sup>) kształtowanie współpracy zespołu doładującego z silnikiem w celu zachowania korzystnych wartości maksymalnego momentu obrotowego w punkcie przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami. W prowadzonych badaniach uwzględniono również zmiany parametrów pracy w warunkach charakterystyki obciążeniowej silnika. Takie poszerzenie zakresu analizy umożliwia wyznaczenie punktów przełączania turbosprężarek oraz ustalenie przedziałów prędkości obrotowej określających zakresy ich działania w całym obszarze charakterystyki ogólnej silnika. Wyniki obliczeń, przy określonych zmianach średnicy zewnętrznej wirników  $D_T$  oraz pól powierzchni  $A_T$  przekroju przepływowego turbin, porównano z przebiegami uzyskanymi dla silnika z seryjnymi turbosprężarkami 309K-16,8 i 60-5,65 (co omówiono poniżej).

**Wpływ zmian średnicy zewnętrznej wirników turbiny.** Zmiany parametrów pracy układu doładowania zakresowego z seryjnymi turbosprężarkami 309K-16,8, 60-5,65 w warunkach charakterystyki zewnętrznej, uzyskane podczas badań wstępnych (rys. 7.8), wskazują na

---

<sup>18</sup> Por. rozdz. 5.3 i rozdz. 7.9.1.

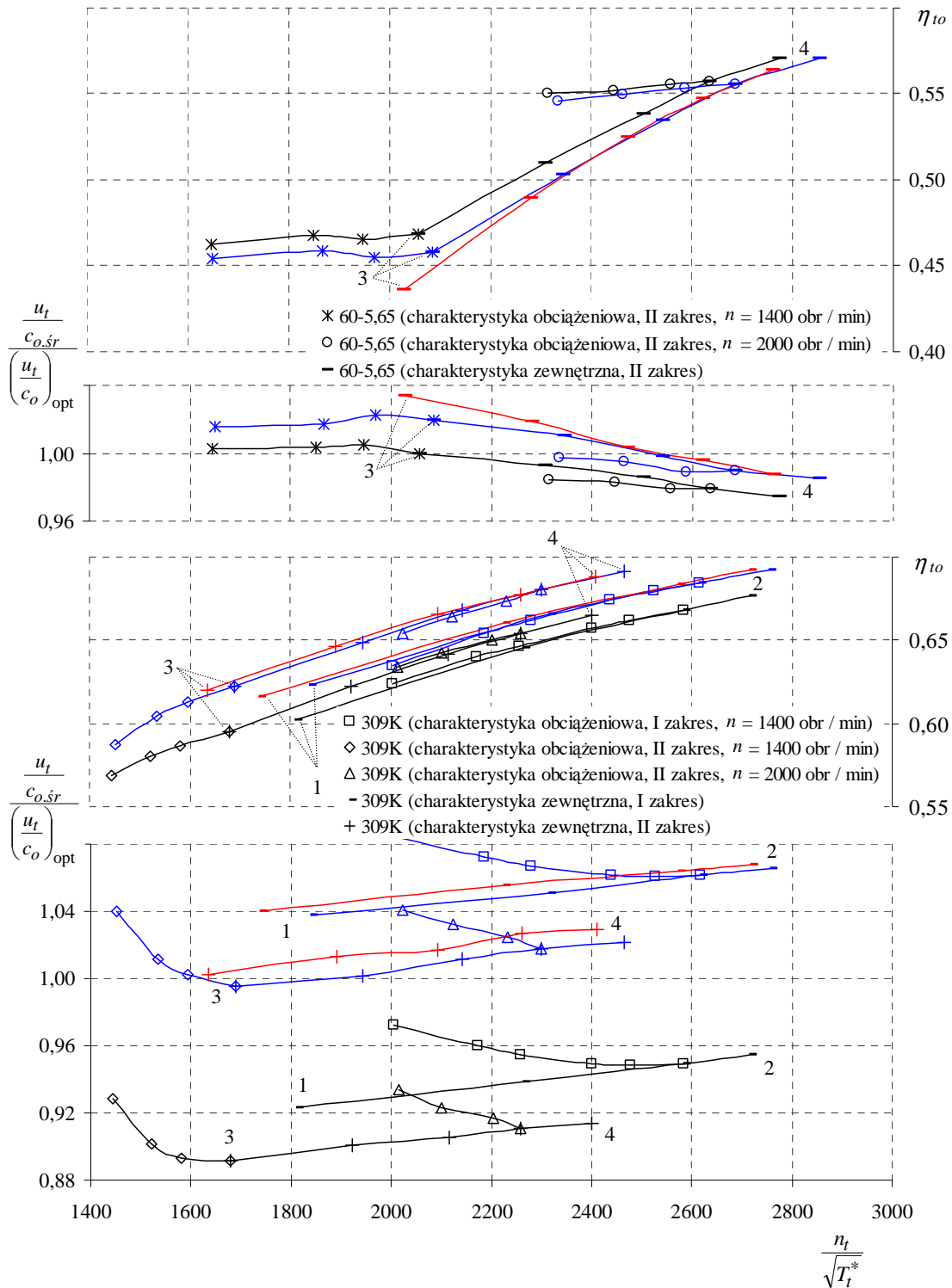


pewne pogorszenie przebiegu wskaźnika  $u_t/c_{o.sr}$  oraz sprawności turbiny  $\eta_{to(I)}$  większej turbosprężarki 309K-16,8 w trybie pracy z dwiema turbosprężarkami. Poprawę warunków jej współpracy z silnikiem można uzyskać przy odpowiednich zmianach parametrów konstrukcyjnych turbiny.

W celu oceny skutków takich zmian w całym polu charakterystyki ogólnej silnika przebiegi wskaźnika  $u_t/c_{o.sr}$  oraz sprawności całkowitej turbiny  $\eta_{to}$  każdej turbosprężarki w obu zakresach pracy układu doładowania, uzyskane w warunkach charakterystyki zewnętrznej oraz obciążeniowej, przedstawiono w zależności od kryterialnej prędkości obrotowej turbosprężarki  $n_t/\sqrt{T_t^*}$  (rys. 7.11). Zgodnie z warunkami optymalizacji współpracy turbiny z silnikiem, przy pulsacyjnym przepływie spalin (rozdz. 7.9.1), przyjęcie takiego układu współrzędnych pozwala określić wymagane zmiany wartości parametrów  $D_{T(I)}$ ,  $D_{T(II)}$  i  $A_{T(I)}$ ,  $A_{T(II)}$  w celu uzyskania maksymalnej sprawności zespołu turbin. Ocenę wpływu zmian wartości parametrów  $D_{T(I)}$ ,  $D_{T(II)}$  i  $A_{T(I)}$ ,  $A_{T(II)}$  na przebieg charakterystyki zewnętrznej silnika przedstawiono na rys. 7.12. W ocenie tej uwzględniono również odpowiednie zmiany sprawności zespołu sprężarek wynikające z przemieszczenia linii zasysania silnika na ich charakterystykach przepływowych (rys. 7.13).

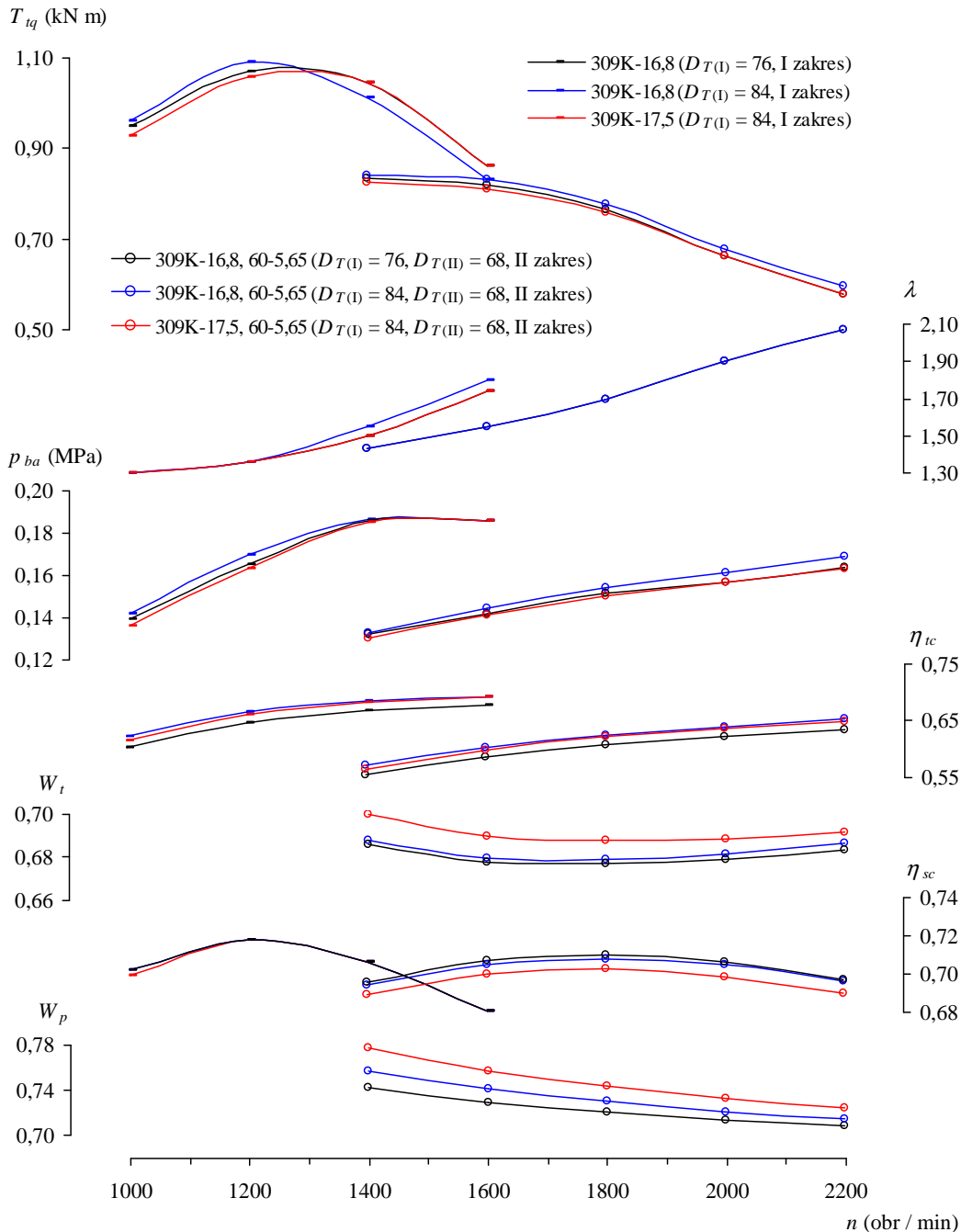
Przebieg charakterystyk turbin w przypadku seryjnych turbosprężarek 309K-16,8, 60-5,65, w zależności od parametru  $n_t/\sqrt{T_t^*}$ , zaznaczono na rys. 7.11 linią czarną. Jeżeli przyjmie się, że włączenie do obiegu drugiej turbosprężarki 60-5,65 nastąpi przy prędkości obrotowej silnika ok. 1600 obr/min (por. rys. 7.8), to proste przeliczenia umożliwią uzyskanie w drugim zakresie oczekiwanej sprawności turbiny większej turbosprężarki 309K-16,8 poprzez zwiększenie średnicy zewnętrznej  $D_{T(I)}$  jej wirnika z fabrycznej wartości 76 mm do ok. 84 mm. Doprowadzi to do pożądaných zmian prędkości obwodowej wirnika  $u_t$ , przy której parametr  $u_t/c_{o.sr}$  osiągnie optymalną wartość (linia niebieska, rys. 7.11). Odpowiada temu zmiana warunków doładowania ( $p_{ba}$ ,  $\lambda$ ), przy których wartość parametru prędkości turbiny zwiększa się od  $n_t/\sqrt{T_t^*} = 1921$  do wartości  $n_t/\sqrt{T_t^*} = 1943$ .

Wraz ze zwiększaniem średnicy wirnika turbiny zwiększa się jej maksymalna sprawność [91, 138, 218]. Dla większej średnicy  $D_{T(I)}$  względny przyrost sprawności całkowitej  $\eta_{to(I)}$  wynosi ok. 4%. W przypadku mniejszej turbosprężarki (60-5,65) uzyskuje się niewielkie zmiany przebiegu parametru  $u_t/c_{o.sr}$ , lecz jej sprawność  $\eta_{to(II)}$  ulega pewnemu pogorszeniu ze względu na mniejszy strumień masy spalin. Mimo to, w stosunku do układu doładowania z seryjnymi turbosprężarkami, występuje ok. 3-procentowy względny przyrost sprawności całkowitej  $\eta_{tc}$  zespołu turbin (linia niebieska, rys. 7.12). Przy takich przebiegach  $\eta_{to(I)}$ ,  $\eta_{to(II)}$  uzyskuje się określone zmiany obciążenia turbosprężarek, przy których udział większej turbosprężarki w procesie sprężania  $W_p$  zwiększa się wraz ze zwiększeniem prędkości obrotowej. Zmiany obciążenia turbosprężarek prowadzą do przesunięcia punktów pracy silnika na charakterystykach sprężarek (rys. 7.13). Przebieg linii zasysania (linia niebieska) wskazuje na zwiększenie sprężu oraz zmniejszenie sprawności sprężania w sprężarkach. W przypadku małej sprężarki (60) zmniejsza się także odległość od granicy pompowania. Mimo pewnego pogorszenia sprawności sprężania  $\eta_{sc}$  większe wartości ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  pozwalają uzyskać korzystniejszy przebieg momentu obrotowego  $T_{tq}$  (rys. 7.12). W pobliżu punktu przełączania turbosprężarek wartość  $T_{tq}$  zwiększa się o ok. 2% oraz o ok. 3% w warunkach znamionowych.



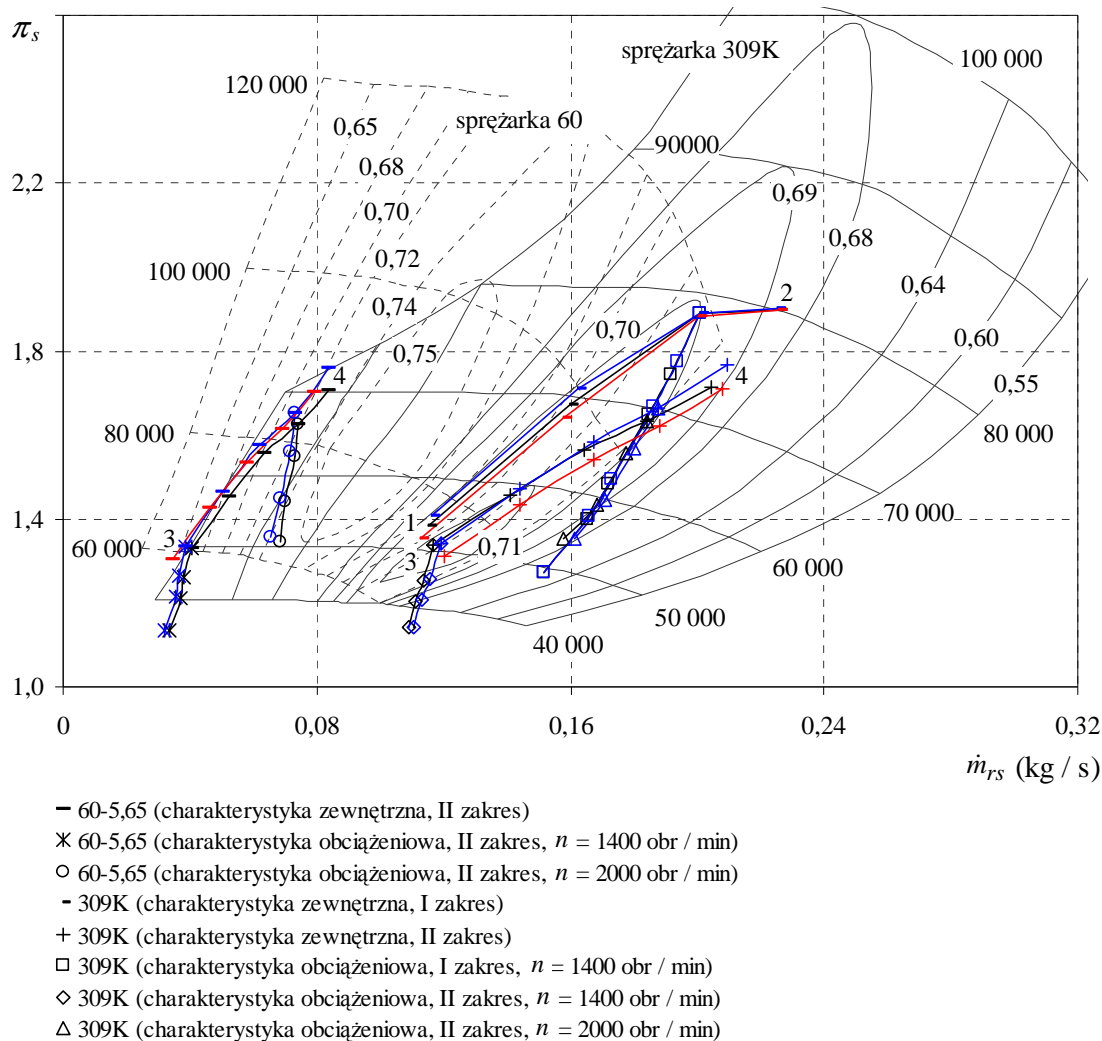
Rys. 7.11. Wpływ zmian średnicy zewnętrznej wirnika  $D_{T(II)}$  oraz przekroju wlotowego  $A_{T(II)}$  turbiny w dużej turbosprężarce z wirnikiem sprężarki 309K podczas jej współpracy z fabryczną małą sprężarką 60-5,65 na przebieg parametru  $u_t/c_{o,sr}$  oraz sprawność całkowitej turbiny  $\eta_{to}$  (wyznaczonych w funkcji parametru  $n_t/\sqrt{T_t^*}$ ) w warunkach charakterystyki zewnętrznej oraz obciążeniowej silnika SW 680:  $D_{T(II)}=76$  mm,  $A_{T(II)}=16,8$  cm<sup>2</sup> (fabryczna turbosprężarka) – linia czarna;  $D_{T(II)}=84$  mm,  $A_{T(II)}=16,8$  cm<sup>2</sup> – linia niebieska;  $D_{T(II)}=84$  mm,  $A_{T(II)}=17,5$  cm<sup>2</sup> – linia czerwona; punkty pracy silnika na charakterystyce zewnętrznej: 1 –  $n = 1000$  obr/min (I zakres); 2 –  $n = 1600$  obr/min (I zakres); 3 –  $n = 1600$  obr/min (II zakres); 4 –  $n = 2200$  obr/min (II zakres)

W pierwszym zakresie prędkości obrotowej dla większej średnicy  $D_{T(I)}$  względny przyrost sprawności dużej turbiny wynosi o ok. 3%, przy nieznacznych zmianach przebiegu parametru  $u_t/c_{o,sr}$  (rys. 7.11). Zmiana taka prowadzi do przesunięcia linii pracy silnika w obszar większych wartości spręży; w rozpatrywanym przypadku zostają jednocześnie uzyskane takie same wartości sprawności sprężania (rys. 7.13). Taki przebieg charakterystyki sprzyja zwiększeniu momentu obrotowego  $T_{iq}$ . Największe jego wartości są o ok. 3% większe od maksymalnego momentu uzyskiwanego z seryjną turbosprężarką (rys. 7.12).



Rys. 7.12. Wpływ zmian średnicy zewnętrznej wirnika  $D_{T(I)}$  oraz przekroju wlotowego  $A_{T(I)}$  turbiny w dużej turbosprężarce z wirnikiem sprężarki 309K podczas jej współpracy z fabryczną małą turbosprężarką 60-5,65 na przebieg charakterystyki zewnętrznej silnika SW 680 z układem doładowania zakresowego:  $D_{T(I)} = 76$  mm,  $A_{T(I)} = 16,8$  cm<sup>2</sup> (fabryczna turbosprężarka) – linia czarna,  $D_{T(I)} = 84$  mm,  $A_{T(I)} = 16,8$  cm<sup>2</sup> – linia niebieska,  $D_{T(I)} = 84$  mm,  $A_{T(I)} = 17,5$  cm<sup>2</sup> – linia czerwona

Przy zwiększeniu prędkości obrotowej silnika nastąpi wcześniejsze zwiększenie sprężu powyżej wartości wymaganej ze względu na charakterystykę doładowania. W warunkach ograniczenia maksymalnego ciśnienia doładowania  $p_{ba}$ , gdy uzyskana zostanie wymagana jego wartość<sup>19</sup>, konieczne jest odpowiednie zmniejszanie dawki paliwa. Prowadzi to do wyraźnego pogorszenia przebiegu krzywej momentu obrotowego  $T_{iq}$ ; przy największej prędkości obrotowej w pierwszym zakresie  $n = 1600$  obr/min spadek wartości  $T_{iq}$  wynosi ok. 4%.



Rys. 7.13. Wpływ zmian średnicy zewnętrznej wirnika  $D_{T(II)}$  oraz przekroju wlotowego  $A_{T(II)}$  turbiny w dużej turbosprężarce z wirnikiem sprężarki 309 K podczas jej współpracy z fabryczną małą turbosprężarką 60-5,65 na przebieg linii zasysania silnika SW 680 w warunkach charakterystyki zewnętrznej oraz obciążeniowej:  $D_{T(II)} = 76$  mm,  $A_{T(II)} = 16,8$  cm<sup>2</sup> (fabryczna turbosprężarka) – linia czarna;  $D_{T(II)} = 84$  mm,  $A_{T(II)} = 16,8$  cm<sup>2</sup> – linia niebieska;  $D_{T(II)} = 84$  mm,  $A_{T(II)} = 17,5$  cm<sup>2</sup> – linia czerwona; punkty pracy silnika na charakterystyce zewnętrznej: 1 –  $n = 1000$  obr/min (I zakres), 2 –  $n = 1600$  obr/min (I zakres), 3 –  $n = 1600$  obr/min (II zakres), 4 –  $n = 2200$  obr/min (II zakres)

Aby zapobiec wspomnianemu pogorszeniu się przebiegu krzywej momentu obrotowego na charakterystyce zewnętrznej, przy dużych wartościach prędkości obrotowej w pierwszym zakresie w pobliżu punktu przełączania turbosprężarek należy zachować taką samą wartość para-

<sup>19</sup> Przyjęto, że w celu zabezpieczenia silnika przed przeciążeniem mechanicznym ciśnienie doładowania nie może przekroczyć 0,185 MPa, tj. maksymalnej wartości uzyskiwanej w warunkach znamionowych, przy doładowaniu jednostopniowym seryjną turbosprężarką B4A.

metru prędkości turbiny  $n_t/\sqrt{T_t^*}$  jak w seryjnej turbosprężarce. Spełnienie tego wymagania, przy średnicy wirnika turbiny zwiększonej do wartości  $D_{T(I)} = 84$  mm, w warunkach nieprzekroczenia dopuszczalnej wartości ciśnienia doładowania, można uzyskać poprzez odpowiednią zmianę pola powierzchni przekroju  $A_{T(I)}$  skrzyżni wlotowej. Dla rozpatrywanej prędkości obrotowej  $n = 1600$  obr/min, odpowiadającej punktowi przełączania turbosprężarek, wymaganą wartość parametru  $n_t/\sqrt{T_t^*} = 2717$  (punkt 2, linia czarna, rys. 7.11) zapewnia zwiększenie przekroju  $A_{T(I)}$  z 16,8 do 17,5 cm<sup>2</sup> (zestawienie turbosprężarek 309K-17,5 i 60-5,65). Taka zmiana pozwala zachować w rozpatrywanym punkcie pracy silnika niezmienione wartości prędkości obrotowej turbosprężarki oraz współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$ . Graficzną ilustrację wyników tych obliczeń w warunkach charakterystyki zewnętrznej przedstawiono linią czerwoną na rys. 7.11–7.13.

Jak należy oczekiwać, większy przekrój  $A_{T(I)} = 17,5$  cm<sup>2</sup> pozwala uzyskać wymaganą wartość momentu obrotowego  $T_{tq}$  w punkcie doboru turbosprężarki. Jednocześnie, w stosunku do pozostałych turbosprężarek, występuje wyraźne pogarszanie się  $T_{tq}$  w miarę zmniejszania się prędkości obrotowej ze względu na spadek ciśnienia doładowania (rys. 7.12). Duży przekrój  $A_{T(I)}$  prowadzi także do zmniejszenia wartości momentu obrotowego  $T_{tq}$  w drugim zakresie pracy. Sprzyja temu pewne pogorszenie warunków współpracy mniejszej turbiny (rys. 7.11) oraz wyraźnie mniejsze sprawności sprężania w zespole sprężarek  $\eta_{sc}$  (rys. 7.12, 7.13).

Wyniki obliczeń w warunkach charakterystyki obciążeniowej wskazują na określone zmiany przebiegu charakterystyk przepływowych turbosprężarek w zależności od średnicy wirnika  $D_{T(I)}$  większej turbiny. W porównaniu z silnikiem z seryjnymi turbosprężarkami (rys. 7.11), duża wartość  $D_{T(I)}$  pozwala zwiększyć sprawność  $\eta_{to(I)}$  w większej turbinie, lecz jednocześnie uzyskuje się małe wartości sprawności  $\eta_{to(II)}$  mniejszej turbiny, pogarszające się przy małym natężeniu przepływu spalin (przy  $n = 1400$  obr/min). Przesunięcie linii pracy silnika na charakterystykach sprężarek powoduje także odpowiednie zmiany sprawności sprężania (rys. 7.13). Jednak wpływ tych zmian na sprawność silnika jest mały. W badanym zakresie zmienności  $D_{T(I)}$  dla obu rozpatrywanych prędkości obrotowych uzyskuje się nieznaczne zmiany przebiegu jednostkowego zużycia paliwa.

**Wpływ zmian pola powierzchni przekroju skrzyżni wlotowych turbin.** Wyniki obliczeń, uzyskane przy jednoczesnych zmianach średnicy zewnętrznej i pola przekroju przepływowego większej turbiny, wskazują na pewne możliwości zachowania korzystnych wartości momentu obrotowego w zadanym punkcie charakterystyki silnika. W przypadku rozpatrywanego systemu dodatkowo pewną swobodę kształtowania warunków współpracy dwóch turbosprężarek połączonych równolegle daje możliwość uzyskania wymaganych wartości sprężu sprężarek przy różnym stosunku pól powierzchni przekroju przepływowego  $A_{T(I)}$  dużej turbiny i  $A_{T(II)}$  malej turbiny. Oczywiście jest to, że przy określonym stosunku  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  wartość  $A_{T(I)}$  wyznacza punkt przełączania turbosprężarek tak, aby nie przekroczona została dopuszczalna wartość ciśnienia doładowania w trybie pracy z jedną turbosprężarką. Mając to na uwadze, wskazane jest odpowiednie skojarzenie parametrów turbosprężarek przy zachowaniu wartości  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  wymaganych ze względu na warunki doładowania. Badania porównawcze przeprowadzono przy średnicy zewnętrznej wirników turbiny  $D_{T(I)} = 76$  i  $D_{T(II)} = 68$  mm dla trzech wybranych zestawień turbosprężarek o różnych skojarzeniach pola powierzchni przekrojów wlotowych  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$ :

$$A_{T(I)}=16,8 \text{ cm}^2, A_{T(II)}=6,3 \text{ cm}^2, A_{T(I)}/A_{T(II)}=2,66 \text{ (zestawienie 309K-16,8 i 60-6,35),}$$

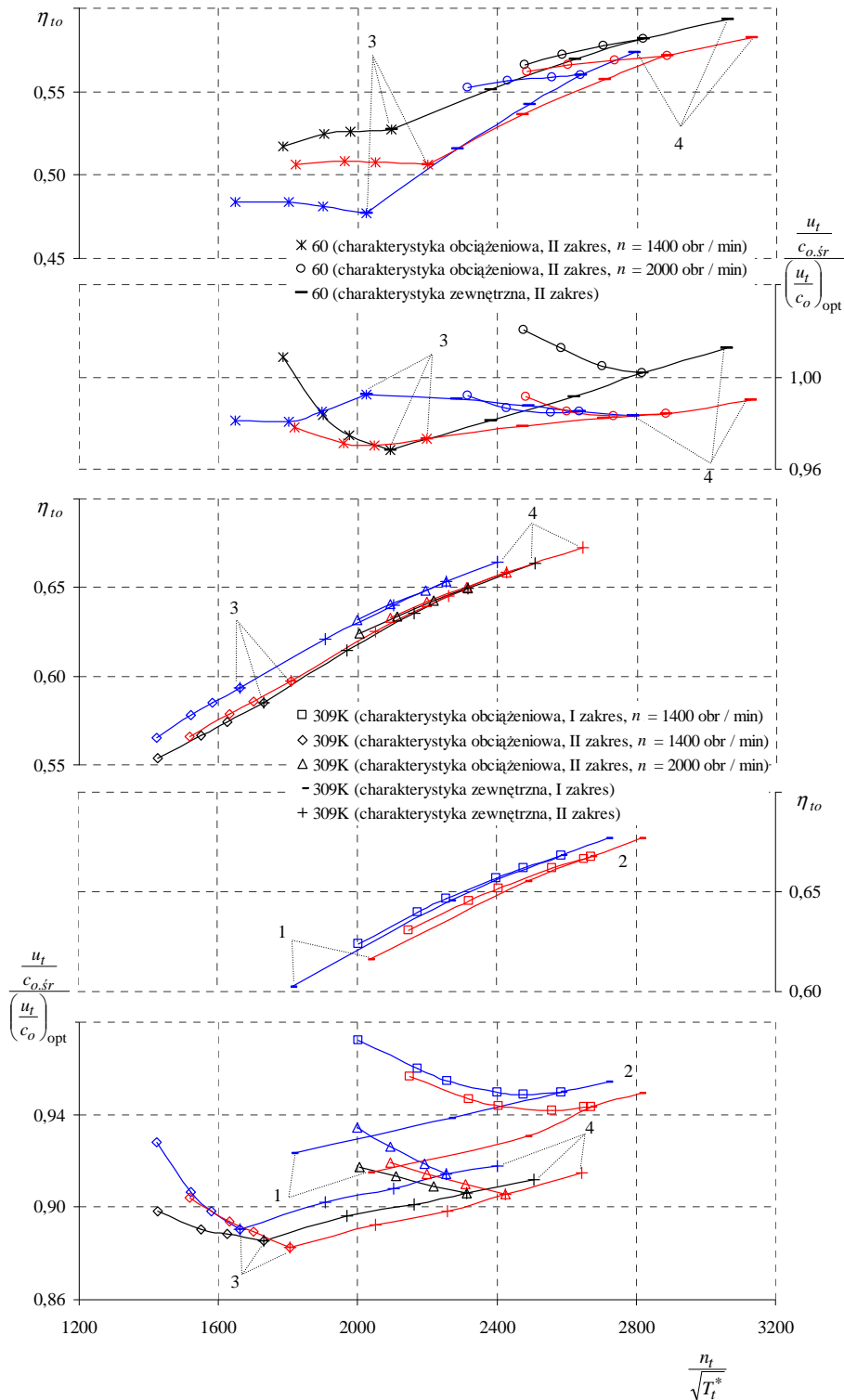
$$A_{T(I)}=15 \text{ cm}^2, A_{T(II)}=8,1 \text{ cm}^2, A_{T(I)}/A_{T(II)}=1,85 \text{ (zestawienie 309K-15 i 60-8,1),}$$

$$A_{T(I)}=15 \text{ cm}^2, A_{T(II)}=5,65 \text{ cm}^2, A_{T(I)}/A_{T(II)}=2,65 \text{ (zestawienie 309K-15 i 60-5,65).}$$

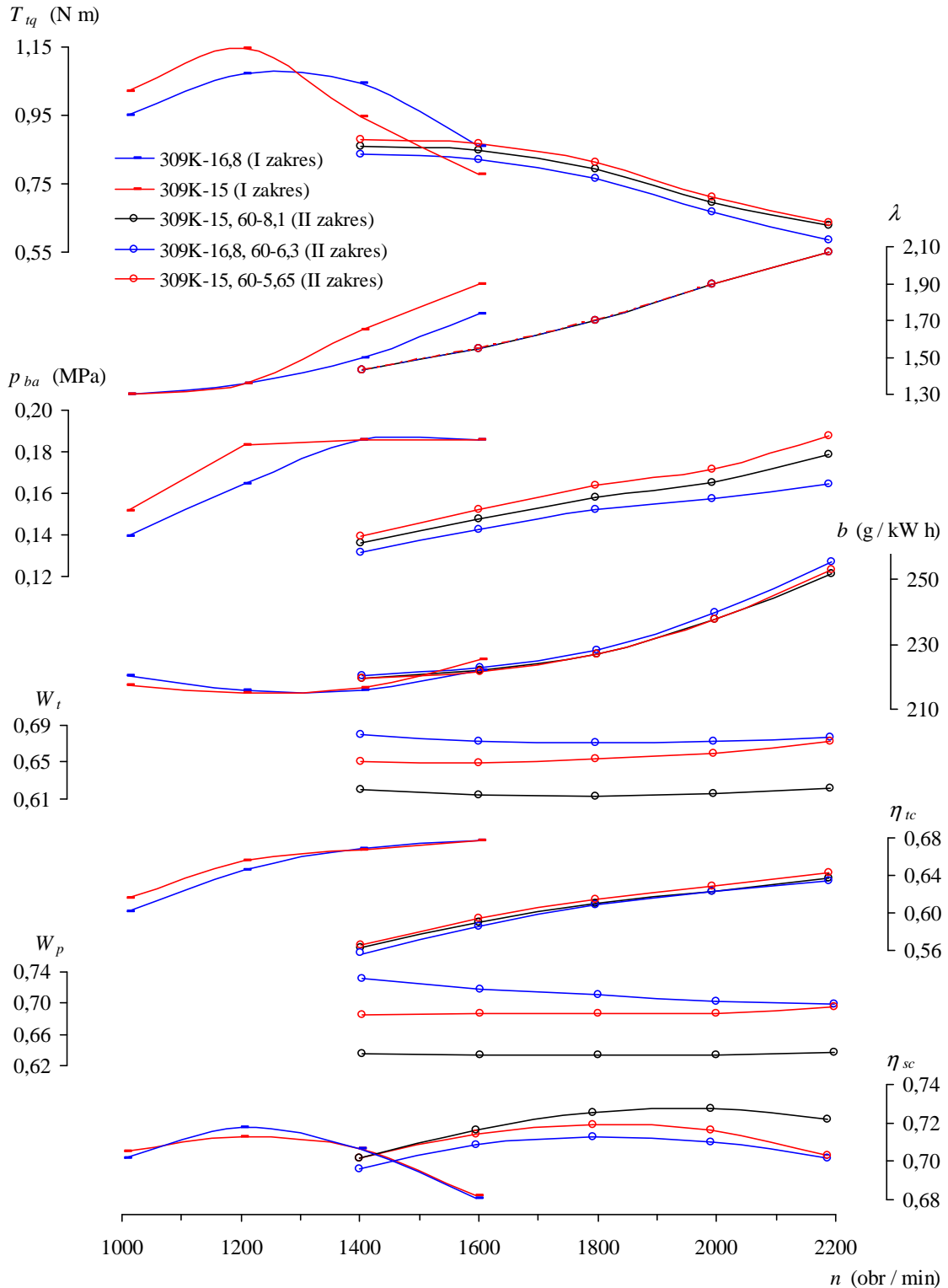
Z porównania charakterystyk przepływowych (rys. 7.14) wynika stosunkowo niewielka wrażliwość parametru prędkości  $u_t/c_{0,śr}$  turbosprężarek na określone zmiany parametrów  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$ . Zarówno w warunkach charakterystyki zewnętrznej, jak i obciążeniowej uzyskano niezmienny przebieg parametru  $u_t/c_{0,śr}$  (względne zmiany nie przekraczają 3%). Korzystniejsze jego wartości bliskie wartości optymalnej stwierdza się w przypadku mniejszej turbiny drugiego zakresu. Zmiany takie pozwalają na uzyskanie odpowiednio dużych wartości sprawności rozprężania w turbinach w znacznym obszarze charakterystyki ogólnej silnika.

Możliwości kształtowania charakterystyki pełnej mocy silnika przez dobór parametrów turbin ilustruje rys. 7.15. W zakresie pracy jednej turbosprężarki mały przekrój przepływowy spalin  $A_{T(I)}$  pozwala uzyskać dużą wartość momentu obrotowego  $T_{iq}$  oraz zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa  $b$  przy małej prędkości obrotowej silnika. Główną przyczyną zwiększenia maksymalnej wartości  $T_{iq}$  jest przesunięcie się charakterystyki turbiny w stronę większych wartości stopnia rozprężania oraz masowego natężenia przepływu czynnika. Wzrasta wówczas także sprawność całkowita turbiny  $\eta_{to(I)}$  (rys. 7.14). Zmiany takie powodują przesunięcie linii pracy silnika na charakterystyce sprężarki w obszar większych wartości spręży (rys. 7.16); w rozpatrywanym przypadku nie prowadzi to do istotnych zmian sprawności sprężania. W zakresie większych wartości  $T_{iq}$  oraz większych sprawności turbiny uzyskuje się korzystniejszy przebieg jednostkowego zużycia paliwa  $b$ . W miarę zwiększania się prędkości obrotowej konieczne jest zmniejszenie mocy rozwijanej w turbinie ze względu na charakterystykę doładowania silnika. Wprowadzie odpowiednie zmniejszenie dawkowania paliwa pozwala zachować wymagane wartości ciśnienia doładowania, lecz jednocześnie prowadzi do gwałtownego spadku wartości momentu obrotowego (o ok. 10% przy  $n = 1600$  obr/min). Pogarsza się także jednostkowe zużycie paliwa  $b$ , czemu sprzyja zwiększające się dławienie wypływu spalin, a w konsekwencji – zwiększenie strat wymiany ładunku. Przy takim przebiegu charakterystyki możliwe jest przesunięcie punktu przełączania turbosprężarek w stronę większych prędkości obrotowych, co pozwala uniknąć gwałtownego zmniejszenia wartości momentu obrotowego podczas skokowego włączenia drugiej turbosprężarki.

W zakresie pracy dwóch turbosprężarek przebieg charakterystyki silnika wynika z określonego skojarzenia przekrojów przepływowych  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$ . Jednocześnie uzyskuje się odpowiednie zmiany warunków współpracy między turbosprężarkami. W porównaniu z turbosprężarkami 309K-16,8 i 60-6,3 mały przekrój  $A_{T(I)}$  w większej turbosprężarce, przy jednoczesnym zachowaniu niezmięionej wartości  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  (zestawienie 309K-15 i 60-5,65), wymaga odpowiedniego zmniejszenia pola powierzchni przekroju  $A_{T(II)}$  w mniejszej turbinie; wówczas, przy mniejszym całkowitym przekroju przepływowym spalin  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$ , uzyskuje się większy stopień rozprężania oraz większe ciśnienie doładowania. Jednoczesne zwiększenie natężenia przepływu czynnika prowadzi do określonych zmian sprawności rozprężania w turbinach (linia czerwona, rys. 7.14). W przypadku większej turbosprężarki uzyskuje się niezmienny przebieg sprawności turbiny  $\eta_{to(I)}$ . Stwierdza się natomiast zwiększenie sprawności  $\eta_{to(II)}$  w mniejszej turbosprężarce. Przy najmniejszej prędkości obrotowej w drugim zakresie względny przyrost  $\eta_{to(II)}$  wynosi ok. 6% i zmniejsza się do ok. 2% w warunkach znamionowych. Na mniejsze przyrosty sprawności  $\eta_{to(II)}$  wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej silnika znaczny wpływ ma zwiększające się dławienie wypływu spalin przez mały przekrój  $A_{T(II)}$ . Taki przebieg sprawności prowadzi do zmian obciążenia turbosprężarek, gdyż w miarę zmniejszania się wartości prędkości obrotowej silnika udział  $W_p$  większej turbosprężarki w procesie sprężania ulega wyraźnemu zmniejszeniu (rys. 7.15).



Rys. 7.14. Wpływ zmian przekroju wlotowego turbiny  $A_{T(I)}$  z wirnikiem o średnicy zewnętrznej  $D_{T(I)} = 76$  mm w dużej turbosprężarce z wirnikiem sprężarki 309 K oraz zmian przekroju wlotowego turbiny  $A_{T(II)}$  z wirnikiem o średnicy zewnętrznej  $D_{T(II)} = 68$  mm w małej turbosprężarce z wirnikiem sprężarki 60 na przebieg parametru  $u_t/c_{o, \dot{s}r}$  oraz sprawność całkowitej turbiny  $\eta_{to}$  (wyznaczonych w funkcji parametru  $n_t/\sqrt{T_t^*}$  w warunkach charakterystyki zewnętrznej oraz obciążeniowej:  $A_{T(I)} = 15 \text{ cm}^2$ ,  $A_{T(II)} = 8,1 \text{ cm}^2$  (linia czarna),  $A_{T(I)} = 16,8 \text{ cm}^2$ ,  $A_{T(II)} = 6,3 \text{ cm}^2$  (linia niebieska),  $A_{T(I)} = 15 \text{ cm}^2$ ,  $A_{T(II)} = 5,65 \text{ cm}^2$  (linia czerwona); punkty pracy silnika na charakterystyce zewnętrznej: 1 –  $n = 1000$  obr/min (I zakres); 2 –  $n = 1600$  obr/min (I zakres); 3 –  $n = 1600$  obr/min (II zakres); 4 –  $n = 2200$  obr/min (II zakres)

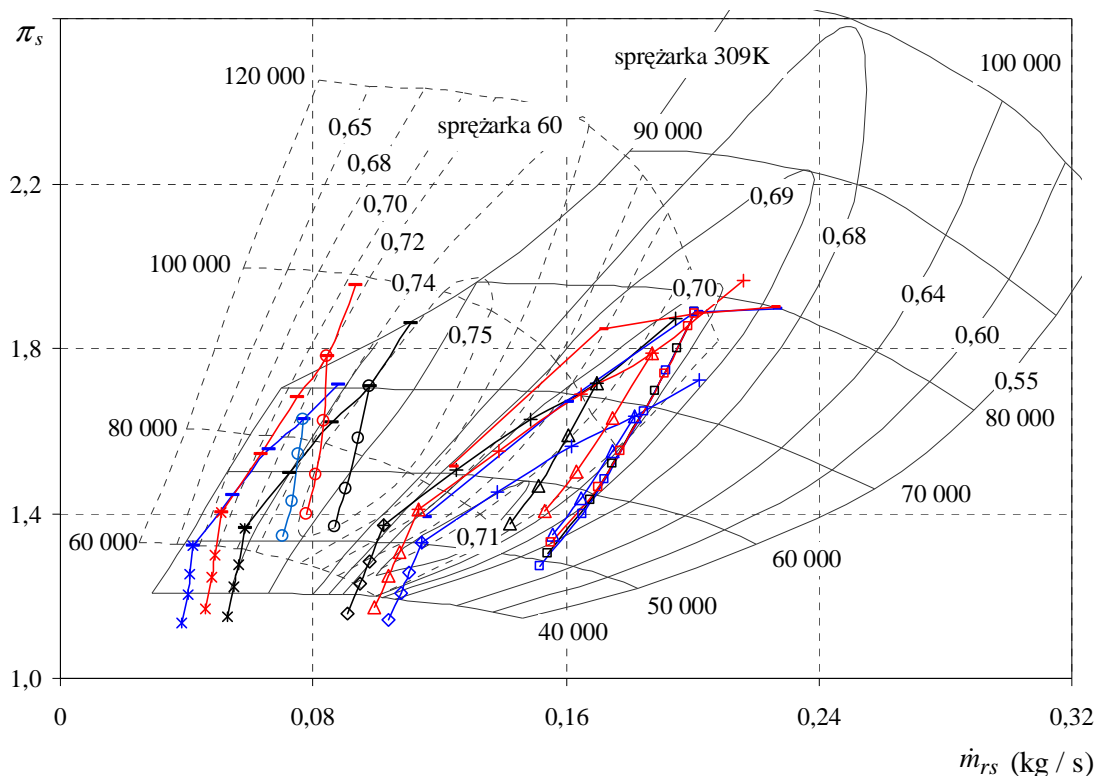


Rys. 7.15. Przebieg charakterystyki zewnętrznej silnika SW 680 z turbosprężarkami 309K-15, 60-8,1 (linia czarna), 309K-16,8, 60-6,3 (linia niebieska) oraz 309K-15, 60-5,65 (linia czerwona), przy średnicy zewnętrznej wirników turbiny  $D_{T(I)} = 76$  i  $D_{T(II)} = 68$  mm

Występujące wówczas zmniejszenie dławienia wypływu spalin przez mały przekrój  $A_{T(II)}$  wraz ze zmniejszeniem natężenia przepływu spalin sprzyja zwiększeniu obciążenia mniejszej turbosprężarki, przy małych wartościach prędkości obrotowej. Zjawisko to przed-



stawiono graficznie na rys. 7.16, na którym przy małych przekrojach przepływowych spalin  $A_{T(I)}=15$ ,  $A_{T(II)}=5,65$  następuje odpowiednie przesunięcie punktów pracy silnika w stronę większych wartości spręży oraz natężeń przepływu czynnika (linia czerwona). W porównaniu z turbosprężarkami 309K-16,8, 60-6,3 (linia niebieska) stromo opadająca linia zasysania silnika na charakterystyce mniejszej sprężarki (60) w miarę zmniejszania się prędkości obrotowej wskazuje na wyraźne zwiększenie natężenia przepływu powietrza, przy jej najmniejszej wartości, podczas gdy na charakterystyce większej sprężarki (309K) zachowana jest taka sama wartość strumienia masy powietrza, zwiększająca się w otoczeniu znamionowego punktu pracy. W rozpatrywanym przypadku prowadzi to jednocześnie do pewnego zwiększenia wartości całkowitej sprawności sprężania  $\eta_{sc}$  (rys. 7.15). Większe wartości spręży oraz sprawności sprężarek pozwalają na istotne zwiększenie momentu obrotowego  $T_{iq}$  w całym przedziale prędkości obrotowych silnika (wzrost o ok. 5%). W zakresie większych wartości  $T_{iq}$  uzyskuje się zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa  $b$ , czemu sprzyja zwiększenie sprawności układu doładowania (rys. 7.15).



- 60 (charakterystyka zewnętrzna, II zakres)
- × 60 (charakterystyka obciążeniowa, II zakres,  $n = 1400$  obr / min)
- 60 (charakterystyka obciążeniowa, II zakres,  $n = 2000$  obr / min)
- 309K (charakterystyka zewnętrzna, I zakres)
- + 309K (charakterystyka zewnętrzna, II zakres)
- 309K (charakterystyka obciążeniowa, I zakres,  $n = 1400$  obr / min)
- ◇ 309K (charakterystyka obciążeniowa, II zakres,  $n = 1400$  obr / min)
- △ 309K (charakterystyka obciążeniowa, II zakres,  $n = 2000$  obr / min)

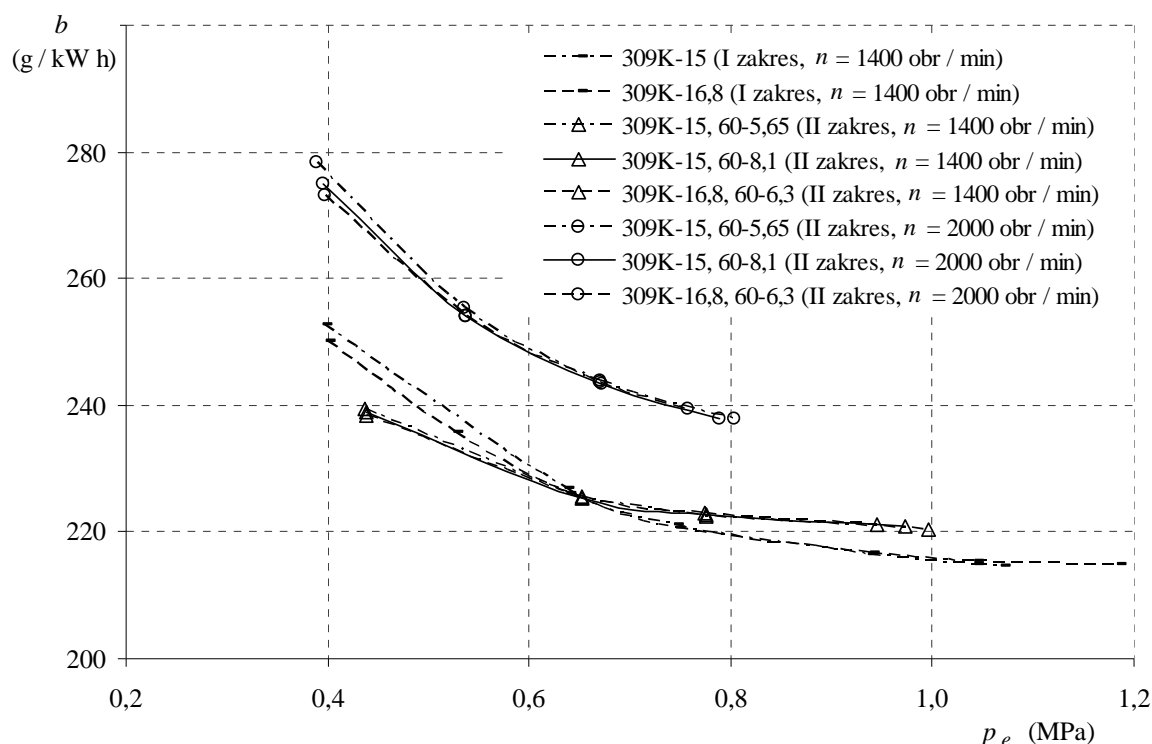
Rys. 7.16. Wpływ zmian przekroju wlotowego turbiny  $A_{T(I)}$  z wirnikiem o średnicy zewnętrznej  $D_{T(I)}=76$  mm w dużej turbosprężarce z wirnikiem sprężarki 309 K oraz zmian przekroju wlotowego turbiny  $A_{T(II)}$  z wirnikiem o średnicy zewnętrznej  $D_{T(II)}=68$  mm w małej turbosprężarce z wirnikiem sprężarki 60 na przebieg linii zasysania silnika SW 680 w warunkach charakterystyki zewnętrznej oraz obciążeniowej:  $A_{T(I)}=15$  cm<sup>2</sup>,  $A_{T(II)}=8,1$  cm<sup>2</sup> (linia czarna);  $A_{T(I)}=16,8$  cm<sup>2</sup>,  $A_{T(II)}=6,3$  cm<sup>2</sup> (linia niebieska);  $A_{T(I)}=15$  cm<sup>2</sup>,  $A_{T(II)}=5,65$  cm<sup>2</sup> (linia czerwona)

Przy zachowaniu jednakowej wartości całkowitego pola powierzchni przekroju przepływu spalin  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$ , tak jak w silniku z turbosprężarkami 309K-16,8, 60-6,3, mały przekrój  $A_{T(I)}$  wymaga odpowiedniego zwiększenia wartości  $A_{T(II)}$ . Przy mniejszym stosunku  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  uzyskuje się wyraźne zwiększenie obciążenia mniejszej turbosprężarki w całym przedziale prędkości obrotowych silnika (linia czarna) oraz równomierny podział pracy sprężania w obu urządzeniach, gdyż większy przekrój  $A_{T(II)}$  nie ogranicza wypływu czynnika wraz ze zwiększaniem się natężenia przepływu. Przy określonym obciążeniu turbosprężarek następuje przesunięcie punktów pracy silnika na charakterystykach sprężarek w obszary o większej sprawności sprężania (linia czarna, rys. 7.16). Przy niezmiennym przebiegu sprawności rozprężania w większej turbinie uzyskuje się wzrost sprawności mniejszej turbiny o ok. 10% (linia czarna, rys. 7.14). Prowadzi to do zwiększenia całkowitej sprawności rozprężania w turbinach  $\eta_{tc}$  oraz do korzystnych zmian wartości sprawności sprężania w sprężarkach  $\eta_{sc}$ , zwiększających się wyraźnie przy dużych wartościach prędkości obrotowej silnika (linia czarna, rys. 7.15). Pozwala to uzyskać większe ciśnienia doładowania  $p_{ba}$ , a w konsekwencji – korzystniejszy przebieg momentu obrotowego  $T_{iq}$ . Zmniejsza się także jednostkowe zużycie paliwa  $b$ . W stosunku do turbosprężarek 309K-15 i 60-5,65 wyraźne zwiększenie sprawności sprężania  $\eta_{sc}$  w otoczeniu znamionowego punktu pracy silnika pozwala uzyskać (mimo większego całkowitego przekroju  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$ ) porównywalne wartości momentu obrotowego oraz jednostkowego zużycia paliwa.

Porównując przebiegi uzyskane w warunkach charakterystyki obciążeniowej, przy różnym zestawieniu parametrów turbosprężarek, stwierdza się korzystny wpływ zwiększonego przekroju przepływowego spalin w zakresie małych obciążeń silnika. W trybie pracy z jedną turbosprężarką większy przekrój  $A_{T(I)}$  pozwala wprawdzie uzyskać korzystniejszy przebieg parametru  $u_t/c_{o,śr}$  (rys. 7.14), lecz mniejsze wartości natężenia przepływu spalin prowadzą do zmniejszenia sprawności całkowitej turbiny  $\eta_{to(I)}$  (o ok. 2% przy małych obciążeniach). Mimo to, w stosunku do małego przekroju, duża wartość  $A_{T(I)}$  sprzyja zmniejszeniu jednostkowego zużycia paliwa  $b$  przy obciążeniach częściowych silnika (rys. 7.17) ze względu na ograniczenie strat tarcia (rozd. 7.9.2), lecz powoduje też jego zwiększanie w pobliżu charakterystyki pełnej mocy. Jak należy oczekiwać, w trybie pracy z dwiema turbosprężarkami duży przekrój  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$  umożliwi dalsze zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa  $b$  przy małych wartościach obciążenia; w przypadku pokazanym na rys. 7.17, przy małej prędkości obrotowej ( $n = 1400$  obr/min), jednocześnie we wszystkich analizowanych zestawieniach parametrów współpracujących ze sobą turbosprężarek uzyskuje się niezmienny przebieg krzywej  $b$ . Jest to spowodowane niezmiennymi warunkami tarcia oraz wymiany ładunku. Przy określonych warunkach współpracy turbosprężarek 309K-15, 60-8,1 oraz 309K-16,8 i 60-6,3 pewne zmniejszenie wartości  $b$  w zakresie małych obciążeń, w stosunku do turbosprężarek 309K-15, 60-6,3, stwierdza się przy prędkości obrotowej silnika  $n = 2000$  obr/min.

Przedstawiona wyżej ilościowa ocena zmian parametrów pracy silnika i układu doładowania odnosi się wprawdzie do wyników symulacji uzyskanych w określonych warunkach, jednak przebiegi tych zmian, ze względu na ogólną naturę współzależności występujących przy współpracy silnika z turbosprężarkami oraz zastosowanie ogólnego opisu ich charakterystyk (rozd. 7.4–7.5), można uznać za charakterystyczne. Może to wskazywać na występowanie określonej korelacji pomiędzy warunkami doładowania silnika a wynikami analizy współpracy turbo-

sprężarek w różnych wariantach konstrukcyjnych. Poszukiwanie takich zależności korelacyjnych z wykorzystaniem bogatszego materiału badawczego przedstawiono w rozdz. 7.9.4.

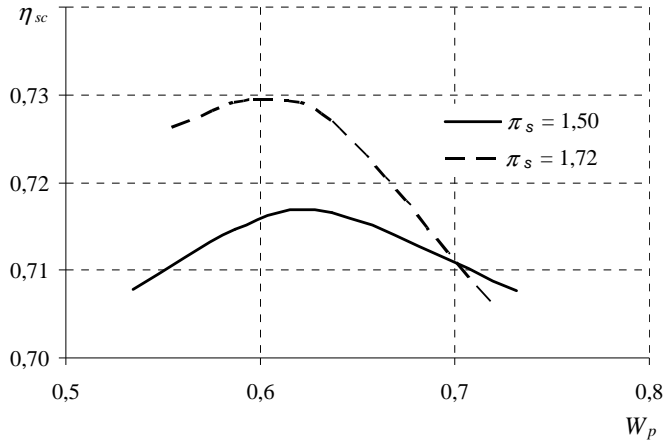


Rys. 7.17. Przebieg krzywych jednostkowego zużycia paliwa  $b$  na charakterystyce obciążeniowej w trybie pracy z jedną turbosprężarką oraz z dwiema turbosprężarkami o różnych przekrojach wlotowych w dużej turbinie  $A_{T(I)}$  oraz w małej turbinie  $A_{T(II)}$ :  $A_{T(I)} = 15 \text{ cm}^2$ ,  $A_{T(II)} = 8,1 \text{ cm}^2$  (linia ciągła);  $A_{T(I)} = 16,8 \text{ cm}^2$ ,  $A_{T(II)} = 6,3 \text{ cm}^2$  (linia kreskowa) oraz  $A_{T(I)} = 15 \text{ cm}^2$ ,  $A_{T(II)} = 5,65 \text{ cm}^2$  (linia punktowa)

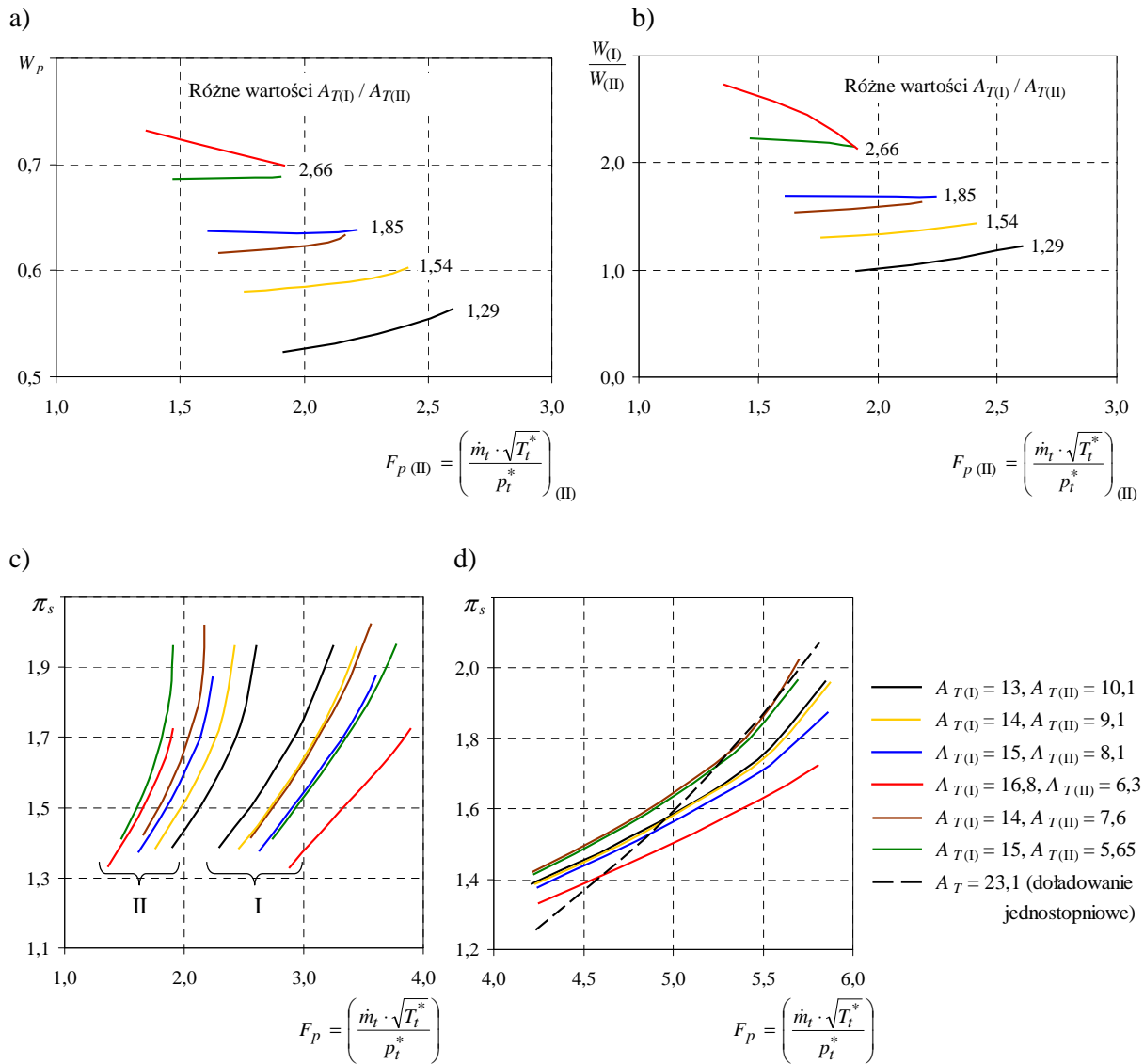
#### 7.9.4. Związek podziału obciążenia pomiędzy turbosprężarkami i wybranymi wskaźnikami obiegu silnika

W układzie doładowania zakresowego z dwiema turbosprężarkami pracującymi równolegle (w którym pole charakterystyki pracy jednej sprężarki obejmuje częściowo obszar pola pracy drugiej sprężarki) całkowita sprawność sprężania osiąga swoje maksimum przy określonym podziale strumieni masy powietrza pomiędzy obie sprężarki. Na rysunku 7.18 przedstawiono zmiany całkowitej sprawności zespołu sprężarek  $\eta_{sc}$ , w zależności od udziału sprężarek w procesie sprężania  $W_p$  (wzór 5.15), które wyznaczono dla sprężarek z wirnikami 309K i 60, przy dwóch różnych wartościach sprężu  $\pi_s$ .

W celu uzyskania optymalnej (wg kryterium sprawności sprężania) wartości współczynnika  $W_p$  należy odpowiednio skojarzyć pola powierzchni przekrojów wlotowych w turbinach. W zależności od oczekiwanego przebiegu charakterystyki doładowania można rozważać zmiany przekroju wlotowego turbiny  $A_{T(II)}$  w mniejszej turbosprężarce, przy zachowaniu stałego przekroju  $A_{T(I)}$  turbosprężarki większej, lub jednocześnie zmiany wartości  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$ . W każdym przypadku prowadzi to do określonych zmian stosunku  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$ , a w konsekwencji – do różnego podziału obciążenia turbosprężarek (oceniańego na podstawie współczynnika  $W_p$ ).



Rys. 7.18. Zależność sprawności całkowitej  $\eta_{sc}$  zespołu sprężarek 309K i 60 od udziału  $W_p$  (obciążenia) większej sprężarki 309K w procesie sprężania



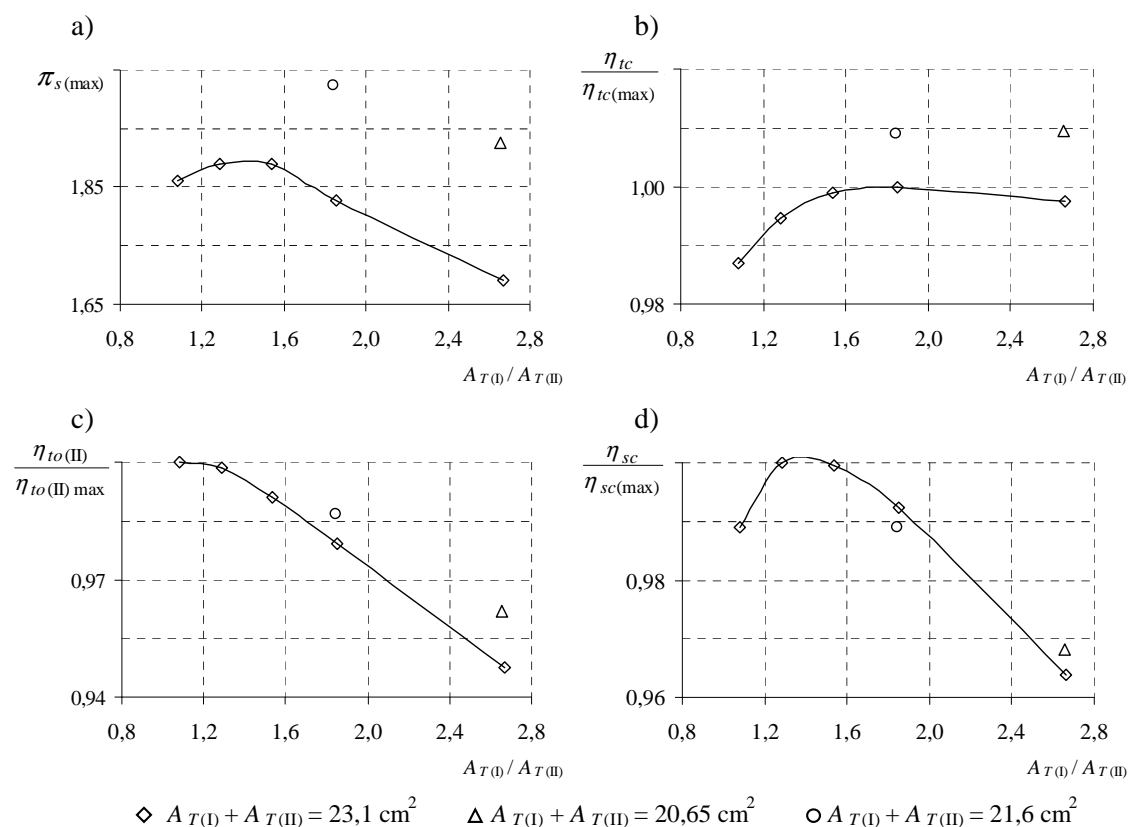
Rys. 7.19. Wpływ stosunku pól powierzchni przekrojów skrzyń wlotowych turbin, przy określonym całkowitym przekroju przepływowym spalin ( $A_{T(I)} + A_{T(II)}$ ), na: a) podział strumieni masy powietrza ze sprężarek, b) stosunek pracy sprężania obu turbosprężarek, c) charakterystyki przepływowe turbosprężarek, d) charakterystyki przepływowe układu doładowania

W celu określenia zależności pomiędzy wartościami  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  a warunkami współpracy turbosprężarek oraz parametrami obiegu silnikowego symulacje pracy silnika SW 680 przeprowadzono w szerszym zakresie zmian wartości  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$ . Wyniki obliczeń wybranych parametrów pracy układu doładowania, uzyskane w warunkach charakterystyki pełnej mocy, dla sprężarek 309K i 60 z różnymi przekrojami  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$ , przedstawiono na rys. 7.19. Obliczenia te zostały wykonane przy zachowaniu wartości współczynnika nadmiaru powietrza takiego jak w silniku bez regulacji. Zestawienie wyznaczonych charakterystyk z przebiegiem przedstawionym na rys. 7.18 pozwala stwierdzić, że uzyskanie dużych wartości całkowitej sprawności sprężania będzie możliwe wtedy, gdy pole powierzchni przekroju przelotowego turbiny w dużej turbosprężarce będzie ok. 1,5–1,9 razy większe niż w mniejszej turbosprężarce (rys. 7.19 a). Przy określonym stałym całkowitym przekroju przepływowym spalin  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$  zachowanie takiego stosunku przekrojów przelotowych turbin w turbosprężarkach umożliwi uzyskanie bardziej równomiernego podziału pracy sprężania (rys. 7.19 b). Jednocześnie z porównania tych charakterystyk wynika, że przy optymalnym stosunku  $A_{T(I)} / A_{T(II)}$  mniejszy przekrój  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$  prowadzi do zmniejszania obciążenia większej sprężarki w miarę zmniejszania się natężenia przepływu. W przypadku badanych sprężarek (rys. 7.18) przesunięcie linii pracy silnika w obszar większych wartości spręży (wraz ze zmniejszeniem  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$ ) sprzyja zachowaniu optymalnych sprawności sprężania przy mniejszych prędkościach obrotowych silnika. Przy większych wartościach  $A_{T(I)} / A_{T(II)}$  bardziej równomierny rozkład obciążenia turbosprężarek uzyskuje się przy mniejszym całkowitym przekroju przepływowym  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$ .

Wyznaczone charakterystyki przepływowe turbosprężarek i układu doładowania wskazują także na określone zmiany warunków doładowania wraz ze zmianą przekrojów wlotowych w turbinach (rys. 7.19 c, d). W rozpatrywanych warunkach charakterystyki pełnej mocy zaobserwować można wyraźne zróżnicowanie wartości spręży uzyskiwanych przy określonym natężeniu przepływu spalin  $\dot{m}_t$ . Jak należy oczekiwać, mniejsza wartość całkowitego przekroju  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$  (linia brązowa, rys. 7.19 d) prowadzi do zwiększenia spręży  $\pi_s$ , szczególnie w otoczeniu znamionowego punktu pracy silnika. Jednak przy dalszym zmniejszaniu  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$  (linia zielona) maksymalna wartość  $\pi_s$  ulega wyraźnemu zmniejszeniu. W rozpatrywanym przypadku zmniejszenie maksymalnego spręży, przy najmniejszym całkowitym przekroju  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$ , wynika z jednoczesnego zwiększenia stosunku przekrojów wlotowych turbin  $A_{T(I)} / A_{T(II)}$ , co prowadzi również do zmniejszenia przekroju  $A_{T(II)}$ . Przy małym przekroju  $A_{T(II)}$  wyraźnie zwiększa się dławienie wypływu spalin w mniejszej turbinie. Powoduje to przesunięcie jej charakterystyki przepływowej w stronę mniejszych wartości natężenia przepływu spalin oraz zmniejszenie sprawności; jednocześnie następuje zwiększenie strumienia masy spalin przepływających przez większą turbinę (rys. 7.19 c). Występujące wówczas zmiany obciążenia turbosprężarek (rys. 7.19 a, b) prowadzą do szybkiego zmniejszania się sprawności sprężania w sprężarkach (rys. 7.18). Porównanie z linią odpowiadającą doładowaniu jednostopniowemu (linia kreskowa, rys. 7.19 d) wskazuje na wyraźnie większe wartości  $\pi_s$  przy małych natężeniach przepływu spalin  $\dot{m}_t$ , szczególnie w przypadku małego przekroju  $A_{T(I)}$ . Przewaga doładowania jednostopniowego uwidacznia się przy dużych wartościach  $\dot{m}_t$ , gdy duża turbina wykazuje wyraźnie większą sprawność, co pozwala osiągać większe wartości maksymalnych spręży.

Jak pokazują wyniki analizy, jednakowe wartości maksymalnego sprężu w doładowaniu zakresowym można uzyskać przez jednoczesne zmiany całkowitego przekroju przepływowego  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$  oraz stosunku przekrojów  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$ . Jest to ważne zarówno ze względu na sprawność układu doładowującego, jak i ze względu na charakterystykę doładowania, gdyż małe wartości  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  prowadzą do zwiększenia nieciągłości charakterystyki doładowania.

Niekorzystne zmiany warunków doładowania wraz ze zmniejszeniem przekroju wlotowego małej turbiny  $A_{T(II)}$  można również zaobserwować w przypadku takiego samego całkowitego przekroju przepływowego  $A_{T(I)} + A_{T(II)} = 23,1 \text{ cm}^2$ . Na rysunku 7.20 przedstawiono przebiegi zmian maksymalnych wartości sprężu oraz sprawności układu doładowania w zależności od stosunku pól powierzchni przekrojów skrzyń wlotowych turbin  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$ .



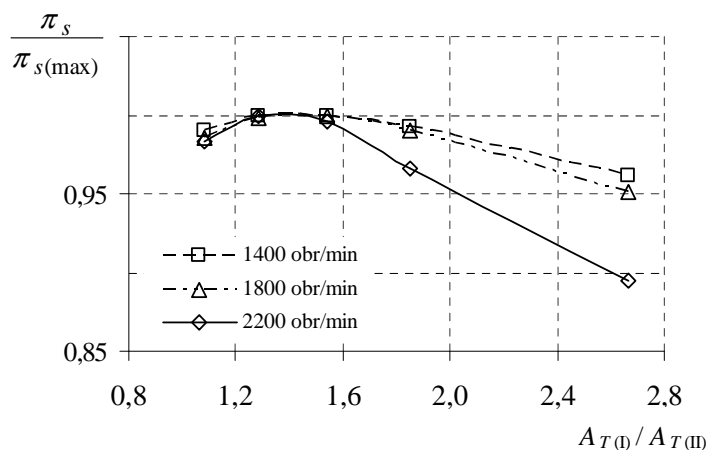
Rys. 7.20. Wpływ stosunku pól powierzchni przekrojów skrzyń wlotowych turbin, przy określonym całkowitym przekroju przepływowym spalin ( $A_{T(I)} + A_{T(II)}$ ) w warunkach znamionowych ( $n = 2200 \text{ obr/min}$ ), na: a) maksymalną wartość sprężu, b) względne zmiany całkowitej sprawności zespołu turbin, c) względne zmiany sprawności ogólnej mniejszej turbiny, d) względne zmiany całkowitej sprawności zespołu sprężarek (jako 100% przyjęto maksymalną wartość parametru, przy stałym całkowitym przekroju  $A_{T(I)} + A_{T(II)} = 23,1 \text{ cm}^2$ )

Mimo pomijalnie małych zmian sprawności całkowitej zespołu turbin wraz ze zwiększeniem  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  (rys. 7.20 b) równoczesne zmniejszenie przekroju  $A_{T(II)}$  prowadzi do szybkiego opadania linii sprawności mniejszej turbiny (rys. 7.20 c). Dla najmniejszego przekroju  $A_{T(II)}$  (linia zielona, rys. 7.19) zmniejszenie  $\eta_{to(II)}$  wynosi ok. 6%, w stosunku do wartości maksymalnej, co przy wspomnianych wyżej niekorzystnych zmianach obciążenia turbosprężarek (por. rys. 7.19 c) prowadzi do gwałtownego zmniejszenia sprawności sprężania o ok. 3,5% (rys. 7.22 d), a w następstwie – do zmniejszenia maksymalnego sprężu o ok. 11% (rys. 7.20 a). W przypadku badanych

sprężarek zmniejszenie maksymalnego sprężu można również zaobserwować w zakresie małych wartości  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$ , czemu dodatkowo sprzyja pewne pogorszenie sprawności zespołu turbin (rys. 7.20 b). Taki przebieg charakterystyk, wskazujący na występowanie optymalnego stosunku  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$ , potwierdza jednocześnie istnienie korelacji pomiędzy sprężem a sprawnością turbosprężarek i podziałem ich obciążenia. Wyniki obliczeń zmian sprężu  $\bar{\pi}_s = \pi_s/\pi_{s(\max)}$  w stosunku do wartości maksymalnej, przy takim samym przekroju  $A_{T(I)}+A_{T(II)}=23,1 \text{ cm}^2$ , wyznaczone dla różnych wartości prędkości obrotowej silnika, przedstawia rys. 7.21.

Ocena istotności uzyskanej zależności korelacyjnej (tab. J.2), przeprowadzona przy wykorzystaniu programu komputerowego Statistica 8 PL, wskazuje, że dla zadanej prędkości obrotowej silnika  $n$  wartości  $\bar{\pi}_s = \pi_s/\pi_{s(\max)}$  określone są przez zmiany stosunku przekrojów  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  oraz sprawności sprężania w sprężarkach  $\eta_{sc}$  przy zmianach ich obciążenia. Formułę tej zależności w rozpatrywanym obszarze charakterystyki silnika można przedstawić w postaci równania drugiego stopnia (tab. J.3):

$$\bar{\pi}_s = -5,2166 \cdot 10^{-4} \cdot n + 1,2000 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 - 0,0292 \cdot A_{T(I)}/A_{T(II)} + 2,1982 \cdot \eta_{sc} \quad (7.48)$$



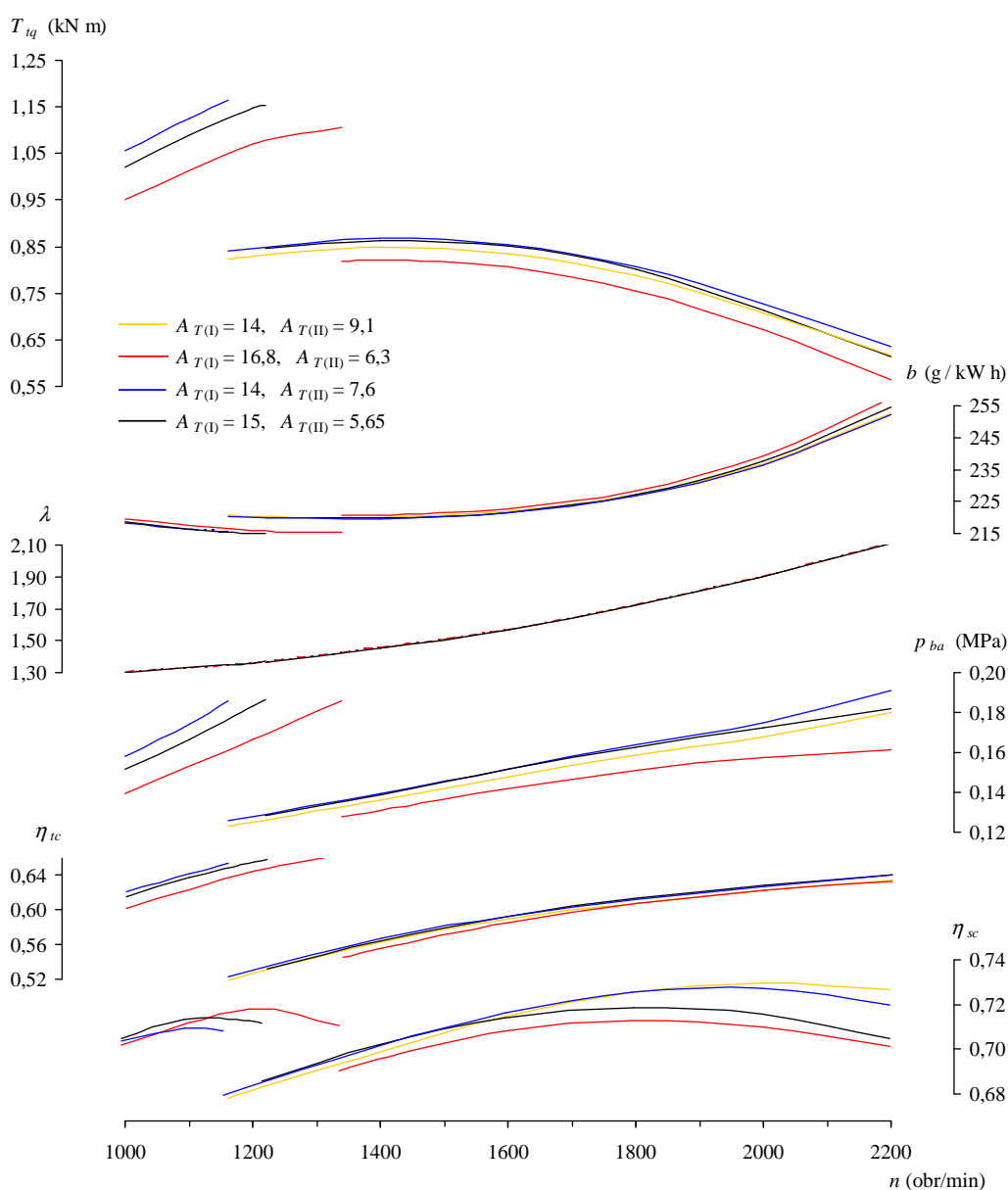
Rys. 7.21. Wpływ stosunku pól powierzchni przekrojów skrzyń wlotowych turbin, przy stałym całkowitym przekroju przepływowym spalin ( $A_{T(I)}+A_{T(II)}=23,1 \text{ cm}^2$ ), na względną zmianę sprężu, w stosunku do wartości maksymalnej, przy różnych wartościach prędkości obrotowej silnika w warunkach charakterystyki pełnej mocy

Uzyskany model (7.48) charakteryzuje się dużym współczynnikiem dobroci dopasowania  $R^2$ , wynoszącym 0,96. Nie ma on wprawdzie sensu fizycznego, ale pozwala oszacować optymalną wartość stosunku  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  przy zmianach sprawności zespołu sprężarek  $\eta_{sc}$ . Istotnym wnioskiem może być stwierdzenie, że w analizowanym obszarze zmienności czynników (tab. J.1) optymalna wartość  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  dla badanego zestawienia sprężarek 309K i 60 nie zmienia się przy zmianach prędkości obrotowej silnika (rys. 7.21). Nie zależy także od sprawności całkowitej zespołu turbin  $\eta_{tc}$  – mimo wyraźnych zmian sprawności rozprężania w turbinach wraz ze zmianą stosunku  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  (rys. 7.20 c). Stwarza to możliwości optymalizacji doboru przekrojów wlotowych turbin w zależności od właściwości zastosowanych sprężarek oraz pozwala zarówno na zwiększenie koncentracji mocy w warunkach znamionowych, jak i na poprawę ukształtowania charakterystyki napędowej silnika w pobliżu punktu przełączania turbosprężarek. Zagadnienia właściwego kształtowania charakterystyki silnika SW 680 ze sprężarkami 309K i 60, przy zmia-

nach przekrojów wlotowych turbin  $A_{T(I)}$ ,  $A_{T(II)}$ , w tym także ocenę bilansu energetycznego takiego układu, przedstawiono w rozdziale 7.9.5. Natomiast próbę określenia wpływu sprawności sprężarek na użyteczne wskaźniki pracy silnika przedstawiono w rozdz. 7.9.6.

### 7.9.5. Uwarunkowania poprawnego kształtowania charakterystyki napędowej silnika

Na potrzeby oceny możliwości zapewnienia korzystnych zdolności napędowych silnika porównano przebiegi charakterystyki zewnętrznej dla różnych przekrojów wlotowych  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  (por. rozdz. 7.9.4). W ocenie tej uwzględniono postulat właściwego ukształtowania charakterystyki zewnętrznej silnika w możliwie szerokim użytecznym przedziale prędkości obrotowych, obejmującym współpracę silnika z jedną turbosprężarką oraz z dwiema turbosprężarkami. Wyniki tych obliczeń, wykonanych przy warunku zachowania takich samych wartości współczynnika nadmiaru, przedstawiono na rys. 7.22.



Rys. 7.22. Wpływ doboru pól powierzchni przekrojów skrzyń wlotowych turbin na przebieg charakterystyki zewnętrznej silnika SW 680



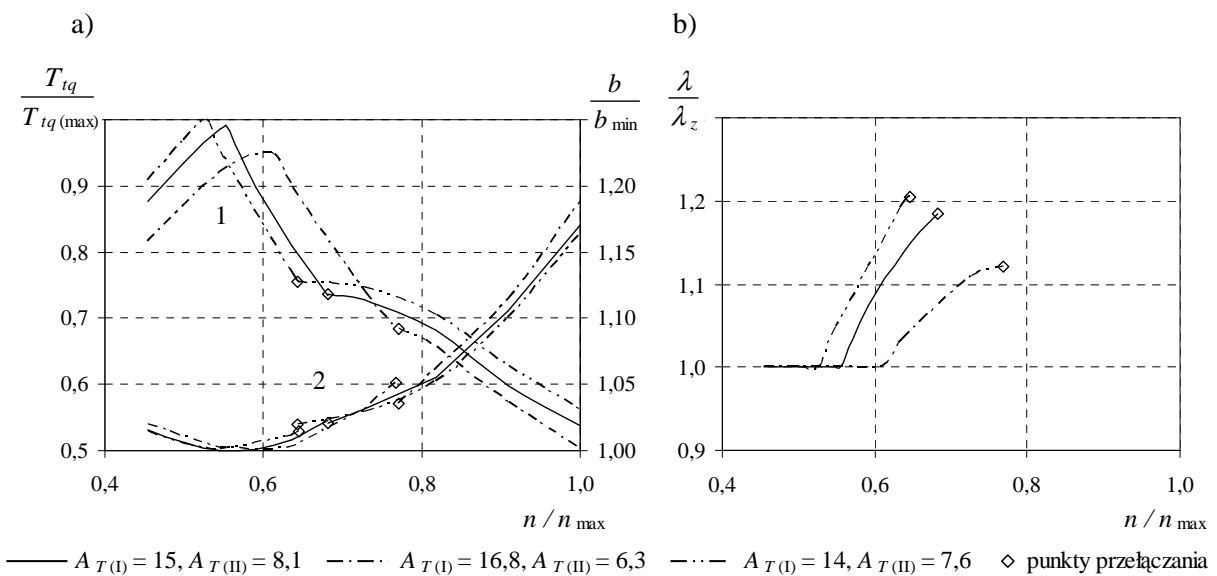
Zestawienie przebiegów charakterystyk, uzyskanych przy stałym całkowitym przekroju wlotowym turbin  $A_{T(I)} + A_{T(II)} = 23,1 \text{ cm}^2$  oraz różnym stosunku  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$ , potwierdza wnioski wynikające z rys. 7.21. Dla rozpatrywanych sprężarek optymalizacja wartości  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  pozwala na uzyskanie korzystnego przebiegu charakterystyki zewnętrznej silnika zarówno w warunkach znamionowych, jak i przy małych i średnich wartościach prędkości obrotowej w drugim zakresie. W przypadku przekrojów  $A_{T(I)} = 14 \text{ cm}^2$  oraz  $A_{T(II)} = 9,1 \text{ cm}^2$  wartości momentu obrotowego  $T_{iq}$  uzyskane w otoczeniu znamionowego punktu pracy silnika są podobne jak w przypadku zastosowania turbosprężarek o mniejszym całkowitym przekroju wlotowym  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$  ( $A_{T(I)} = 15 \text{ cm}^2$ ,  $A_{T(II)} = 5,65 \text{ cm}^2$ ), dla których wyraźne zmniejszanie się sprężu oraz momentu obrotowego wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej jest wynikiem pogarszającej się sprawności sprężania.

Szczególnie ważnym wnioskiem jest stwierdzenie możliwości zwiększenia ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  i momentu obrotowego  $T_{iq}$  w pobliżu punktu przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami, co warunkuje zmniejszenie nieciągłości charakterystyki podczas skokowego włączania drugiej turbosprężarki. Jednak istotnym ograniczeniem poprawnego kształtowania charakterystyki napędowej silnika, przy optymalnej (w drugim zakresie pracy) charakterystyce przepływowej układu doładowania, może być przekroczenie dopuszczalnej wartości ciśnienia doładowania w trybie pracy z jedną turbosprężarką w przypadku zbyt małego przekroju  $A_{T(I)}$ . Z porównania charakterystyk w zakresie pracy jednej turbosprężarki wynika, że przyjęcie małej wartości  $A_{T(I)}$  pozwala wprawdzie na zwiększenie maksymalnej wartości momentu obrotowego  $T_{iq}$ , lecz jednocześnie prowadzi do zwiększenia sprężu powyżej wartości wymaganej ze względu na charakterystykę doładowania. Zmusza to do wcześniejszego włączenia drugiej turbosprężarki, co – przy skokowym przebiegu fazy przełączania – zwiększa nieciągłość przebiegu krzywych ciśnienia doładowania oraz momentu obrotowego. Jak wynika z powyższych rozważań, małe przekroje przepływowe spalin w turbinach prowadzą także do pogorszenia sprawności silnika w warunkach obciążenia częściowego (por. rys. 7.17).

Wyraźną poprawę przebiegu charakterystyki pełnej mocy, eliminującą nieciągłość krzywej maksymalnego momentu obrotowego, można uzyskać przez odpowiednie skojarzenie charakterystyki sterowania współpracą turbosprężarek i silnika z przebiegiem dawkowania paliwa. Ilustruje to rys. 7.23 a, na którym przebieg charakterystyki (dla określonego przekroju przepływowego  $A_{T(I)}$ ) wskazuje na łagodnie opadający moment obrotowy w miarę zwiększania się prędkości obrotowej, zachowujący niezmienną wartość w punkcie przełączania turbosprężarek. Taką charakterystykę momentu, mimo nieciągłości krzywej ciśnienia doładowania, można uzyskać przez odpowiednie skorygowanie (zmniejszenie) dawkowania paliwa (w stosunku do zadanego współczynnika nadmiaru powietrza – rys. 7.23 b) do wartości wymaganych ze względu na charakterystykę doładowania. Jednocześnie duży przekrój  $A_{T(I)}$  prowadzi do przesunięcia punktu przełączania w stronę większych wartości prędkości obrotowej, lecz kosztem zwiększonego jednostkowego zużycia paliwa  $b$ .

Przedstawione wyżej przebiegi charakterystyki zewnętrznej silnika nie umożliwiają jednoznacznej oceny poprawności doboru przekrojów wlotowych turbin ze względu na zróżnicowany i przeciwstawny wpływ tych przekrojów na ukształtowanie momentu obrotowego. W omawianym przypadku optymalizacja charakterystyki przepływowej układu doładowującego umożliwia wprawdzie zwiększenie maksymalnego momentu obrotowego w całym przedziale użytecznych prędkości obrotowych silnika, lecz odpowiadające tym warunkom małe

wartości  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  prowadzą do niekorzystnego przesunięcia punktu przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami w stronę mniejszych wartości prędkości obrotowej. Takie zmiany przebiegu momentu obrotowego silnika wraz ze zmianą stosunku  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  uzasadniają potrzebę poszerzenia zadania kształtowania charakterystyki zewnętrznej o zagadnienia odpowiedniego doboru sprężarek oraz optymalizacji podziału ich obciążenia w przypadku większych wartości  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$ . Na możliwości takiej optymalizacji w szerokim zakresie zmian wartości  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  wskazują wyniki analizy przedstawionej w rozdz. 7.9.4. Ostatecznego wyboru turbosprężarek należy dokonać na podstawie przyjętego kryterium poprawności przebiegu charakterystyki napędowej silnika. Zagadnienia kształtowania warunków współpracy pomiędzy turbosprężarkami, w zależności od sprawności sprężarek podczas ich doboru do silnika, omówiono w rozdz. 7.9.6.



Rys. 7.23. Wpływ powierzchni przekrojów skrzyń wlotowych turbin (przy wymaganej charakterystyce doładowania) na względne zmiany: a) maksymalnego momentu obrotowego  $T_{iq}$  oraz jednostkowego zużycia paliwa  $b$  (jako 100% przyjęto wartości  $T_{iq} = T_{iq(max)}$ ,  $b = b_{(min)}$ ) uzyskiwane w przypadku turbosprężarek z przekrojami wlotowymi turbin  $A_{T(I)} = 14 \text{ cm}^2$ ,  $A_{T(II)} = 7,6 \text{ cm}^2$ , b) współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  w stosunku do zadanego przebiegu  $\lambda_z$

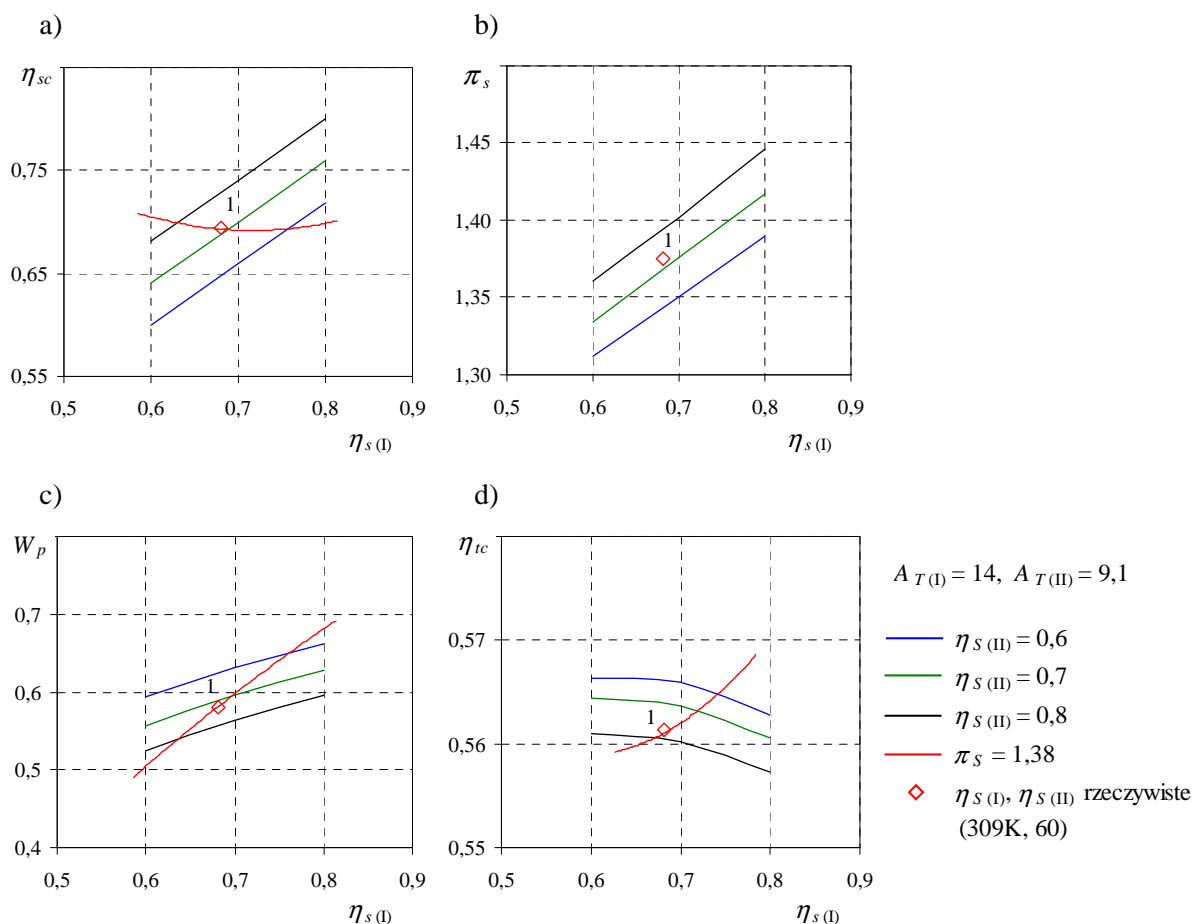
### 7.9.6. Wpływ zmian charakterystyk sprężarek podczas ich doboru do silnika

Ocenę wpływu zmian sprawności sprężania w sprężarkach  $\eta_{s(I)}$ ,  $\eta_{s(II)}$  na wskaźniki pracy silnika i układu doładowania w przewidywanym punkcie przełączania turbosprężarek na charakterystyce zewnętrznej przeprowadzono dla wartości  $\eta_{s(I)}$ ,  $\eta_{s(II)}$  w zakresie od 0,6 do 0,8. Zakres ten odzwierciedla stan rozwoju oraz jakość konstrukcji współczesnych sprężarek. Wyniki obliczeń przy wybranych przekrojach wlotowych turbin  $A_{T(I)} = 14 \text{ cm}^2$  oraz  $A_{T(II)} = 9,1 \text{ cm}^2$  (por. rys. 7.22), przy prędkości obrotowej silnika  $n = 1400 \text{ obr/min}$ , ilustruje rys. 7.24. Obliczenia te wykonano przy warunku zachowania zadanej wartości współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda = 1,45$ .

Jak należy oczekiwać, dla określonego skojarzenia przekrojów  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  duże wartości  $\eta_{s(I)}$ ,  $\eta_{s(II)}$  prowadzą do zwiększenia całkowitej sprawności sprężania  $\eta_{sc}$  (rys. 7.24 a), a w konsekwencji – do zwiększenia sprężu  $\pi_s$  (rys. 7.24 b). Równocześnie obserwuje się wy-

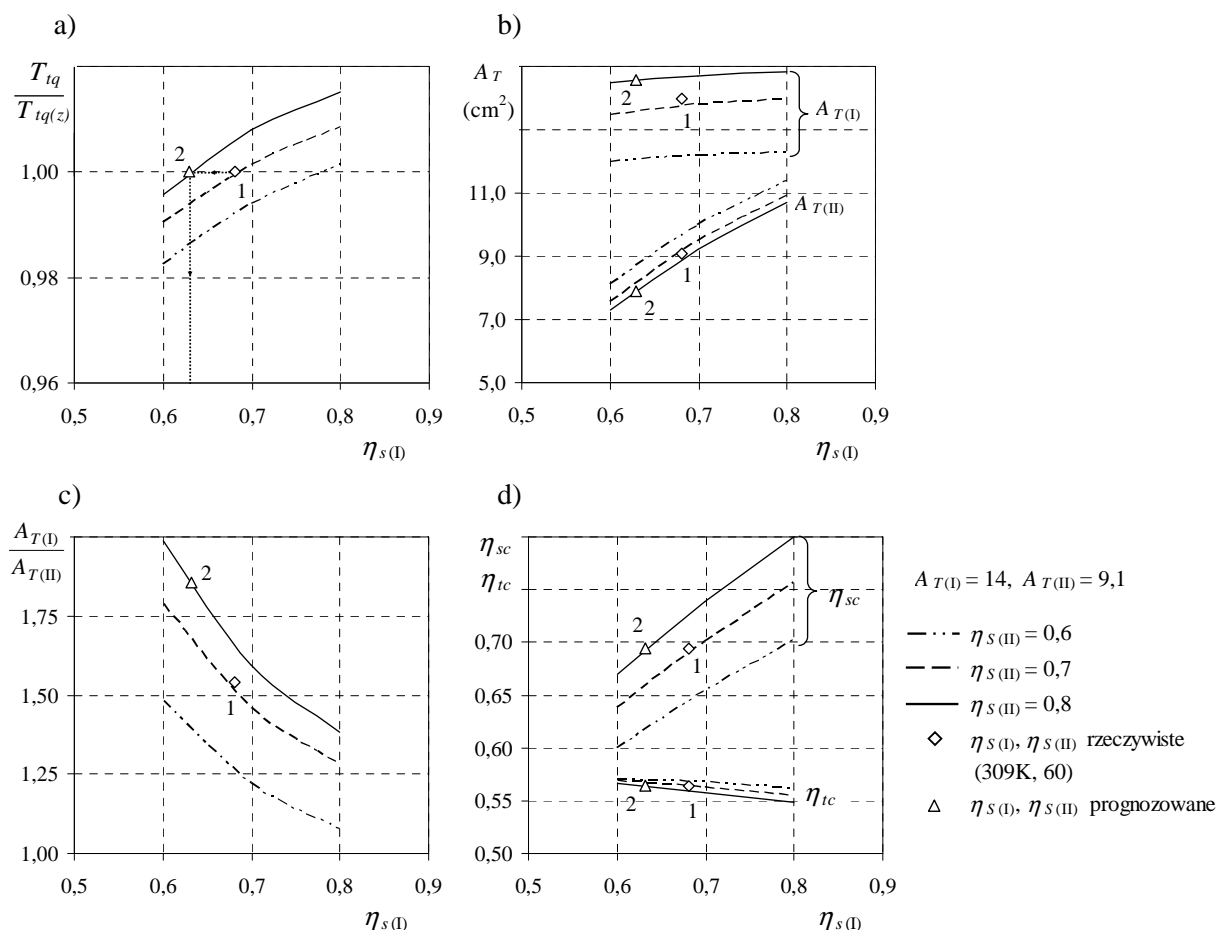
rażne zmiany podziału strumieni masy powietrza pomiędzy sprężarki  $W_p$  (rys. 7.24 c). Linia czerwoną zaznaczono wartości charakterystyk odpowiadające rzeczywistej wartości sprawności sprężania uzyskiwanej w przypadku sprężarek 309K i 60, przy zadanej wartości sprężu  $\pi_s = 1,38$  (punkt 1). Z przebiegu tej linii wynika, że przy stałym sprężu  $\pi_s = 1,38$  zwiększenie sprawności w mniejszej sprężarce  $\eta_{s(II)}$  wymaga jednoczesnego zmniejszenia sprawności sprężarki większej  $\eta_{s(I)}$ , co prowadzi także do zmniejszenia jej udziału ( $W_p$ ) w procesie sprężania, w porównaniu z przebiegiem sprawności sprężarek 309K i 60 (rys. 7.24 b). Takie zmiany wartości  $\eta_{s(I)}$ ,  $\eta_{s(II)}$ , przy  $\pi_s = \text{const}$ , pozwalają uzyskać niezmienną wartość sprawności układu doładowania (rys. 7.24 a, d).

Na podstawie charakterystyki przedstawionej na rys. 7.24 c można również stwierdzić, że przy stałym sprężu  $\pi_s$  zmiana sprawności sprężania w sprężarkach, w stosunku do wartości uzyskiwanych z turbosprężarkami 309K i 60 (punkt 1), prowadzi do istotnych zmian podziału ich obciążenia. W takim przypadku dla zachowania zakładanych warunków doładowania ( $\pi_s, \lambda$ ) w punkcie doboru sprężarek do silnika niezbędna jest odpowiednia zmiana przekrojów przepływowych w turbinach  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$ .



Rys. 7.24. Wpływ sprawności sprężarek  $\eta_{s(I)}$ ,  $\eta_{s(II)}$ , z przekrojami wlotowymi turbin  $A_{T(I)} = 14 \text{ cm}^2$  i  $A_{T(II)} = 9,1 \text{ cm}^2$ , w zadanym punkcie pracy silnika SW 680 ( $n = 1400 \text{ obr/min}$ ,  $\lambda = 1,45$ ) na: a) sprawność sprężania układu doładowania, b) spręż sprężarek, c) podział strumieni masy powietrza pomiędzy sprężarki, d) sprawność rozprężania w turbinach; linią czerwoną zaznaczono wartości charakterystyk przy stałej wartości sprężu  $\pi_s = 1,38$  uzyskanej w przypadku sprężarek 309K i 60 (punkt 1)

Zależność pomiędzy sprawnością sprężania w sprężarkach  $\eta_{s(I)}$  i  $\eta_{s(II)}$  a wielkością pól powierzchni przekrojów skrzyń wlotowych turbin  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  ilustruje rys. 7.25. W celach porównawczych obliczenia te zostały wykonane przy wartościach sprężu i współczynnika nadmiaru powietrza oraz przy zadanym podziale strumieni masy powietrza pomiędzy sprężarki, takim jak w przypadku wybranych sprężarek 309K i 60, przy przekrojach wlotowych turbin  $A_{T(I)} = 14 \text{ cm}^2$  oraz  $A_{T(II)} = 9,1 \text{ cm}^2$ . Z przebiegu charakterystyk wynika ściśle określona współzależność pomiędzy przekrojami  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$ , przy zmianach sprawności  $\eta_{s(I)}$  i  $\eta_{s(II)}$ . Łatwo zauważyć, że dla określonej wartości  $\eta_{s(II)}$  większa sprawność sprężania  $\eta_{s(I)}$  w większej sprężarce prowadzi do zwiększenia wymaganych przekrojów  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  (rys. 7.25 b), przy jednoczesnym zmniejszeniu ich stosunku  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  (rys. 7.25 c). Występujące wówczas pewne zmniejszenie sprawności rozprężania w turbinach  $\eta_{tc}$ , pogarszającej się w przypadku dużych wartości  $\eta_{s(II)}$ , łagodzone jest znacznym przyrostem sprawności procesu sprężania  $\eta_{sc}$  (rys. 7.25 d). Pozwala to również uzyskać pewne zwiększenie wartości momentu obrotowego (rys. 7.25 a).



Rys. 7.25. Wpływ sprawności sprężarek  $\eta_{s(I)}$ ,  $\eta_{s(II)}$  w zadanym punkcie pracy silnika SW 680 ( $n = 1400 \text{ obr/min}$ ,  $\lambda = 1,45$ ,  $\pi_s = 1,38$ ), przy określonym podziale strumieni masy powietrza pomiędzy sprężarki, na: a) względne zmiany momentu obrotowego (jako 100% przyjęto zadaną wartość momentu obrotowego silnika  $T_{iq(z)}$ ) z turbosprężarkami 309K-14 i 60-9,1), b) wymagane przekroje przepływowe w turbinach, c) stosunek przekrojów przepływowych, d) zmiany sprawności układu doładowania

Omówiony przebieg zmian parametrów turbosprężarek wskazuje na określone możliwości kształtowania charakterystyki silnika. Z przebiegu krzywej momentu obrotowego

(rys. 7.25 a) wynika, że przy odpowiednich zmianach sprawności sprężania w sprężarkach  $\eta_{s(I)}$ ,  $\eta_{s(II)}$  podczas ich doboru do silnika (punkt 2) można zachować niezmienną wartość momentu obrotowego – taką jak w silniku ze sprężarkami 309K i 60 (punkt 1). Jednocześnie uzyskuje się możliwość korekty przekrojów wlotowych  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  (rys. 7.25 b). W porównaniu ze sprężarkami 309K i 60 (punkt 1) dobór małej sprężarki o większej sprawności ( $\eta_{s(II)} = 0,8$ ), przy równoczesnym zmniejszeniu sprawności sprężania w większej sprężarce  $\eta_{s(I)}$  do wartości 0,63, pozwala zachować niezmienną wartość całkowitej sprawności sprężania  $\eta_{sc}$  (rys. 7.25 d), umożliwiając przy tym zwiększenie przekroju wlotowego  $A_{T(I)}$  większej turbiny z 14 do 14,6 cm<sup>2</sup> oraz zmniejszenie wartości  $A_{T(II)}$  w turbinie mniejszej z 9,1 do 7,9 cm<sup>2</sup> (punkt 2). W rezultacie tych zmian stosunek przekrojów  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  zwiększa się z 1,54 do wartości 1,85 (rys. 7.25 c). Jak wynika z oceny charakterystyk przedstawionej w rozdz. 7.9.5, możliwość zwiększenia wartości  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$ , przy zachowaniu niezmiennych warunków doładowania w drugim zakresie, pozwala na istotne złagodzenie niekorzystnych skutków skokowego włączania drugiej turbosprężarki.

Przedstawione wyżej wyniki obliczeń wskazują na pewną swobodę w kształtowaniu warunków współpracy turbosprężarek z silnikiem pracującym w układzie doładowania zakresowego wraz ze zmianą sprawności sprężania w sprężarkach. Jest to istotne spostrzeżenie o praktycznym znaczeniu, gdyż ułatwia prawidłowy dobór urządzeń doładowujących pracujących w układzie doładowania zakresowego, które dobierane są na podstawie charakterystyk przepływowych sprężarek. Przy czym wybór wartości przekrojów wlotowych turbin sprowadza się do zapewnienia założonych wartości tych charakterystyk w określonych warunkach pracy silnika. Jak pokazują obliczenia, przy odpowiednim doborze wirników sprężarek oraz przekrojów wlotowych turbin można istotnie poprawić przebieg charakterystyki napędowej silnika w zakresie pracy z jedną turbosprężarką oraz zachować zadaną wartość momentu obrotowego podczas przełączania na tryb pracy z dwiema turbosprężarkami.

### 7.9.7. Ogólna ocena wyników badań symulacyjnych

Zaprezentowane w niniejszym rozdziale wyniki prac nad kształtowaniem charakterystyki trakcyjnego silnika ZS, poprzez dobór podstawowych parametrów turbosprężarek współpracujących w układzie doładowania zakresowego, wykazały przydatność zaproponowanego modelu do badań symulacyjnych w wybranym obszarze badawczym. Analiza uzyskanych wyników obliczeń numerycznych pozwoliła na sformułowanie pewnych ustaleń ważnych ze względu na naukowe oraz praktyczne aspekty tej pracy, a szczególnie na sformułowanie ogólnych wniosków poznawczych dotyczących zasad właściwego doboru dwóch różnych urządzeń doładowujących do trakcyjnego silnika ZS pracującego w systemie doładowania zakresowego, w tym także kryteriów ich poprawnej współpracy w aspekcie uzyskiwania oczekiwanej zdolności napędowej takiego silnika.

Zastosowanie opracowanego przez autora programu numerycznego do symulacji pracy silnika pozwoliło na określenie współzależności wynikających ze współdziałania silnika i turbosprężarek współpracujących w układzie doładowania zakresowego w wybranych warunkach stacjonarnych. Umożliwiło to przeprowadzenie oceny jakości doboru turbosprężarek pod względem wskaźników energetycznych przy ich współpracy z silnikiem oraz oceny przebiegu charakterystyki doładowania. W ocenie tej uwzględniono podział obszarów charakterystyki silnika w zależności od zakresu pracy zespołu doładowującego, zwracając szczególną uwagę na fazę przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami. W trybie pracy z dwiema

turbosprężarkami pracującymi równolegle stwierdzono niekorzystnie małe wartości sprawności turbiny mniejszej turbosprężarki, pogarszające się przy małych wartościach natężenia przepływu czynnika. Skutkiem tego są niekorzystne zmiany podziału pracy sprężania w sprężarkach, prowadzące do wyraźnego zmniejszenia sprawności sprężania, a w konsekwencji – do pogorszenia się warunków doładowania silnika.

Obliczenia wykonane w różnych wariantach konstrukcyjnych układu doładowania potwierdziły, że decydujące znaczenie w kształtowaniu warunków współpracy pomiędzy turbosprężarkami oraz poprawy charakterystyki doładowania ma właściwy dobór przekrojów wlotowych turbin  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  (rozd. 7.9.3). Stwierdzono także pewne możliwości optymalizacji takiej współpracy dla dowolnie wybranego punktu charakterystyki silnika poprzez odpowiednie zmiany średnicy zewnętrznej wirników turbin. Stosując odpowiednią metodę postępowania zaproponowaną w rozdz. 7.9.1, na podstawie oceny parametrów kryterialnych turbosprężarek wyznaczono optymalne wartości średnicy wirników turbin wg kryterium ich sprawności. Pozwoliło to uzyskać ok. 3-procentowe zwiększenie wartości momentu obrotowego w całym drugim zakresie pracy układu. Jednak możliwości poprawienia parametrów turbosprężarek oraz przebiegu charakterystyki silnika, wraz ze zmianą rozmiarów wirników w turbinach, są zdecydowanie mniejsze, a w przypadku stwierdzenia konieczności zwiększenia średnicy wirników są ograniczone dodatkowo ze względu na wymagane charakterystyki dynamiczne silników trakcyjnych<sup>20</sup>.

Analiza wyników obliczeń, wykonanych dla silnika w trybie pracy z dwiema turbosprężarkami przy różnych wartościach przekrojów  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$ , pozwoliła stwierdzić, że zwiększenie maksymalnych wartości sprężu  $\pi_s$  wymaga zarówno zmniejszenia całkowitego przekroju wlotowego zespołu turbin  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$ , jak i odpowiedniego podziału obciążenia turbosprężarek. Maksymalne wartości  $\pi_s$ , wyznaczone w warunkach charakterystyki zewnętrznej, skorelowano z przekrojami wlotowymi turbin przy różnym skojarzeniu wartości  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$ . Potwierdzono przy tym istnienie związku pomiędzy sprężem a wartością stosunku przekrojów  $A_{T(I)} / A_{T(II)}$ . Zależności te wyznaczone przy różnych prędkościach obrotowych wskazują na wyraźną zbieżność, szczególnie pod względem ich charakteru. Wynika stąd możliwość doboru optymalnej wartości  $A_{T(I)} / A_{T(II)}$  zarówno ze względu na wskaźniki energetyczne układu silnik–zespół doładowujący, jak i ze względu na przebieg charakterystyki doładowania w szerokim zakresie zmian prędkości obrotowych.

Spostrzeżeniem istotnym z poznawczego punktu widzenia jest stwierdzenie, że optymalny stosunek przekrojów  $A_{T(I)} / A_{T(II)}$  określany jest przede wszystkim przez wartości sprawności sprężania w sprężarkach oraz nie zależy od zmian sprawności rozprężania w turbinach. Ma to również wymiar praktyczny, gdyż stwarza możliwości optymalizacji warunków współpracy pomiędzy turbosprężarkami w szerokim zakresie zmian  $A_{T(I)} / A_{T(II)}$  poprzez odpowiedni dobór sprężarek. Innym istotnym wnioskiem z przeprowadzonych badań korelacyjnych, mającym praktyczne znaczenie podczas doboru konstrukcji układu doładowania, jest stwierdzenie

---

<sup>20</sup> Z przedstawionych m.in. w pracach Mysłowskiego [134, 138] badań wynika, że redukcja bezwładności wirnika turbosprężarki zapewnienia jej odpowiednią nadążność w podawaniu powietrza niezbędnego podczas przyspieszania. Wskazują na to również istniejące współcześnie tendencje, które zmierzają do stosowania małogabarytowych turbosprężarek o małym momencie bezwładności wirnika, minimalizujących czas dostosowywania się do nowych warunków pracy silnika, przy gwałtownych zmianach obciążenia.

nie pewnej swobody w korzystnym kształtowaniu podziału strumieni masowych powietrza pomiędzy sprężarki w celu uzyskania możliwie dużych wartości całkowitej sprawności sprężania w szerokim zakresie zmian warunków eksploatacyjnych (sprężu oraz całkowitego strumienia masy powietrza). Można to osiągnąć poprzez odpowiednią niezależną regulację warunków zasilania każdej turbiny, a konsekwencji – obciążenia turbosprężarek. Należy zatem rozważyć możliwość stosowania turbosprężarek o zmiennych charakterystykach przepływowych.

Wyznaczona funkcja korelacyjna pozwoliła na ilościową ocenę zdolności napędowych silnika w zależności od wielkości przekrojów wlotowych w turbinach. W trybie pracy z dwiema turbosprężarkami, przy optymalnym skojarzeniu przekrojów  $A_{T(I)}/A_{T(II)} = 1,54$ , potwierdzono możliwość zwiększenia maksymalnych wartości sprężu, a w konsekwencji – maksymalnego momentu obrotowego silnika od ok. 4% przy małych prędkościach obrotowych w drugim zakresie do ok. 9% w warunkach znamionowych, w porównaniu ze stosunkiem przekrojów  $A_{T(I)}/A_{T(II)} = 2,66$  (rys. 7.22). Stwierdzono przy tym znany z literatury mechanizm współzależności między przekrojami  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  a przebiegiem charakterystyki silnika, prowadzący do zbyt wczesnego włączenia drugiej turbosprężarki w przypadku małych optymalnych wartości  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$ .

W wyniku przeprowadzonej oceny wpływu zmian sprawności sprężarek na użyteczne wskaźniki pracy silnika wykazano możliwość uzyskania wymaganego podziału przekrojów wlotowych turbin  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  bez pogorszenia sprężu oraz sprawności układu doładowania. W rozpatrywanych warunkach prowadzonych badań porównawczych stwierdzono, że możliwe jest zwiększenie stosunku przekrojów z wartości  $A_{T(I)}/A_{T(II)} = 1,54$  do  $A_{T(I)}/A_{T(II)} = 1,85$  przy zachowaniu niezmiennych warunków doładowania oraz momentu obrotowego w trybie pracy z dwiema turbosprężarkami (rys. 7.25). Uzyskane przy tym zmniejszenie przekroju  $A_{T(II)}$  z 9,1 do 7,9 cm<sup>2</sup> sprzyja zmniejszeniu nieciągłości charakterystyki silnika w warunkach skokowego włączania drugiej turbosprężarki. Jak wynika z rys. 7.22, w warunkach zachowania zadanej wartości współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  większy przekrój  $A_{T(I)}$  umożliwia również przesunięcie punktu przełączania turbosprężarek w stronę większych wartości prędkości obrotowej, chociaż prowadzi jednocześnie do zmniejszenia maksymalnych wartości momentu obrotowego  $T_{tq}$  w całym pierwszym zakresie pracy układu doładowania. Przy uwzględnieniu wniosków wynikających z rys. 7.23 wspomniane pogorszenie przebiegu momentu obrotowego przy najmniejszych wartościach prędkości obrotowej silnika może być częściowo kompensowane przez jego bardziej korzystne ukształtowanie w przypadku zastosowania skorygowanego przebiegu  $\lambda$  pozwalającego na eliminację nieciągłości charakterystyki silnika.

Przedstawione wyniki symulacji numerycznych oraz wnioski poznawcze wynikające z ich analizy wskazują na zróżnicowane, często przeciwstawne, efekty wpływu zmian parametrów doboru turbosprężarek różnej wielkości współpracujących w układzie doładowania zakresowego na przebieg charakterystyki napędowej silnika z takim układem doładowania. Wielość i różnorodność tych wniosków, prowadzących do trudności w ich ostatecznej jednoznacznej ocenie, wskazuje na celowość podjęcia badań optymalizacyjnych w tym zakresie. Niezbędny jest więc wybór kryterium (wskaźnika jakości) decydującego o przyjęciu określonych turbosprężarek, a także sposobu optymalnego postępowania podczas ich doboru do silnika. Koncepcję takiej procedury optymalizacyjnej, uwzględniającej zagadnienia optymalnego sterowania współpracą zespołu doładowania zakresowego z silnikiem w całym obszarze jego charakterystyki ogólnej, przedstawiono w rozdz. 8 i 9.

## **8. Zastosowanie optymalizacji do kształtowania charakterystyki napędowej silnika z doładowaniem zakresowym**

### **8.1. Sformułowanie zadania**

Przedstawione w rozdz. 7 wyniki obliczeń współpracy turbosprężarek z silnikiem w różnych wariantach konstrukcyjnych oraz wnioski wynikające z ich analizy skłaniają do ostatecznego sformułowania problemu optymalizacyjnego jako optymalizacji parametrów doboru turbosprężarek do silnika pracującego w układzie doładowania zakresowego wg kryterium jego zdolności napędowych, uwzględniającej przy tym zagadnienie optymalnego sterowania współpracą silnika i zespołu doładowującego. Przy realizacji takiego zadania pożądane jest spełnienie oczywistego wymagania dotyczącego pełnego wykorzystania doprowadzonego powietrza (przy zmianach parametrów konstrukcyjnych układu doładowania) i całej konstrukcji silnika, jak również zapewnienie jego trwałej i bezpiecznej pracy. Ocenę stopnia spełnienia tych postulatów prowadzono na podstawie o maksymalnych wartości momentu obrotowego uzyskanych w warunkach zachowania wartości współczynnika nadmiaru powietrza takich jak w silniku doładowanym konwencjonalnie, przy uwzględnieniu i spełnieniu odpowiednich ograniczeń. Dla każdego zestawienia turbosprężarek, wygenerowanego w procesie poszukiwania rozwiązania optymalnego, określono przebieg krzywej maksymalnego momentu obrotowego na charakterystyce pełnej mocy (zewnętrznej), stanowiącej podstawę wyznaczania wartości wskaźnika jakości doboru turbosprężarek.

Rozwiązanie zagadnienia optymalnego (wg przyjętego kryterium) ukształtowania charakterystyki napędowej silnika, pracującego w układzie doładowania zakresowego, wymaga rozwiązania następujących zadań cząstkowych:

- wyboru turbosprężarek,
- ustalenia charakterystyki układu przełączającego pomiędzy zakresami pracy turbosprężarek,
- wyznaczenia charakterystyki prędkościowej dawkowania pompy wtryskowej w położeniu dawkowania maksymalnego dla ustalonych warunków zasilania silnika.

Wartości wskaźnika jakości w poszczególnych krokach doboru optymalizowanych parametrów, na które nałożono odpowiednie ograniczenia, określające obszar rozwiązań dopuszczalnych, wyznaczono podczas badań numerycznych.

### **8.2. Kryterium optymalnego doboru**

W przypadku realizowanego zadania właściwego kształtowania krzywej momentu obrotowego na charakterystyce zewnętrznej jakość doboru turbosprężarek w obu zakresach pracy układu oceniano na podstawie wskaźnika ujmującego, przede wszystkim, właściwości dynamiczne silnika. Przyjmując, że wzorzec stanowić będzie silnik o stałej mocy [93], dynamiczne kryterium optymalizacji określa warunek uzyskania minimum wskaźnika:



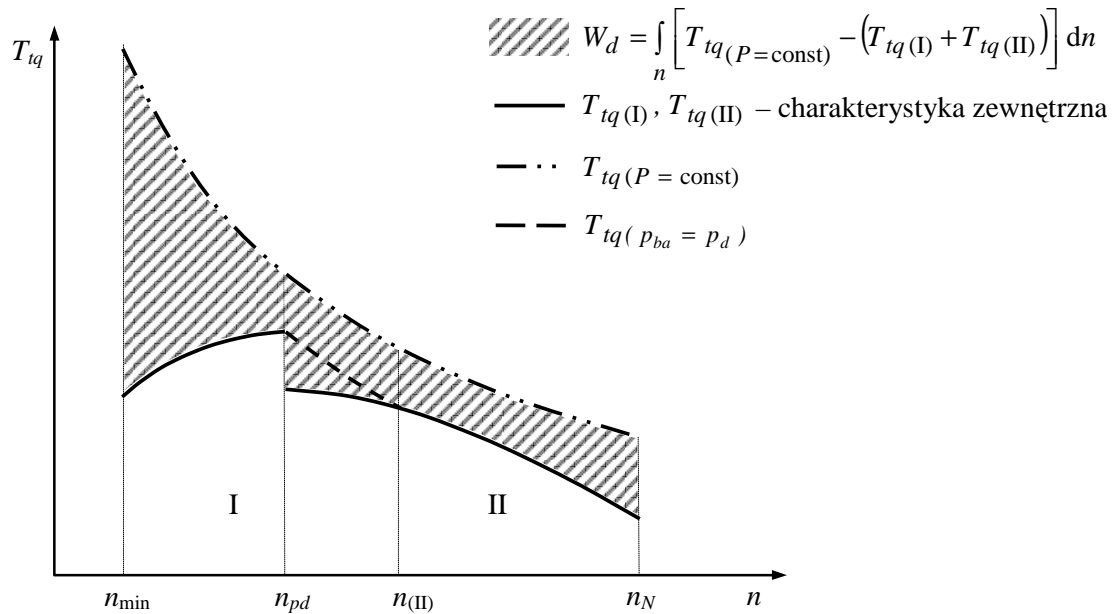
$$W_d = W_{d(I)} + W_{d(II)} = \int_n \left[ T_{tq(P=const)} - (T_{tq(I)} + T_{tq(II)}) \right] dn \quad (8.1)$$

gdzie:

$T_{tq(P=const)}$  – moment obrotowy silnika przy jego prędkości obrotowej  $n$  określonej z użytecznego zakresu charakterystyki ( $n_{min} - n_N$ ), odpowiadający warunkowi stałej mocy silnika ( $P = const$ );

$T_{tq(I)}, T_{tq(II)}$  – moment obrotowy w pierwszym (I) oraz drugim zakresie pracy (II) w warunkach kształtowanej charakterystyki zewnętrznej, przy tej samej wartości  $n$ .

Graficzną ilustrację wskaźnika  $W_d$  przedstawiono na rys. 8.1.



Rys. 8.1. Schemat ilustrujący definicję wskaźnika jakości  $W_d$ : I – pierwszy zakres, II – drugi zakres

Wielkości występujące w wyrażeniu stanowiącym wskaźnik jakości  $W_d$  są funkcją zmiennych decyzyjnych procesu optymalizacji.

### 8.3. Zmienne decyzyjne i ich ograniczenia

Sformułowanie zadania doboru turbosprężarek oraz zakresów ich pracy w warunkach charakterystyki zewnętrznej jako problemu optymalizacyjnego wiązało się z koniecznością przyjęcia następujących zmiennych decyzyjnych:

- $x_1$  – parametry charakterystyczne dużej sprężarki,
- $x_2$  – parametry charakterystyczne małej sprężarki,
- $x_3$  – parametry charakterystyczne dużej turbiny,
- $x_4$  – parametry charakterystyczne małej turbiny,
- $x_5$  – zakresy pracy turbosprężarek w warunkach charakterystyki zewnętrznej,
- $x_6$  – przebieg dawkowania paliwa.

Zmienne decyzyjne  $x_1$  i  $x_2$  stanowią zmienne nieciągłe ze skończonego zbioru wartości dyskretnych, które wyznaczone są przez numery katalogowe dostępnych wirników sprężarek.

Związana z każdym numerem katalogowym charakterystyka pracy sprężarki reprezentuje zbiór współzależnych właściwości przepływowych i termodynamicznych, co odzwierciedla się w parametrach pracy silnika występujących w wyrażeniu stanowiącym wskaźnik jakości. Przyjęcie zmiennych decyzyjnych nieciągłych istotnie wpływa na wybór metody poszukiwania ekstremum funkcji kryterialnej (rozd. 8.4). Na podstawie badań wstępnych (rozd. 6) zakres zmian  $x_1$  oraz  $x_2$  ograniczony został do dwóch numerów katalogowych – 309K i 60.

Jako zmienne decyzyjne  $x_3, x_4$  przyjęto przekroje skrzyń wlotowych turbin  $A_{T(I)}, A_{T(II)}$ , wyznaczające ich charakterystyki przepływowe. Zastosowany w modelu opis charakterystyk turbin umożliwia wyznaczenie wymaganych przekroju przepływowych przyjmujących wartości ciągłe w określonym zakresie. Zakres zmienności  $x_3, x_4$  ogranicza „od góry” wartość przekroju  $A_T = 21 \text{ cm}^2$ , co odpowiada konstrukcji wyjściowej (w doładowaniu konwencjonalnym). Dolne ograniczenie wynika z warunków nieprzekroczenia przez sprężarki granicy pompowania oraz dopuszczalnych wartości spręży wymaganych ze względu na charakterystykę doładowania. Warunki te uwzględniane są jako wewnętrzne ograniczenia programu symulacyjnego. Można więc je pominąć przy rozwiązywaniu zadania wyboru konstrukcji turbosprężarek.

Zmienną  $x_5$  zdefiniowano jako wartość prędkości obrotowej silnika, przy której następuje włączenie drugiej turbosprężarki. Może ona pełnić funkcję zabezpieczającą turbosprężarkę i silnik przed przeciążeniem, np. w przypadku przekroczenia dopuszczalnego ciśnienia doładowania. Staje się więc wielkością wynikową, tracąc jednocześnie charakter zmiennej decyzyjnej. Jest to równoznaczne z przyjęciem wymaganej charakterystyki pracy układu przełączającego.

Zmienną decyzyjną  $x_6$  jest charakterystyka dawkowania paliwa uzyskana na podstawie wartości dyskretnych znalezionych dla ustalonych prędkości obrotowych  $n$  w warunkach charakterystyki zewnętrznej silnika. Dla określonych wartości  $n$  maksymalna dawka paliwa została wyznaczona przy zadanym przebiegu współczynnika nadmiaru powietrza (jak w silniku doładowanym konwencjonalnie), z uwzględnieniem wewnętrznych ograniczeń ujętych w programie numerycznym, wynikających z nieprzekroczenia dopuszczalnych wartości temperatury spalin oraz ciśnienia doładowania. Uwzględniając przyjęte kierunki poszukiwań optymalnej wartości funkcji kryterialnej w zakresie tych ograniczeń, dopuszczono możliwość korekcji dawkowania paliwa. W takich warunkach prowadzenia obliczeń dawka paliwa również staje się wartością wynikową, co jest równoznaczne z określeniem wymagań stawianych pompie wtryskowej, pracującej przy maksymalnym wychyleniu dźwigni sterującej.

## 8.4. Procedura optymalizacyjna

Zdefiniowane wyżej zadanie jest zadaniem optymalizacji statycznej z ograniczeniami, zaś ze względu na dyskretny charakter zmiennych  $x_1, x_2$  stanowi tzw. problem mieszany. Wymaga to powtórzenia procedury optymalizacyjnej dla każdego skojarzenia wirników sprężarek z dyskretnych zbiorów  $x_1, x_2$ .

Dla wybranych sprężarek ze zbiorów  $x_1, x_2$  wartości momentu obrotowego  $T_{iq}$ , w zależności od zmiennych  $x_3, x_4, x_5, x_6$  wyznaczających funkcję celu, określono, włączając do procedury optymalizacyjnej program symulacyjny. Ze względu na przyjęte w modelu ograniczenia zmienne  $x_5, x_6$  tracą charakter zmiennych decyzyjnych, stając się wielkościami wyni-

kowymi, co pozwala na uproszczenie obliczeń do funkcji dwóch zmiennych  $x_3, x_4$ . Wartości  $T_{tq}$  obliczano osobno dla każdej prędkości obrotowej silnika w jej użytecznym zakresie. Uzyskane w ten sposób charakterystyki posłużyły do wyznaczenia wartości wskaźnika optymalizacji  $W_d$  w poszczególnych krokach doboru optymalizowanych parametrów. Uwzględniając to, że opracowany program symulacyjny pozwala obliczać parametry silnika w sposób dyskretny i zdeterminowany, do rozwiązania zadania optymalizacyjnego wybrana została bezgradientowa metoda poszukiwania optymalnych wartości zmiennych decyzyjnych. Minimum wartości wskaźnika jakości wyznaczono, stosując metodę Hooke'a-Jeevesa [115]. Przy odpowiednio dobranym kroku poszukiwań metoda ta umożliwiła ominięcie nawet „płytkiego” minimum lokalnego. Ponadto, przy obliczeniach ograniczonych do dwóch zmiennych decyzyjnych  $x_3, x_4$ , pozwala na poszukiwanie optymalnego rozwiązania w ramach prostego graficznego postępowania iteracyjnego, w kierunkach zgodnych z kierunkiem układu współrzędnych opisanego przez zmienne  $x_3, x_4$ .

W celu ułatwienia interpretacji wyników optymalizacji posłużono się trzema dodatkowymi wskaźnikami pomocniczymi o podrzędnym charakterze w stosunku do przyjętego kryterium optymalizacji  $W_d$  (wzór 8.1). Wskaźniki te nie mają wpływu na przebieg procedury optymalizacyjnej, jednak analiza zmian ich wartości jest pomocna przy ocenie jakości doboru turbosprężarek opartej o wskaźnik  $W_d$ .

Pierwszy z pomocniczych wskaźników  $W_{(I)}$ , będący miarą pola podaży momentu obrotowego silnika  $T_{tq(I)}$  w pierwszym zakresie pracy (przy małych i średnich prędkościach obrotowych silnika), wyraża poprawność ukształtowania momentu obrotowego ze względu na zdolności napędowe silnika. Wskaźnik ten zdefiniowano w postaci:

$$W_{(I)} = \int_{n_{\min}}^{n_{II}} \left[ T_{tq(P=\text{const})} - T_{tq(I)} \right] dn \quad (8.2)$$

gdzie:

- $n_{\min}$  – minimalna prędkość obrotowa silnika,
- $n_{II}$  – prędkość obrotowa przełączania turbosprężarek.

Drugi wskaźnik pomocniczy  $W_N$  pozwala na ocenę ukształtowania momentu obrotowego silnika w pierwszym zakresie pracy w warunkach korekcji dawkowania paliwa wymaganej ze względu na charakterystykę doładowania. Wskaźnik ten odzwierciedla zmiany uśrednionej wartości momentu obrotowego w przedziałach prędkości obrotowych objętych korekcją oraz bez korekcji dawkowania paliwa. Proponuje się, aby wskaźnik ten określało wyrażenie:

$$W_N = \left[ \frac{1}{n_{II} - n_{pd}} \cdot \int_{n_{pd}}^{n_{II}} T_{tq(I)} dn \right] / \left[ \frac{1}{n_{pd} - n_{\min}} \cdot \int_{n_{\min}}^{n_{pd}} T_{tq(I)} dn \right] - 1 \quad (8.3)$$

gdzie:

- $n_{\min}$  – minimalna prędkość obrotowa silnika,
- $n_N$  – znamionowa prędkość obrotowa,
- $n_{pd}$  – prędkość obrotowa, przy której osiągnięte jest maksymalne ciśnienie doładowania,
- $n_{II}$  – prędkość obrotowa w punkcie przełączania turbosprężarek.

Trzeci wskaźnik pomocniczy  $W_k$  określa względną wartość korekcji dawkowania wymaganą dla zachowania dopuszczalnych wartości ciśnienia doładowania w pierwszym zakresie. Związane z tym wartości parametrów termodynamicznych i przepływowych sprężarki, przy skojarzeniu z turbiną o określonej charakterystyce przepływowej, odzwierciedlają się w wartościach współczynnika  $\lambda$  występującego w wyrażeniu stanowiącym wskaźnik:

$$W_k = \int_{n_{pd}}^{n_{II}} (\lambda - \lambda_z) dn \bigg/ \int_{n_{min}}^{n_{II}} \lambda_z dn \quad (8.4)$$

gdzie:

- $\lambda_z$  – zadana wartość współczynnika nadmiaru powietrza przy określonej prędkości obrotowej silnika  $n$  z zakresu charakterystyki ( $n_{pd} - n_{II}$ ) – rys. 8.1,
- $\lambda$  – skorygowany współczynnik nadmiaru powietrza w warunkach kształtowanej charakterystyki zewnętrznej w rozpatrywanym zakresie, przy tej samej prędkości  $n$ .

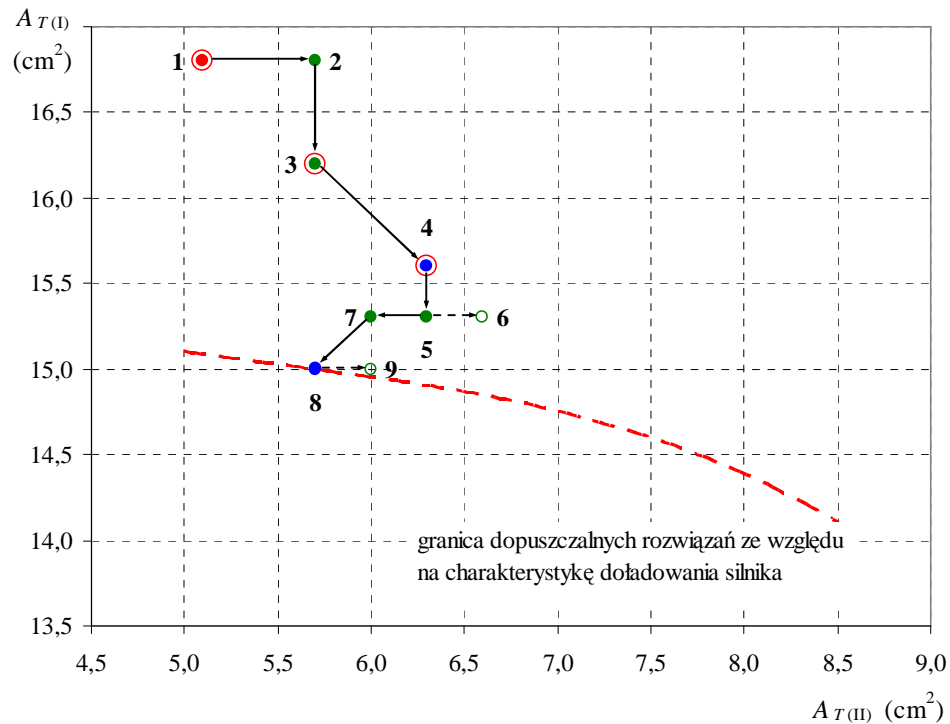
W ocenie przebiegu krzywej momentu obrotowego uwzględniano także przedział prędkości obrotowych objętych korekcją ( $n_{pd} - n_{II}$ ) oraz położenie punktu przełączania turbosprężarek  $n_{II} / n_N$ .

## 8.5. Wyniki badań optymalizacyjnych

Obliczenia optymalizacyjne przeprowadzono dla dwóch typów wirników sprężarek (309K i 60) oraz przekrojów skrzyń wlotowych turbin z przedziału  $A_{T(I)} = 16,8 - 15 \text{ cm}^2$  oraz  $A_{T(II)} = 6,6 - 5,1 \text{ cm}^2$ . Ograniczenie przedziałów wynikało z konieczności odpowiedniego doboru kroku przeszukiwania przedziałów w procedurze optymalizacyjnej. Uwzględniono również obszar rozwiązań dopuszczalnych określonych przez charakterystykę doładowania silnika. Przewidując praktyczne wykorzystanie wyników optymalizacji oraz ich doświadczalną weryfikację, przy ustalaniu granic tych przedziałów oraz ich dyskretyzacji, uwzględniono także wartości przekrojów  $A_{T(I)}$ ,  $A_{T(II)}$  dostępne dla każdego typoszeregu turbosprężarek.

Działanie zastosowanej procedury optymalizacyjnej prześledzić można na rys. 8.2, na którym zaznaczono kolejne kroki poszukiwania optymalnych wartości przekrojów  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  w obszarze rozwiązań dopuszczalnych. Dla określonych sprężarek granicę tego obszaru w przypadku różnych skojarzeń przekrojów przelotowych  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  (linia przerywana) wyznaczono z warunku nieprzekraczania dopuszczalnej wartości ciśnienia doładowania, przy największej prędkości obrotowej drugiego zakresu (prędkości znamionowej). Jako kryterium zakończenia poszukiwań przyjęto uzyskanie poprawy wskaźnika jakości  $W_d$  mniejszej niż 1%. Wyniki obliczeń wskaźnika jakości  $W_d$  oraz pozostałych wskaźników pomocniczych w kolejnych krokach tej procedury zestawiono w tab. 8.1. Jak widać, zakończenie poszukiwań optymalnych przekrojów  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  ze względu na charakterystykę doładowania silnika nastąpiło w ósmym kroku postępowania optymalizacyjnego przy wartościach  $A_{T(I)} = 15$  i  $A_{T(II)} = 5,7 \text{ cm}^2$ . Przebieg linii granicznej nie pozwala na potwierdzenie przypuszczeń o istnieniu minimum globalnego tak wyznaczonego wskaźnika  $W_d$ . Zmniejszanie się wartości  $W_d$  przy zbliżaniu się do rozwiązania optymalnego wynika z szybkiego wzrostu momentu obrotowego przy mniejszych przekrojach  $A_{T(I)}$  w pierwszym zakresie pracy, na co wskazują korzystne zmiany warto-

ści wskaźników  $W_{(I)}$  oraz  $W_N$ . Uwagę zwraca pogarszanie się wskaźnika  $W_k$  wraz ze zmniejszaniem się przekroju  $A_{T(I)}$  ze względu na zwiększającą się wartość korekcji dawkowania paliwa przy zwiększaniu się prędkości obrotowej w stosunku do zadanego przebiegu współczynnika  $\lambda$ . Potwierdza to zmniejszanie się zakresu wartości prędkości obrotowych objętych korekcją ( $n_{pd} - n_{II}$ ), prowadzące do przesunięcia punktu przełączania turbosprężarek w stronę mniejszych wartości prędkości obrotowej (zmniejszenia  $n_{II}/n_N$ ).

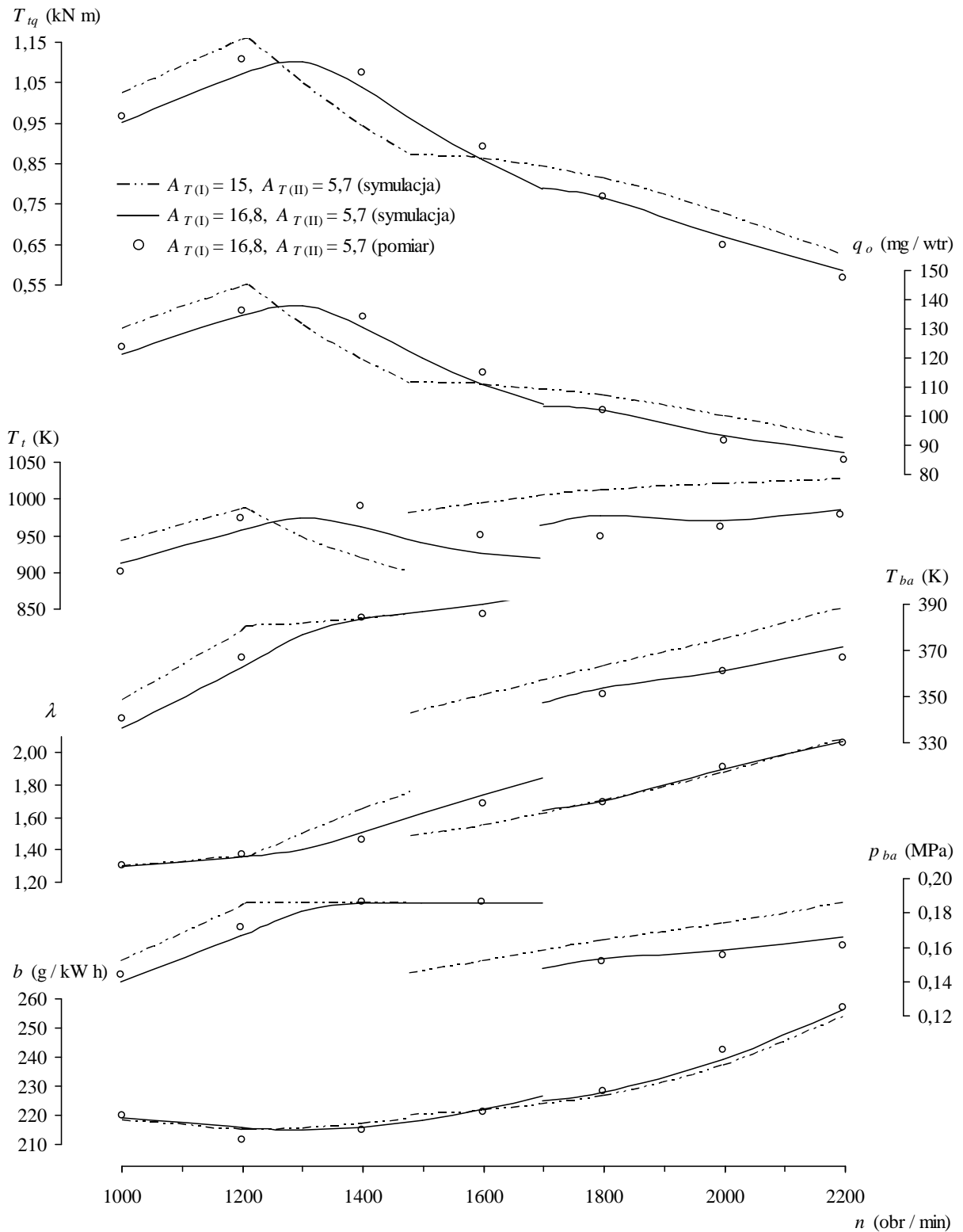


Rys. 8.2. Poszukiwanie minimum wskaźnika jakości  $W_d$  metodą Hooke'a-Jeevesa. Cyframi 1–9 oznaczono kolejne kroki poszukiwań; czerwonym kolorem oznaczono punkt początkowy poszukiwań, zielone punkty oznaczają kroki próbne, niebieskie – kroki robocze; czerwona obwódka oznaczono kolejne punkty bazowe, a linią przerywaną – nieudane kroki

Tabela 8.1. Wartości wskaźnika optymalizacji oraz wskaźników pomocniczych

Nr kroku	$A_{T(II)}$	$A_{T(I)}$	$W_d$	$W_{(I)}$	$W_N$	$W_k$	$n_{II} - n_{pd}$	$n_{II} / n_N$
1	5,1	16,8	123,9	90,2	-0,0944	0,0435	340	0,759
2	5,7	16,8	123,6	90,2	-0,0944	0,0435	340	0,759
3	5,7	16,2	119,0	87,1	-0,0927	0,0505	310	0,727
4	6,3	15,6	114,6	70,8	-0,0946	0,0589	300	0,705
5	6,3	15,3	111,1	69,2	-0,0887	0,0596	280	0,686
6	6,6	15,3	112,7	70,2	-0,0931	0,0622	290	0,691
7	6,0	15,3	110,3	68,3	-0,0843	0,0571	270	0,682
<b>8</b>	<b>5,7</b>	<b>15,0</b>	<b>107,4</b>	<b>68,6</b>	<b>-0,0841</b>	<b>0,0616</b>	<b>270</b>	<b>0,673</b>
9	6,0	15,0	108,3	68,7	-0,0843	0,0617	270	0,673

Pogrubioną czcionką wyróżniono wartości odpowiadające rozwiązaniu optymalnemu.



Rys. 8.3. Wyniki optymalizacji doboru pól powierzchni przekrojów skrzyń wlotowych turbin na przebieg charakterystyki zewnętrznej silnika SW 680

Wspomniane zmiany wartości wskaźników jakości doboru turbosprężarek prześledzić można na rys. 8.3, na którym porównano przebieg charakterystyki zewnętrznej przy optymalnych wartościach  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  oraz przy przekrojach  $A_{T(I)} = 16,8$  i  $A_{T(II)} = 5,7 \text{ cm}^2$  dostępnych w rozpatrywanym typoszeregu turbosprężarek, które w obszarze rozwiązań dopuszczanych są

najbardziej zbliżone pod względem przyjętego kryterium do rozwiązania optymalnego. Z porównania tego wynika, że zastosowanie optymalnych turbosprężarek (linia punktowa) wiąże się z poprawą szacowanych wg wskaźnika  $W_d$  właściwości dynamicznych o ok. 13%. Jest to możliwe dzięki uzyskaniu ok. 5-procentowego wzrostu wartości momentu obrotowego  $T_{iq}$ , z przesunięciem położenia jego maksimum w stronę mniejszych wartości prędkości obrotowej. Wyraźne zwiększenie wartości  $T_{iq}$  stwierdza się również w całym drugim zakresie przy mniejszym jednostkowym zużyciu paliwa  $b$ . Jednocześnie silnik spełnia nałożone ograniczenia. Jednak wspomniane wcześniej zwiększenie współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$ , wymagane ze względu na charakterystykę doładowania, prowadzi do szybkiego spadku momentu obrotowego przy zwiększającej się prędkości obrotowej w pierwszym zakresie, co nie pozwala na dalsze obniżenie wskaźnika  $W_d$ . Pogorszenie przebiegu momentu obrotowego zmusza również do wcześniejszego włączenia drugiej turbosprężarki.

Przedstawiona powyżej metoda doboru wartości parametrów turbosprężarek optymalizowanych według kryterium dynamicznego prowadzi do poszukiwanego przebiegu krzywej maksymalnego momentu obrotowego silnika na charakterystyce pełnej mocy w przyjętym obszarze rozwiązań dopuszczalnych. Dla tych warunków wyznaczone zostały pożądane charakterystyki dawkowania paliwa oraz przełączania turbosprężarek realizujące zadanie optymalnego sterowania. Jednak w przypadku silników trakcyjnych pracujących w szerokim zakresie warunków eksploatacyjnych z charakterystycznym dla nich dużym udziałem pracy, przy małych obciążeniach oraz prędkościach obrotowych, ze względu na zasadę doładowania zakresowego koniecznością staje się uwzględnienie zagadnienia optymalnego sterowania współpracą zespołu doładowującego z silnikiem w całym polu jego charakterystyki ogólnej. Problematykę optymalnego projektowania takich funkcji sterujących przedstawiono w rozdz. 9.

## **9. Modelowanie i optymalizacja układu sterowania współpracą turbosprężarek z silnikiem**

### **9.1. Uwagi ogólne**

Przedstawione w rozdz. 8 rozwiązanie problemu optymalnego ukształtowania charakterystyki zewnętrznej silnika stanowi fragment ogólniejszego zadania opracowania założeń projektowanego systemu sterowania numerycznego silnikiem z doładowaniem zakresowym. W celu uzyskania pełnego rozwiązania takiego zadania – oprócz określenia wymagań stawianych pompie wtryskowej pracującej przy maksymalnym wychyleniu dźwigni sterującej – niezbędne jest przyjęcie odpowiednich modeli i algorytmów sterowania oraz opracowanie konstrukcji elektronicznego urządzenia realizującego zadany przebieg dawkowania paliwa. Wykracza to poza cele niniejszej pracy, sformułowane w rozdz. 4.3. Realizacja celów pracy wymagała uwzględnienia zagadnienia optymalnego sterowania współpracą zespołu doładującego z silnikiem. W przypadku projektowania takiego systemu sterowania numerycznego, odgrywającego rolę sterowania optymalnego (wg przyjętego kryterium), konieczne staje się rozwiązanie następujących zadań cząstkowych:

- przyjęcie kryterium decydującego o wyborze trybu pracy turbosprężarek w zależności od warunków pracy silnika ( $n$ ,  $T_{iq}$ ),
- wyznaczenie funkcji sterującej ustalającej obszary charakterystyki ogólnej silnika w trybie pracy z jedną turbosprężarką oraz z dwiema turbosprężarkami,
- ustalenie wielkości sterujących, wymagań funkcjonalnych oraz parametrów konstrukcyjnych układu przełączającego (automatycznej regulacji).

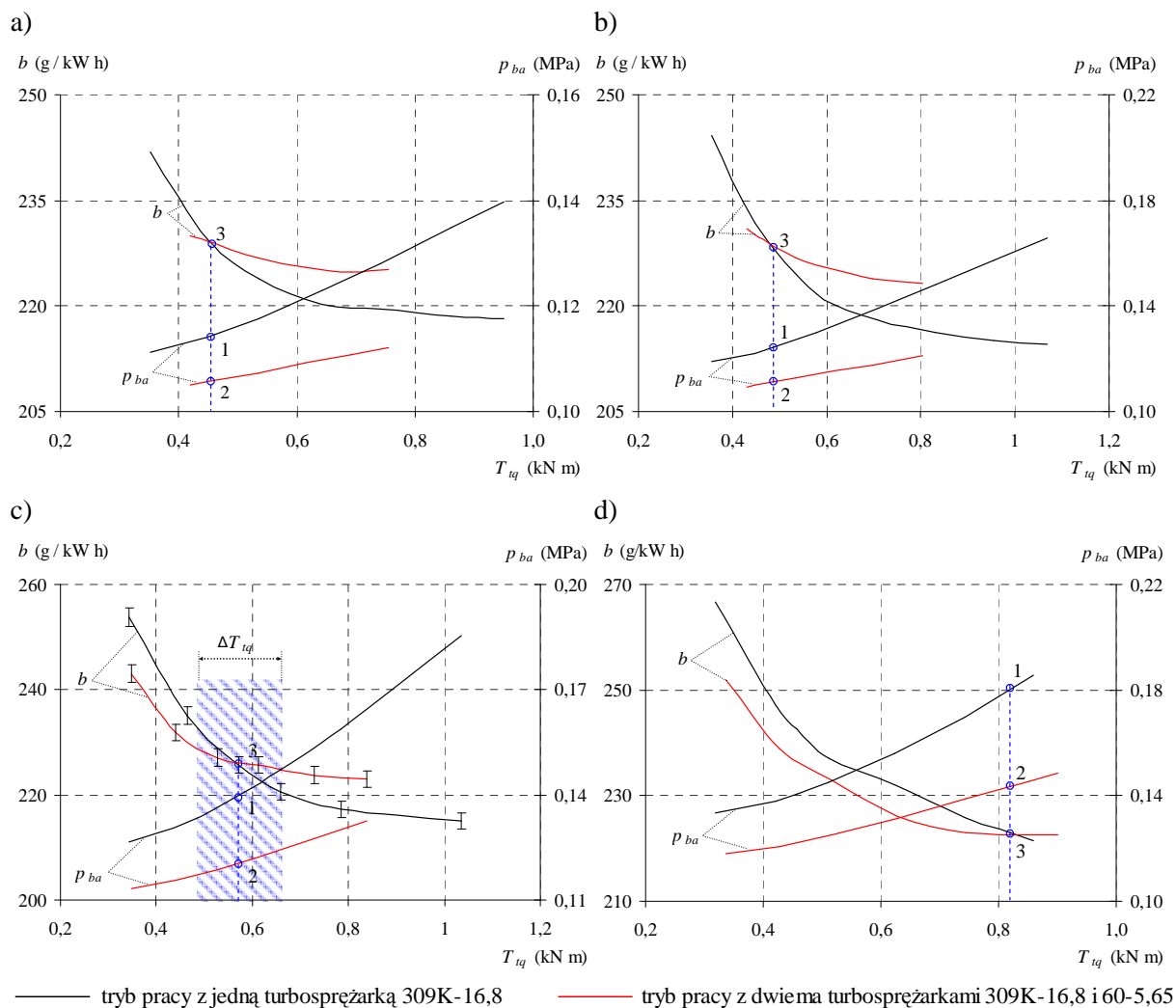
Analiza tych zadań, z uwzględnieniem odpowiednich modeli matematycznych, prowadzi do uzyskania oczekiwanego przebiegu charakterystyki silnika w całym polu jego pracy.

### **9.2. Koncepcja optymalizacji funkcji sterującej**

W przypadku optymalnego projektowania funkcji sterującej współpracą turbosprężarek w całym polu charakterystyki – podobnie jak podczas optymalizacji charakterystyki zewnętrznej – kryterium decydującym o włączeniu drugiej turbosprężarki wraz ze zwiększeniem się wartości prędkości obrotowej i obciążenia silnika może być osiągnięcie granicznej wartości ciśnienia doładowania przy spełnieniu pozostałych wewnętrznych ograniczeń. Ograniczenie ze względu na charakterystykę doładowania występuje wyłącznie przy wartościach prędkości obrotowej silnika powyżej prędkości przełączania turbosprężarek na charakterystyce zewnętrznej. Przy mniejszych prędkościach obrotowych, a więc w dużej odległości od linii granicznej dopuszczalnego ciśnienia doładowania, przy wyborze punktu przełączania, logiczne jest przyjęcie kryterium ekonomiczności. Wymaga to określenia przedziałów prędkości obrotowych silnika ustalających zakresy pracy turbosprężarek ze względu na przebieg krzywych jednostkowego zużycia paliwa (por. rys. 7.17). Niezbędne są zatem wyniki badań nu-



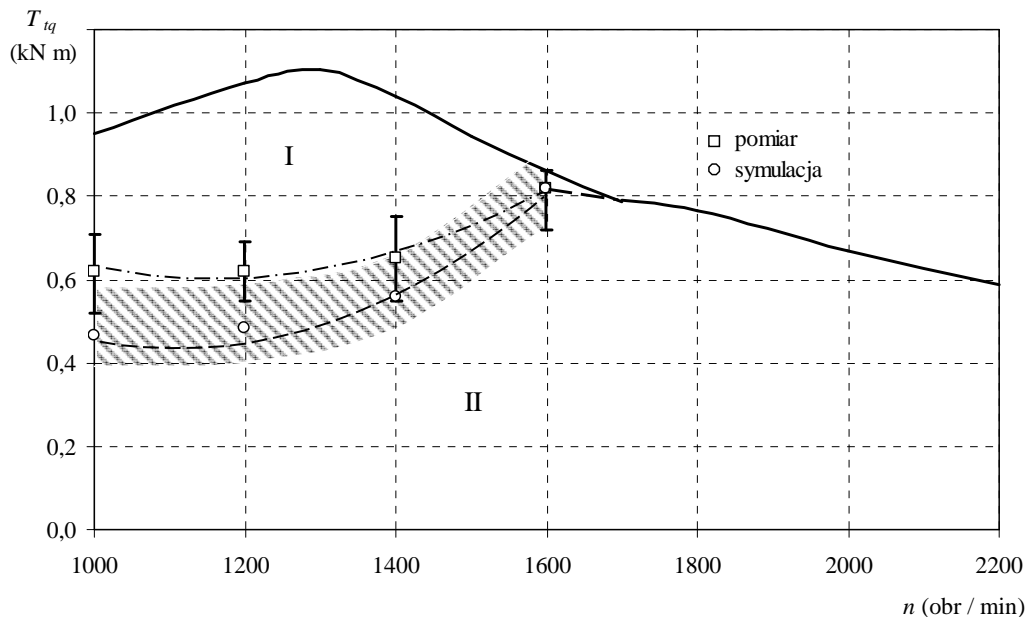
merycznych, umożliwiającą dyskretyzację zależności jednostkowego zużycia paliwa od trybu pracy układu doładowania w całym polu charakterystyki ogólnej silnika. Zadanie to uproszczono do określenia rozwiązania osobno dla każdej prędkości obrotowej w jej użytecznym zakresie.



Rys. 9.1. Charakterystyki obciążeniowe jednostkowego zużycia paliwa  $b$  i ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  silnika SW 680 pracującego z jedną turbosprężarką 309K-16,8 oraz z dwiema turbosprężarkami 309K-16,8, 60-5,65, przy prędkościach obrotowych: a)  $n = 1000$  obr/min, b)  $n = 1200$  obr/min, c)  $n = 1400$  obr/min, d)  $n = 1600$  obr/min; punkty 1, 2 wyznaczają wartości ciśnienia  $p_{ba}$  w punktach przecięcia krzywych  $b$  (punkt 3) w trybie pracy z jedną turbosprężarką 309K-16,8 (1) oraz z dwiema turbosprężarkami (2);  $\Delta T_{tq}$  – tolerancja wyznaczenia zakresów pracy układu doładowania związana z niedokładnością wyznaczenia jednostkowego zużycia paliwa  $b$

Przewidując doświadczalną weryfikację wyników symulacji, odpowiedni eksperyment numeryczny przeprowadzono dla dostępnych turbosprężarek 309K-16,8 i 60-5,65, które są najbardziej zbliżone – pod względem przyjętego kryterium – do rozwiązania optymalnego (por. rozdz. 8). Wyniki tych obliczeń zestawiono w tab. J.3. Wyznaczone na ich podstawie przebiegi charakterystyk obciążeniowych ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  oraz jednostkowego zużycia paliwa  $b$  przedstawia rys. 9.1. Wartości momentu obrotowego  $T_{tq}$  w punkcie przecięcia krzywych jednostkowego zużycia paliwa  $b$  (punkt 3) ustalają dla każdej prędkości obrotowej konieczne zmiany trybu pracy układu doładowania – ze względu na ekonomiczność pracy –

podczas zmian obciążenia silnika. Wyznaczone w ten sposób wartości  $T_{iq}$  zaznaczono kółkami na charakterystyce ogólnej silnika przedstawionej na rys. 9.2. Rozkład tych punktów w polu pracy silnika o współrzędnych  $n$ ,  $T_{iq}$ , ograniczonym przez krzywą maksymalnego momentu obrotowego, wyznacza przebieg poszukiwanej funkcji sterującej przełączaniem turbosprężarek (linia kreskowa), która zapewnia uzyskanie optymalnych – pod względem przyjętego kryterium ekonomicznego – warunków doładowania silnika, ustalając obszary pracy silnika z jedną turbosprężarką (I) oraz z dwiema turbosprężarkami (II). Przebieg tej funkcji określony jest z pewną tolerancją  $\Delta T_{iq}$  (zakreskowane pole) związaną z niedokładnością wyznaczenia jednostkowego zużycia paliwa, co przykładowo pokazano na rys. 9.1 c. Niedokładność ta wynika m.in. ze względów numerycznych, tj. z jakości stosowanych modeli oraz z błędów numerycznego sposobu obliczeń.



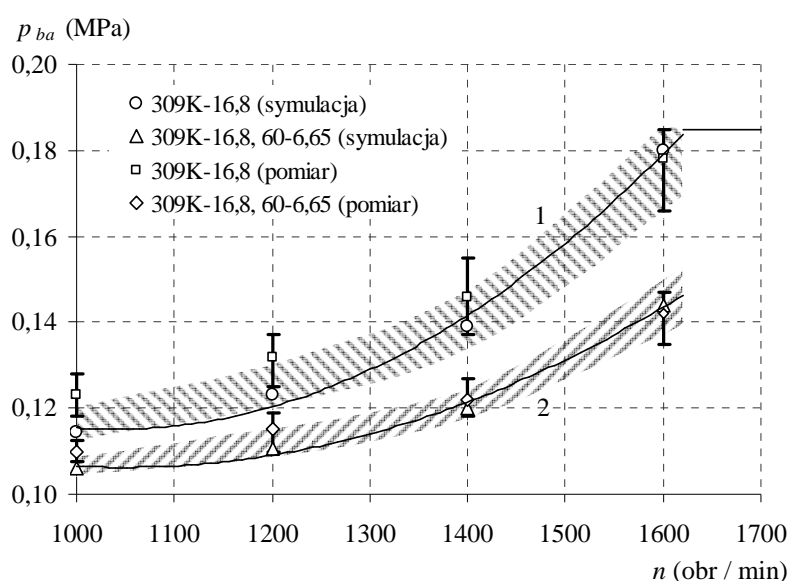
Rys. 9.2. Przebieg idealnej charakterystyki sterowania w polu pracy silnika SW 680, wyznaczającej zakresy jego pracy w trybie z jedną turbosprężarką 309K-16,8 (I) oraz z dwiema turbosprężarkami 309K-2,6 i 60-5,65 (II), uzyskanej numerycznie (linia kreskowa) oraz podczas prób na hamowni (linia punktowa)

### 9.3. Model matematyczny układu sterowania

Wyznaczenie optymalnego przebiegu funkcji sterującej przełączaniem turbosprężarek jest równoznaczne z określeniem wymaganych idealnych właściwości funkcjonalnych elektronicznego urządzenia sterującego. Zastosowanie regulatorów elektronicznych pozwala zrealizować z wymaganą dokładnością dowolne zaprogramowane charakterystyki wynikające z przebiegu idealnego, w zależności od zmian sygnału sterującego [24]. Przy tak rozumianym braku ograniczeń funkcjonalnych takich urządzeń wyznaczona idealna charakterystyka odpowiada możliwej do uzyskania charakterystyce rzeczywistej. Realizacja koncepcji elektronicznego (numerycznego) sterowania układem doładowaniem zakresowego wymaga wyboru parametrów, które mogłyby pełnić funkcje wielkości sterujących (wejściowych), oraz wyznaczenia ich charakterystyk w zależności od warunków pracy silnika. Konieczne jest również przyjęcie określonych i wymaganych w zadaniu modeli oraz algorytmów sterowania.

Wyznaczona optymalna charakterystyka pracy układu doładowania (dla wybranych turbosprężarek) odzwierciedla określone zmiany ciśnienia doładowania wraz ze zmianą warunków pracy silnika. Wskazuje to na możliwość przyjęcia ciśnienia doładowania jako wielkości sterującej. Poszukiwana jest zatem funkcja ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  w zależności od prędkości obrotowej silnika  $n$ . Można ją wyznaczyć z wartości dyskretnych znalezionych dla ustalonych wartości prędkości obrotowej silnika. Wymagany rozkład ciśnienia doładowania określony jest przez jego wartości w punktach 1, 2 na charakterystykach obciążeniowych (rys. 9.1).

Istotny wpływ na kształt tej funkcji ma wspomniana wyżej tolerancja  $\Delta T_{iq}$ . Ilustruje to rys. 9.3, na którym szerokość zakresowanego pola wyznacza rozrzut wartości sygnału sterującego. Kółkami oraz trójkątami zaznaczono przebiegi wyznaczone na podstawie wartości ciśnienia odpowiednio w punktach 1, 2 leżących w środku przedziałów  $\Delta T_{iq}$  (rys. 9.1). Rozkład tych wartości przedstawiono w tab. 9.1.



Rys. 9.3. Przebieg charakterystyki sterowania w trybie pracy z jedną turbosprężarką (krzywa 1) oraz z dwiema turbosprężarkami (krzywa 2)

Tabela 9.1. Zestawienie dyskretnych wartości ciśnienia doładowania wyznaczających przebieg charakterystyki sterowania

$n$ (obr/min)	I zakres (jedna turbosprężarka)		II zakres (dwie turbosprężarki)	
	$T_{iq}$ (kN m)	$p_{ba(I)}$ (MPa)	$T_{iq}$ (kN m)	$p_{ba(II)}$ (MPa)
1000	0,455	0,114	0,455	0,106
1200	0,485	0,124	0,485	0,111
1400	0,560	0,139	0,560	0,120
1600	0,820	0,180	0,820	0,144

Wyznaczony w ten sposób przebieg funkcji  $p_{ba} = f(n)$  dla trybu pracy z jedną turbosprężarką (krzywa 1) oraz z dwiema turbosprężarkami (krzywa 2) określa jednocześnie (z przyjętą tolerancją) wymaganą charakterystykę układu sterującego. Podczas zmian warunków pracy silnika, którym towarzyszyć będzie przesunięcie punktu pracy silnika z obszaru (II) do obszaru

(I) charakterystyki (rys. 9.2) w przypadku zwiększenia obciążenia (ciśnienia doładowania), sterowanie przełączaniem turbosprężarek powinno przebiegać według funkcji (2) – rys. 9.3. Odłączenie jednej turbosprężarki i skierowanie całej objętości spalin na drugą prowadzi do skokowego zwiększenia ciśnienia doładowania powyżej wartości określonej przez funkcję (1). Przebieg tej funkcji wyznacza zatem położenie punktów przełączania turbosprężarek wraz ze zmniejszeniem obciążenia (ciśnienia doładowania), któremu odpowiada przesuwanie się punktu pracy z obszaru (I) do obszaru (II) charakterystyki.

Model matematyczny układu sterowania przedstawiono w postaci wielomianu aproksymującego wyznaczone zależności funkcyjne  $p_{ba} = f(n)$  dla obu trybów pracy turbosprężarek. Przebieg tych funkcji (kółka, trójkąty) widoczny na rys. 9.3 wskazuje na możliwość ich aproksymowania (z wymaganą dokładnością) za pomocą wielomianu drugiego stopnia. Równania regresji dla wartości unormowanych mają postać:

– dla funkcji sterowania (1) w trybie pracy z jedną turbosprężarką

$$p_{ba(I)} = 0,1791 + 0,1369 \cdot \hat{x} + 0,0731 \cdot \hat{x}^2 \quad (9.1)$$

– dla funkcji sterowania (2) w trybie pracy z dwiema turbosprężarkami

$$p_{ba(II)} = 0,1435 + 0,0809 \cdot \hat{x} + 0,0439 \cdot \hat{x}^2 \quad (9.2)$$

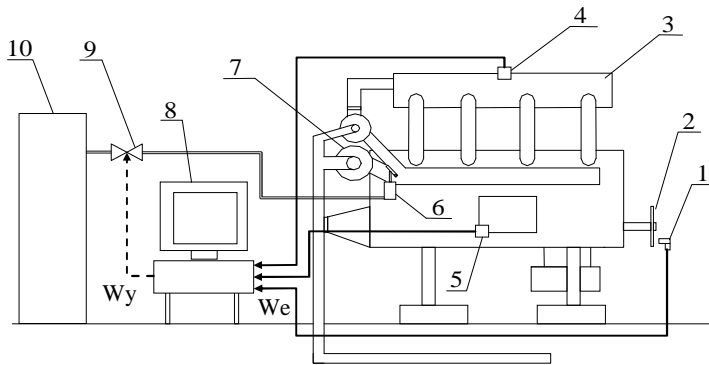
Przy uwzględnieniu relacji normowania wartości prędkości obrotowej  $n$  w jej użytecznym zakresie 1000–2200 obr / min, której przyporządkowano wartości z przedziału  $[-1; +1]$ , dla wyznaczonych równań regresji obowiązuje zależność:

$$\hat{x} = \frac{n - 1600}{600} \quad (9.3)$$

#### 9.4. Opis konstrukcji układu sterowania numerycznego

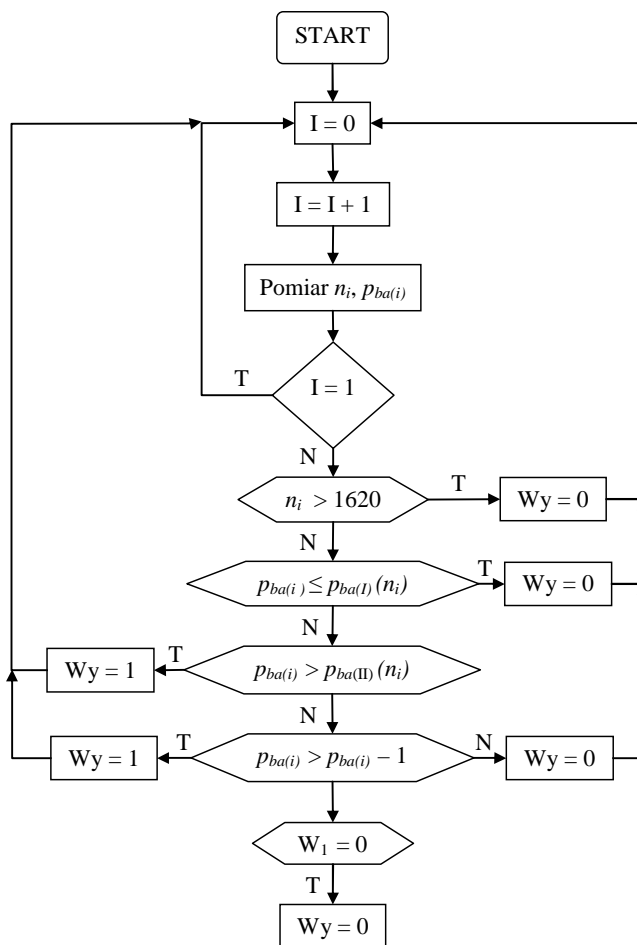
W celu doświadczalnej weryfikacji omawianych modeli opracowano algorytm oraz program komputerowy Turbo do automatycznego przełączania turbosprężarek za pomocą nastawników elektromagnetycznych i elektronicznego urządzenia sterującego, w zależności od zmian sygnałów sterujących. W celu dostosowania silnika SW 680 do wymagań sterowania numerycznego dokonano odpowiednich modyfikacji. Obejmowały one zabudowę siłowników pneumatycznych uruchamiających zawory, które pozwalają na odłączenie jednej turbosprężarki. Ponadto silnik wyposażono w odpowiednie czujniki pomiarowe oraz elektromagnetyczne zawory, sterujące przepływem sprężonego powietrza do siłowników, nastawiane przez sterownik elektroniczny.

Elektroniczny układ sterowania zbudowano, używając komputera klasy PC współpracującego z kartą przetwornikową Advantech PCL-818LS, służącą do rejestracji oraz przetwarzania sygnałów sterujących (wejściowych) z czujników pomiarowych – ciśnienia doładowania oraz prędkości obrotowej. Schemat omawianego układu sterowania numerycznego silnika przedstawiono na rys. 9.4. Pomiar ciśnienia doładowania realizowany jest za pomocą tensometrycznego półprzewodnikowego czujnika (4) umieszczonego w kolektorze dolotowym. Częstotliwość obrotów wału korbowego silnika mierzona jest za pomocą magnetoindukcyjnego nadajnika impulsów (1) zabudowanego w obudowie sprzęgła przy wieńcu zębatym koła zamachowego.



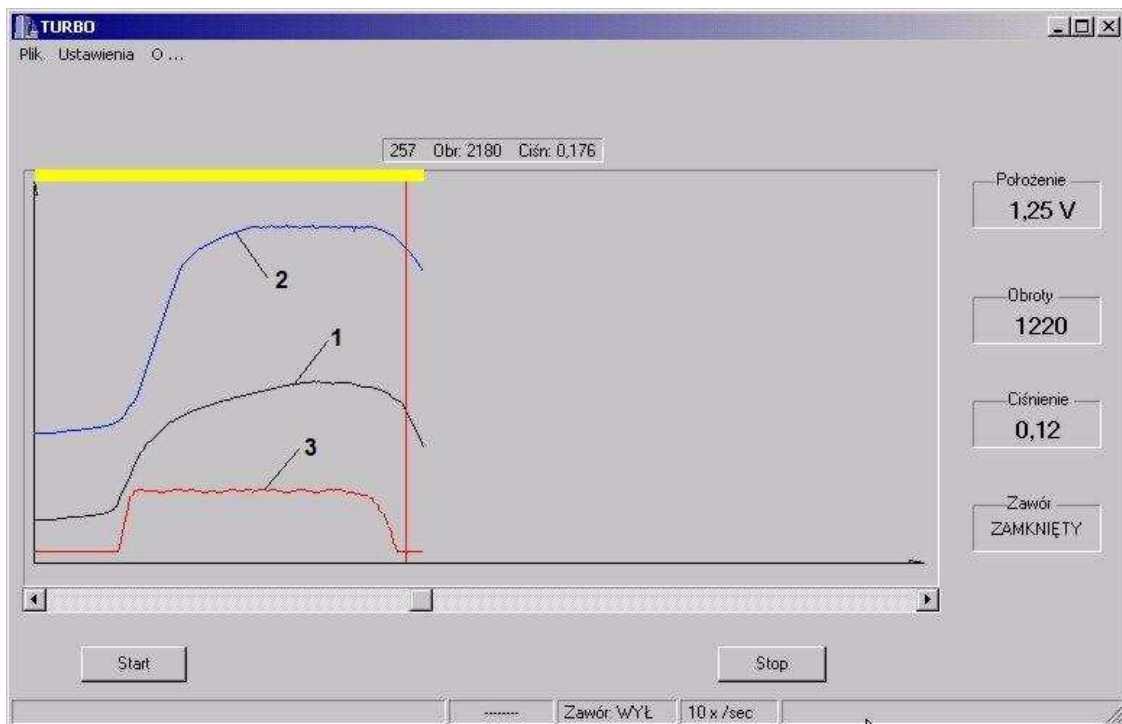
Rys. 9.4. Schemat systemu sterowania numerycznego silnika SW 680: 1 – czujnik prędkości obrotowej, 2 – tarcza impulsowa, 3 – kolektor dolotowy, 4 – czujnik ciśnienia doładowania, 5 – czujnik położenia dźwigni sterującej pompy wtryskowej, 6 – siłownik pneumatyczny przepustnicy odcinającej przepływ spalin, 7 – zespół doładowujący, 8 – komputer sterujący, 9 – elektromagnetyczny zawór sterujący powietrza do siłownika, 10 – akumulator ciśnienia

Decyzje sterujące realizowane są przez komputer sterujący (8) na podstawie algorytmu sterowania, w zależności przebiegu sygnałów wejściowych  $W_e$ . Sygnał wyjściowy  $W_y$  przyjmować może wartości 0 lub 1, nastawiając elektromagnetyczny zawór (9) sterujący przepływem sprężonego powietrza do siłowników (6) w położenie: zamknięty / otwarty, co prowadzi do oczekiwanej zmiany trybu pracy układu doładowania. Schemat blokowy algorytmu programu komputerowego Turbo do sterowania zespołem doładowującym ilustruje rys. 9.5.



Rys. 9.5. Uproszczony schemat blokowy algorytmu programu sterującego Turbo:  $W_y = 0$  – tryb pracy z dwiema turbosprężarkami,  $W_y = 1$  – tryb pracy z jedną turbosprężarką

Po włączeniu silnika za pomocą włącznika dwustanowego  $W_1$  oraz uruchomieniu programu w pierwszej kolejności mierzona jest aktualna prędkość obrotowa silnika. Działanie programu sterującego ograniczono do zakresu użytecznych prędkości obrotowych silnika od 1000 do 2200 obr/min. Powyżej 1620 obr/min zawór sterujący (9) pozostaje nieaktywny (wyjście – 0). W takim stanie (przy braku sterowania) konstrukcja zaworu umożliwia przepływ sprężonego powietrza do siłowników pneumatycznych (6), co powoduje włączenie drugiej turbosprężarki, niezależne od chwilowego obciążenia. Poniżej 1620 obr/min komputer steruje pracą zespołu turbosprężarek w zależności od chwilowych zmian obciążenia silnika poprzez porównywanie rzeczywistej wartości ciśnienia doładowania z wartością wyznaczoną na podstawie modelu sterowania. Jeżeli chwilowa wartość ciśnienia doładowania  $p_{ba(i)}$  znajduje się powyżej wartości określonej przebiegiem funkcji (9.2), następuje włączenie elektromagnetycznego zaworu sterującego (wyjście – 1), co powoduje odpowietrzenie siłowników (6) i przełączenie na tryb pracy z jedną turbosprężarką. Gdy w tym trybie pracy układu doładowania ciśnienie doładowania  $p_{ba(i)}$  spadnie poniżej wartości wyznaczonej z zależności (9.1), następuje ponowne włączenie do obiegu drugiej turbosprężarki.



Rys. 9.6. Okno dialogowe programu Turbo do sterowania pracą turbosprężarek oraz do wizualizacji przebiegów wielkości sterujących i statusu pracy zaworu: 1 – ciśnienie doładowania, 2 – prędkość obrotu silnika, 3 – położenie dźwigni sterującej w pompie wtryskowej

Opracowany program komputerowy Turbo umożliwia, oprócz sterowania pracą turbosprężarek, rejestrację mierzonych wielkości w czasie rzeczywistym oraz przedstawianie ich w postaci wykresu. Istnieje możliwość zapisania badanego przebiegu czasowego i jego późniejszego odtworzenia. Na rysunku 9.6 przedstawiono okno dialogowe programu z zarejestrowanym przykładowym czasowym przebiegiem ciśnienia doładowania (linia 1) i prędkości obrotowej (linia 2) wywołanej skokową zmianą położenia dźwigni sterującej pompy wtryskowej (linia 3). W okienkach umieszczonych z prawej strony ekranu wyświetlane są chwilowe wartości mierzo-

nych parametrów oraz wskazywany jest status pracy zaworu sterującego: zamknięty/otwarty. Czas pomiaru ograniczony jest jedynie dostępnymi zasobami pamięci systemu.

## 9.5. Doświadczalna weryfikacja modeli oraz algorytmu sterowania

Na potrzeby oceny omówionych metod kształtowania charakterystyki silnika z doładowaniem zakresowym silnik SW 680 wyposażono w elektroniczny układ sterowania pracą turbosprężarek, zaprojektowany według opisanej metody, oraz wykonano próby na hamowni w warunkach charakterystyki zewnętrznej oraz przy obciążeniach częściowych w ustalonym obszarze charakterystyki ogólnej.

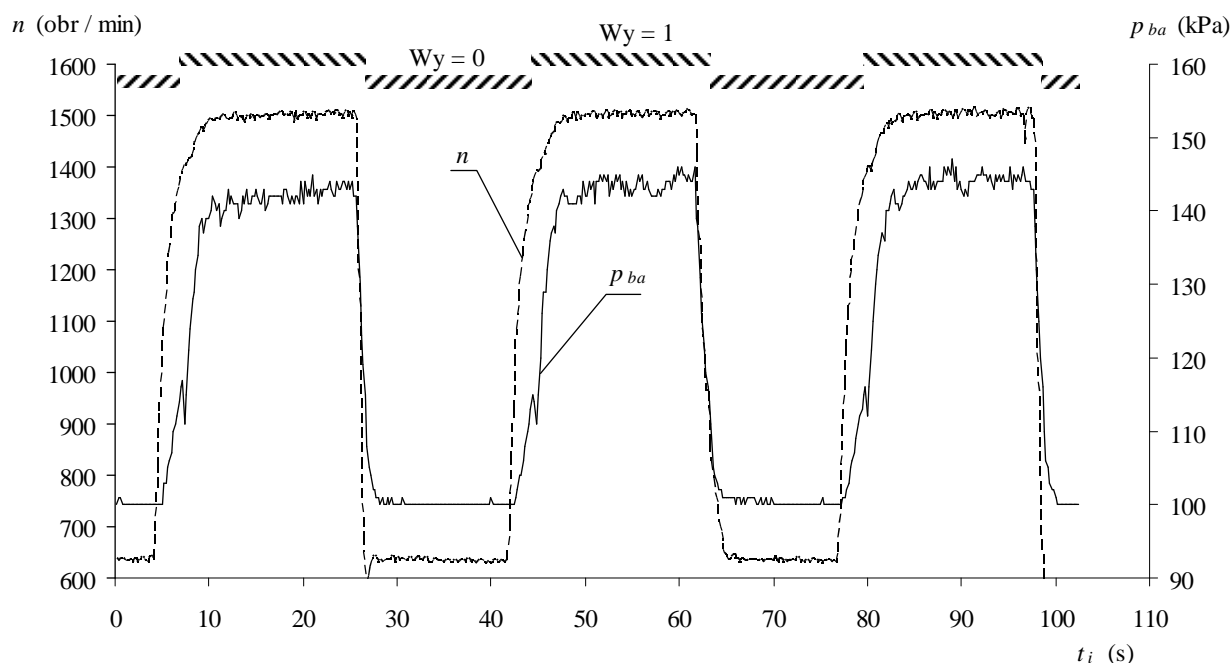
Badania w warunkach charakterystyki zewnętrznej przeprowadzone zostały przy regulacji maksymalnego dawkowania pompy wtryskowej odpowiadającej pożądanej charakterystyce, wyznaczonej metodą symulacji komputerowej podczas rozwiązywania zadania optymalizacyjnego (rozdz. 8.5). W trakcie badań okazało się, że przy tak ustalonych wartościach dawek paliwa w znacznej części charakterystyki silnika nie zbliżono się do ograniczeń (współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  oraz ciśnienia doładowania  $p_{ba}$ ). Zmniejszenie współczynnika  $\lambda$  poniżej zakładanej wartości nastąpiło przy dużych prędkościach obrotowych drugiego zakresu. Przy takim przebiegu charakterystyki dla każdej prędkości obrotowej dokonano odpowiedniej korekcji dawkowania pompy wtryskowej za pomocą śruby regulacyjnej umieszczonej w zderzaku maksymalnego dawkowania, zbliżając się do przyjętych ograniczeń w polu tolerancji wynikającej z dokładności wyznaczenia  $\lambda$  oraz  $p_{ba}$ .

Wyniki tych prób zestawiono w tab. J.2. Uzyskano w ten sposób poszukiwaną charakterystykę zewnętrzną silnika, którą zaznaczono kółkami na rys. 8.3. Porównując jej kształt z wynikami symulacji pracy silnika w warunkach charakterystyki zewnętrznej, przy idealnym przebiegu dawkowania paliwa w przypadku tych samych turbosprężarek (linia ciągła), można zauważyć zwiększenie momentu obrotowego przy małych i średnich prędkościach obrotowych oraz pewne pogorszenie jego wartości w drugim zakresie w otoczeniu znamionowego punktu pracy. Uwzględniając różnice w warunkach przeprowadzonych badań oraz przyjęte wartości tolerancji parametrów decydujących o ukształtowaniu charakterystyki, wynikającej zarówno z błędów symulacji, jak i z niedokładności pomiarowej, zgodność przebiegów momentu obliczonego oraz zmierzonego na hamowni należy uznać za zadowalającą.

Na podstawie wyników badań w warunkach charakterystyki obciążeniowej (tab. J.4) wyznaczono eksperymentalne przebiegi zmian jednostkowego zużycia paliwa i ciśnienia doładowania w trybie pracy z jedną turbosprężarką oraz z dwiema turbosprężarkami. Posłużyły one do doświadczalnego ustalenia punktów przełączania turbosprężarek na podstawie kryterium ekonomiczności oraz do wyznaczenia funkcji sterowania za pomocą metody opisanej w rozdz. 9.2 i 9.3. Uzyskane w ten sposób eksperymentalnie charakterystyki porównano z przebiegami wyznaczonymi metodą symulacji komputerowej (tab. J.3). Z przebiegu charakterystyki przełączania turbosprężarek uzyskanej doświadczalnie, którą zaznaczono kwadratami w określonym polu tolerancji na rys. 9.2, wynika, że uzyskano zmniejszenie wymaganego obszaru na charakterystyce ogólnej silnika w trybie pracy z jedną turbosprężarką, w porównaniu z obszarem wyznaczonym podczas obliczeń symulacyjnych. Odpowiada temu pewne prze-

sunięcie charakterystyk sterowania (kwadraty, romby – rys. 9.3) w stronę większych wartości ciśnienia doładowania.

Przyjmując uzyskaną niedokładność symulacyjnego odwzorowania funkcji przebiegu przełączania turbosprężarek za wystarczającą podczas budowy modeli oraz algorytmu sterowania, dokonano doświadczalnej weryfikacji poprawności działania opracowanego komputerowego systemu sterowania. W tym celu przeprowadzono próby przyspieszania przy skokowej zmianie położenia dźwigni sterującej pompy wtryskowej z położenia biegu jałowego do ustalonego położenia maksymalnego dawkowania [56, 58]. Próby te wykonano z dołączonym obciążeniem silnika, symulowanym za pomocą hamulca, podczas których rejestrowano zmiany prędkości obrotowej  $n$ , ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  oraz przebieg sygnału sterującego przełączaniem zakresów pracy turbosprężarek do czasu uzyskania równowagi momentów – obrotowego oraz odbiornika mocy (hamulca). Wyznaczone w ten sposób przykładowe przebiegi rejestrowanych parametrów przedstawiono na rys. 9.7.

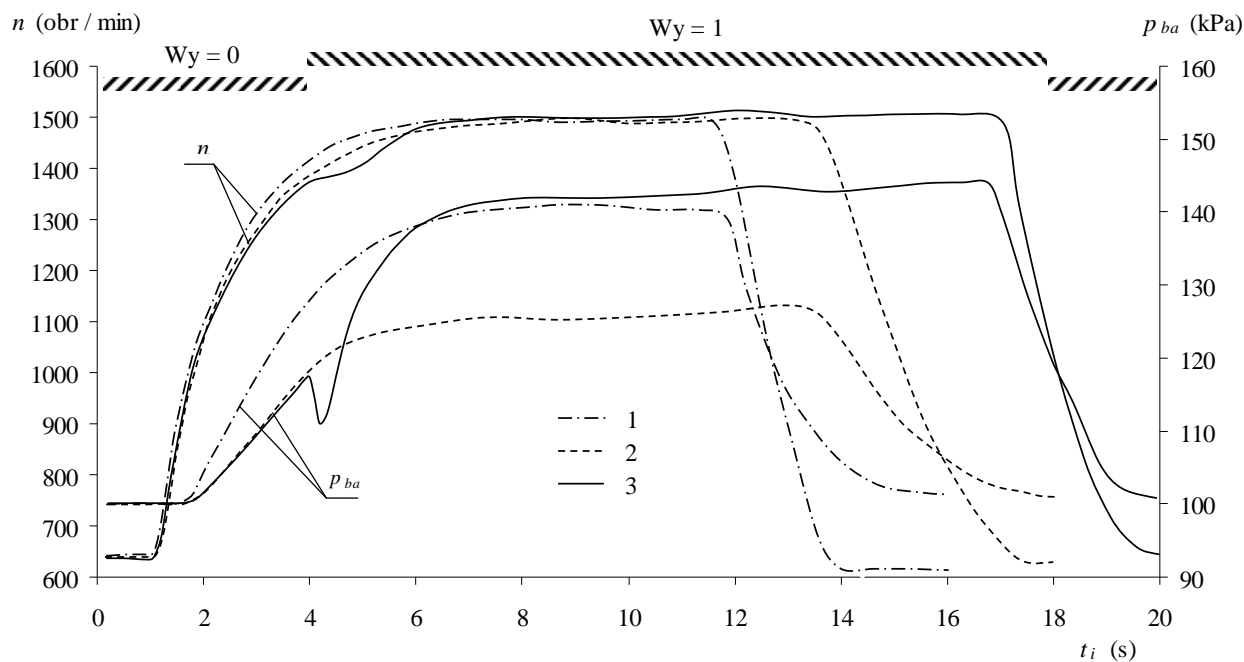


Rys. 9.7. Przykładowy przebieg parametrów rejestrowanych podczas próby przyspieszania silnika SW 680 w warunkach automatycznego przełączania zakresów pracy turbosprężarek:  $Wy = 0$  – tryb pracy z dwiema turbosprężarkami,  $Wy = 1$  – tryb pracy z jedną turbosprężarką

Wyniki z poszczególnych cykli przyspieszania poddano obróbce statystycznej. „Wyglądzone” przebiegi, obejmujące fazę przełączania turbosprężarek zarówno podczas zwiększania, jak i zmniejszania prędkości obrotowej, ilustruje rys. 9.8. Widoczne na uzyskanej charakterystyce przegięcie krzywej ciśnienia doładowania wyznacza początek fazy przełączania turbosprężarek, a jednocześnie świadczy o występowaniu zaburzeń działania układu doładowania wywołanych zmianą położenia zaworów odcinających przepływ czynnika przez drugą turbosprężarkę. Wskazuje to także na potrzebę zapewnienia odpowiedniej synchronizacji pracy tych zaworów. Zaburzenia te zwiększają chwilowy deficyt powietrza, co ogranicza wytworzony przez silnik moment obrotowy oraz prowadzi do widocznego pogorszenia się dynamiki narastania prędkości obrotowej. Po cofnięciu dźwigni sterującej pompy do pozycji biegu jałowego, podczas opóźniania biegu silnika, nie obserwuje się zmian ciśnienia doładowania



w fazie przełączania ze względu na zmniejszające się zapotrzebowanie na powietrze wraz z szybkim zmniejszaniem się prędkości obrotowej. Czas włączenia drugiej turbosprężarki określa zmiana wartości sygnału sterującego. Uzyskane przebiegi wskazują, że współrzędne punktów przełączania w układzie prędkość obrotowa–ciśnienie doładowania ( $n = 1356$  obr/min,  $p_{ba} = 116$  kPa podczas przyspieszania oraz  $n = 1086$  obr/min,  $p_{ba} = 121$  kPa podczas opóźniania biegu silnika) wpisują się w przyjęte pole tolerancji wyznaczonych funkcji sterujących (rys. 9.3), co świadczy o poprawności działania zaprojektowanego systemu komputerowego, który z wymaganą dokładnością realizuje funkcje sterowania.



Rys. 9.8. „Wygładzone” przebiegi prędkości obrotowej  $n$  oraz ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  podczas przyspieszania silnika SW 680 w przypadku różnych trybów pracy układu doładowania: 1 – z jedną turbosprężarką, 2 – z dwiema turbosprężarkami, 3 – w warunkach przełączania zakresów pracy turbosprężarek

Na potrzeby wstępnej oceny przydatności programu komputerowego do analizy zarejestrowanego materiału badawczego omówione próby dynamiczne uzupełniono – w celach porównawczych – o odpowiednie pomiary przeprowadzone przy wyłączonym układzie sterowania. Pomiary przeprowadzono dla trybu pracy z jedną turbosprężarką oraz z dwiema turbosprężarkami, zachowując takie warunki badań jak podczas automatycznej zmiany zakresów pracy tych turbosprężarek. Uzyskane na ich podstawie „wygładzone” przebiegi przedstawiono na rys. 9.8. Z porównania zmian prędkości obrotowej  $n$  oraz ciśnienia doładowania  $p_{ba}$  wynikają wyraźne różnice w przebiegu fazy przyspieszania w zależności od trybu pracy turbosprężarek. Krótszy czas osiągnięcia założonego górnego przedziału prędkości obrotowej ( $n = 1500$  obr/min) wskazuje na korzystniejsze warunki realizacji obiegu silnika, sprzyjające szybszemu narastaniu momentu obrotowego. Zgodnie z oczekiwaniami największą dynamikę zmian wartości  $n$  i  $p_{ba}$  w czasie pomiaru  $t_i$  uzyskano w trybie pracy z jedną turbosprężarką, gdyż mniejszy deficyt powietrza przy szybszym narastaniu ciśnienia doładowania, w stosunku do pozostałych trybów, nie ogranicza wytworzonego przez silnik momentu obrotowego. Wprawdzie podczas automatycznego przełączania turbosprężarek w początkowej fazie zaob-

serwować można pewne zmniejszenie ciśnienia doładowania (nawet poniżej wartości osiągniętej w trybie pracy z dwiema turbosprężarkami), które następnie wzrasta i w końcowej fazie cyklu uzyskuje się wartości ciśnienia (z pewnym opóźnieniem) zbliżone do maksymalnych wartości występujących podczas próby przyspieszania z jedną turbosprężarką.

## 9.6. Wnioski z badań optymalizacyjnych

Uwzględniając różnice w warunkach przeprowadzonych badań porównawczych, na podstawie uzyskanych wyników można stwierdzić, że opracowany program numeryczny, oparty na modelach układu silnik–turbosprężarka, może być wykorzystany w badaniach symulacyjnych pozwalających na przeprowadzenie optymalizacji parametrów doboru turbosprężarek do silnika pracującego w systemie doładowania zakresowego. Przy formułowaniu problemu optymalizacyjnego w przypadku doładowania zakresowego konieczne jest uwzględnienie zagadnień optymalizacji sterowania współpracą takiego układu doładowania z silnikiem oraz przebiegu charakterystyki dawkowania paliwa. W przypadku zadania optymalnego kształtowania charakterystyki zewnętrznej pozwala to uzyskać korzystny przebieg momentu obrotowego podczas fazy przełączania turbosprężarek. Wyznaczone podczas realizacji takiego zadania optymalizacyjnego funkcje prędkości obrotowej, opisujące maksymalne wartości dawkowania pompy wtryskowej oraz położenie punktu przełączania turbosprężarek, w zależności od stawianych wymagań i przy spełnieniu nałożonych ograniczeń (por. rozdz. 8.3), stanowią rozwiązanie problemu optymalnego sterowania (wg przyjętego kryterium). Rozwiązanie uzyskane na podstawie dynamicznego kryterium doboru optymalizowanych parametrów (wzór 8.1) pozwoliło na istotną poprawę właściwości dynamicznych takiego silnika w porównaniu z zestawem złożonym z dostępnych turbosprężarek (rozd. 8.5). Należy podkreślić, że istotny wpływ na uzyskany efekt miała optymalizacja funkcji sterujących pozwalająca zachować ciągłość krzywej momentu obrotowego na charakterystyce pełnej mocy.

Badania przeprowadzone w warunkach charakterystyk obciążeniowych potwierdziły możliwość optymalizacji sterowania pracą takiego układu doładowania w całym zakresie użytecznych warunków eksploatacyjnych silnika. Stwierdzono, że zakresy działania zespołu doładowującego powinny być wyznaczone na podstawie kryterium ekonomiczności pracy silnika i określone na podstawie przebiegów charakterystyk obciążeniowych jednostkowego zużycia paliwa, uzyskanych w trybie pracy z jedną turbosprężarką oraz z dwiema turbosprężarkami.

Wyznaczona w ten sposób funkcja sterująca może zatem posłużyć do opracowania modelu oraz algorytmu układu numerycznego sterowania przewidzianego do realizacji, pełniącego funkcję sterowania optymalnego w całym polu charakterystyki ogólnej silnika. Poprawność działania tak zaprojektowanego układu sterowania numerycznego wraz z modułem pomiarowym została zweryfikowana podczas prób na hamowni uwzględniających wybrane warunki niestacjonarne. Przeprowadzona ocena porównawcza wyników tych prób, uzyskanych podczas gwałtownego przyspieszania, potwierdziła możliwość rejestracji przebiegów szybkozmiennych, które odzwierciedlają rzeczywiste procesy zachodzące w układzie silnik–turbosprężarka. Wskazuje to na przydatność programu komputerowego do analizy zarejestrowanego materiału badawczego i jego wykorzystania do interpretacji uzyskanych wyników. Spostrzeżeniem istotnym ze względu na poznawczy aspekt badań jest występowanie zaburzeń podczas automatycznego przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami. Takie zmiany parametrów określają

konieczność optymalizacji układu sterowania współpracą tych urządzeń nie tylko w warunkach quasi-statycznych, lecz także dynamicznych.

Wprawdzie omówione zostały tutaj wyniki badań optymalizacyjnych konkretnego silnika w konkretnej sytuacji, jednak istotą przedstawionej koncepcji rozwiązania takiego zadania jest metodyczna strona postępowania podczas doboru optymalizowanych parametrów układu doładowania zakresowego.

## 10. Podsumowanie

### 10.1. Ogólna charakterystyka osiągniętych wyników

Głównym zadaniem było opracowanie naukowych podstaw autorskiej koncepcji poprawnego doboru do silnika trakcyjnego turbosprężarek współpracujących w układzie doładowania zakresowego. Na podstawie badań przeprowadzono ocenę wskaźników energetycznych zespołu doładowującego i warunków doładowania silnika w różnych wariantach konstrukcyjnych turbosprężarek, z uwzględnieniem podziału zakresów ich pracy w celu określenia optymalnych (wg przyjętego kryterium) wartości parametrów nastawczych i konstrukcyjnych takiego układu doładowania. Jak zaznaczono w tytule pracy, zakres badań ograniczono do problemów kształtowania charakterystyki doładowania w silnikach o ZS przeznaczonych do napędu samochodów ciężarowych. Duże podobieństwo procesów przepływowych w konstrukcjach tego typu, w porównaniu z rzeczywistym obiektem badań, oraz ogólny charakter współzależności występujących podczas współpracy silnika i turbosprężarek pozwalają na uogólnienie wyników prowadzonych analiz.

Uzyskanie odpowiedzi na postawione pytania badawcze wymagało syntezy wiedzy na temat metod doboru systemu doładowania do silnika spalinowego oraz dostępnych metod obliczeniowych stosowanych w tym zakresie (rozd. 3), a także wyboru metody odpowiedniej do badań związanych z doбором parametrów układu doładowania zakresowego. Porównanie metod badawczych wg kryterium ich przydatności do realizacji celów pracy oraz zdolności interpretacji uzyskanych wyników pozwoliło na wybór symulacyjnej metody obliczeń komputerowych. Przeprowadzenie symulacji wymagało rozwiązania problemu matematycznego opisu współzależności wynikających ze współdziałania silnika i układu doładowania.

Ocena dostępnych modeli symulacyjnych pod względem ich efektywności w rozwiązaniu rozważanego zadania oraz wstępne eksperymentalne rozpoznanie uwarunkowań, zakresu zmienności zmiennych niezależnych procesu badawczego oraz charakteru zachodzących w obiekcie procesów fizycznych (rozd. 6) pozwoliły na przyjęcie modelu analityczno-empirycznego, który sformułowano w postaci zależności funkcyjnych opisujących średnie wartości parametrów obiegu silnikowego (rozd. 7.3.1). Zależności te wyznaczono podczas badań identyfikacyjnych za pomocą metody analizy czynnikowej (rozd. 7.3.2–7.3.5). Badania doświadczalne, dotyczące identyfikacji obiektu rzeczywistego, przeprowadzono z zachowaniem zasad eksperymentu planowego. Uzyskane wyniki pomiarów aproksymowano za pomocą funkcji wielomianowej, z uwzględnieniem zasad normowania wielkości kryterialnych. Ostateczną weryfikację otrzymanych w ten sposób funkcji aproksymacyjnych przeprowadzono za pomocą analizy wrażliwości.

Wnioski, wynikające z analizy problematyki zastosowania doładowania zakresowego w znanych konstrukcjach silników trakcyjnych (rozd. 2.5), oraz synteza wiedzy na temat zjawisk występujących w turbodoładowaniu oraz związków pomiędzy przebiegiem procesów przepływowych a ich skutkami termodynamicznymi (rozd. 3.1) posłużyły do opracowania

metodologicznych podstaw analizy i wskaźnikowej oceny współpracy turbosprężarek z silnikiem (rozdz. 5). Na podstawie zależności bilansowych obowiązujących w układach tego typu zdefiniowano wskaźniki porównawcze jakości doboru turbosprężarek do silnika oraz kryteria ich poprawnej współpracy. Zasadnicze znaczenie dla poprawności interpretacji uzyskanych wyników miało wyodrębnienie parametrów termodynamicznych i prze-pływowych zespołów – sprężarek oraz turbin.

Jednym z ważniejszych zadań było stworzenie programu numerycznego, pozwalającego na ilościową interpretację wyników obliczeń. Szczególną uwagę zwrócono na ocenę adekwatności modelu symulacyjnego do rzeczywistego obiektu badań oraz niedokładności zastosowanej procedury obliczeń numerycznych. Przeprowadzone badania czułości programu numerycznego na zmiany warunków zakończenia obliczeń pozwoliły na przyjęcie odpowiedniej tolerancji wyznaczania zależności bilansowych modelu symulacyjnego, zapewniającej wymaganą dokładność oceny warunków współpracy pomiędzy turbosprężarkami (rozdz. 7.7). Zasadność wykorzystania metod planowania eksperymentu w badaniach silników spaliny-owych podczas opracowywania modeli empirycznych oraz przydatność programu numerycznego, opartego na takich modelach, do prognozowania skutków zastosowania określonej konstrukcji urządzeń doładowujących potwierdziło porównanie rezultatów badań symulacyjnych z przebiegami uzyskanymi podczas prób silnika na hamowni (rozdz. 7.8).

Dla ustalonych warunków prowadzonych badań, na podstawie analizy ich wyników, stwierdzono istnienie korelacji pomiędzy obciążeniem każdej turbosprężarki a sprężem zespołu sprężarek i wskaźnikami pracy silnika (rozdz. 7.9.4). Wyznaczono modelowy opis tej zależności (wzór 7.48) przy zachowaniu jednakowego całkowitego przekroju przepływowego spalin  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$  oraz przy różnym skojarzeniu przekrojów wlotowych turbin  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$ . Model ten wykorzystano do ilościowej oceny zdolności napędowych takiego silnika (rozdz. 7.9.5). Sformułowano warunki zachowania korzystnej współpracy z silnikiem oraz uzyskania oczekiwanego przebiegu jego charakterystyki zewnętrznej. W prowadzonych analizach, dotyczących wpływu zmian konstrukcji zespołu doładowującego na przebieg charakterystyki silnika, uwzględniono również zmiany sprawności sprężania w sprężarkach (rozdz. 7.9.6). Istotne ze względu na praktyczny aspekt tej pracy jest to, że wyznaczone zależności mogą być wykorzystane podczas doboru turbosprężarek do silnika w celu oszacowania wymaganych zmian przekrojów wlotowych turbin w zależności od właściwości użytych sprężarek oraz przewidywanego podziału ich obciążenia.

Na podstawie wyników badań symulacyjnych sformułowano problem optymalizacyjny, w odniesieniu do doładowania zakresowego (rozdz. 8). Przedstawiono propozycje wskaźników jakości doboru turbosprężarek do silnika ze względu na jego zdolności napędowe oraz sposobu rozwiązywania takiego zadania optymalizacyjnego. Problem optymalizacji parametrów doboru turbosprężarek uzupełniono o zagadnienia optymalnego sterowania ich współpracą z silnikiem w całym polu jego charakterystyki ogólnej (rozdz. 9). Wyniki tych badań posłużyły do opracowania modeli oraz algorytmu projektowanego układu numerycznego sterowania przełączaniem turbosprężarek. Poprawność działania układu oraz przydatność programu komputerowego do analizy jego charakterystyk, uwzględniającej wybrane warunki niestacjonarne, zostały pozytywnie zweryfikowane na pracującym silniku badawczym podczas prób na hamowni.

Realizacja tych zagadnień w nierozpoznanym dotychczas obszarze badawczym pozwoliła na sformułowanie wniosków o charakterze naukowo-poznawczym, dotyczących optymalizacji silnika pracującego w układzie doładowania zakresowego, ograniczeń prawidłowego kształtowania warunków współpracy zespołu doładowującego z takim silnikiem oraz możliwości ich przewyższenia.

## **10.2. Ważniejsze wnioski ze studiów i z badań**

Studia rozpoznawcze i analiza porównawcza znanych konstrukcji silników z doładowaniem zakresowym pozwoliły na ocenę zakresu poprawy ich charakterystyk napędowych, wskazując jednocześnie na problemy z uzyskaniem odpowiedniego podziału obciążenia turbosprężarek spełniającego kryteria efektywności energetycznej takiego układu w całym polu charakterystyki ogólnej silnika. Stwierdzono, że uzyskanie wymaganych warunków doładowania, a w konsekwencji oczekiwanego przebiegu charakterystyki takiego silnika, wiąże się zarówno z prawidłowym doбором wielkości obu turbosprężarek, jak i z właściwym sterowaniem ich współpracą z silnikiem.

Wnioski z badań rozpoznawczych potwierdziły wyniki przeprowadzonych przez autora wstępnych badań stanowiskowych (rozdz. 6). Wprawdzie uzyskano znaczne zwiększenie (o ok. 25%) maksymalnego momentu obrotowego na charakterystyce pełnej mocy, w porównaniu z doładowaniem jednostopniowym bez regulacji, lecz jednocześnie stwierdzono charakterystyczne dla tego rozwiązania zmniejszenie wartości sprężu o ok. 22% podczas skokowego włączania drugiej turbosprężarki, prowadzące do nieciągłości krzywej momentu obrotowego. Zaobserwowano również duże trudności w doborze parametrów konstrukcyjnych zespołu doładowującego mających przeciwdziałać temu niekorzystnemu zjawisku oraz spełniać kryteria ekonomicznej i ekologicznej pracy silnika. W szczególności nie uzyskano oczekiwanego zwiększenia sprężu w obszarze pracy dwóch turbosprężarek podczas prób przeprowadzonych przy zmniejszonym całkowitym przekroju wlotowym turbin. Stwierdzono, że jest to wynikiem pogorszenia parametrów roboczych turbosprężarek podczas ich współpracy z silnikiem, prowadzącego do zmniejszenia sprawności układu doładowania. Zwrócono natomiast uwagę na wyraźnie mniejsze (nawet o ok. 6%) wartości jednostkowego zużycia paliwa przy obciążeniach częściowych silnika, uzyskiwane podczas jego współpracy z dwiema turbosprężarkami, w porównaniu z trybem pracy z jedną turbosprężarką. Przebiegi te potwierdziły potrzebę przeprowadzenia szczegółowej analizy zagadnienia dotyczącego sterowania współpracą takiego zespołu doładowującego z silnikiem.

Do realizacji założonego celu wybrano metodę symulacyjnych badań komputerowych. Po uwzględnieniu wyników wstępnych badań na hamowni podjęto decyzję o wykorzystaniu empiryczno-analitycznego modelu symulacyjnego. Określono warunki posłużenia się takim modelem oraz potwierdzono jego przydatność do badań w wybranym obszarze badawczym. Wykazano, że – pomimo określonego zakresu stosowania opracowanego modelu, ograniczonego do obszaru objętego badaniami identyfikacyjnymi – może on zostać wykorzystany do szczegółowych badań współpracy silnika z turbosprężarkami w wybranych warunkach stacjonarnych oraz do oceny opisujących ją parametrów. Wymaganą w tego rodzaju badaniach adekwatność modelu symulacyjnego do obiektu rzeczywistego uzyskano dzięki zachowaniu

odpowiedniej dokładności i powtarzalności wyników pomiarów oraz zastosowaniu właściwej metody ich aproksymacji za pomocą funkcji wielomianowej drugiego stopnia z interakcjami pomiędzy czynnikami.

Wstępna analiza problemów współpracy silnika z układem doładowania zakresowego (rozd. 7.8.2) potwierdziła znaną z literatury małą wrażliwość parametru prędkości  $u_t/c_o$  (zmiany poniżej 4%) na zmiany natężenia przepływu spalin przez turbiny. W znacznym obszarze charakterystyki silnika wartości parametru  $u_t/c_o$ , a w konsekwencji izentropowa sprawność rozprężania w turbinach bliskie są wartościom maksymalnym. Jednocześnie stwierdzono, że przełączenie takiego zespołu doładowującego na tryb pracy z dwiema turbosprężarkami prowadzi do wyraźnego zmniejszenia sprawności całkowitej turbin, pogarszającej się przy małych natężeniach przepływu czynnika. Szczególnie niekorzystne wartości sprawności obserwowano w przypadku włączanej do obiegu mniejszej turbiny. W rozpatrywanym przypadku jej maksymalna sprawność, uzyskiwana w pobliżu znamionowego punktu pracy, wyniosła zaledwie 57%, zmniejszając się o ok. 20% wraz ze zmniejszaniem się prędkości obrotowej oraz obciążenia silnika. Omówione przebiegi zmian sprawności rozprężania w turbinach prowadzą do wyraźnego przesunięcia punktów pracy silnika na charakterystykach sprężarek. Zostają jednak zachowane korzystne wartości sprawności sprężania w sprężarkach. Wynika stąd ważne stwierdzenie, że w zależności od właściwości zastosowanych sprężarek oraz sposobu ich doboru do silnika takie przesunięcie punktów pracy silnika może prowadzić do niekorzystnego podziału pracy sprężania oraz pogorszenia warunków doładowania. Omówiona wzajemna współzależność przebiegu parametrów roboczych turbosprężarek współpracujących w układzie doładowania zakresowego sugeruje, że ocenę efektów ich zmian pod kątem bilansu energetycznego silnika i takiego układu doładowania należy prowadzić na podstawie wyodrębnionych wartości sprawności całkowitej zespołów – sprężarek i turbin.

Studia porównawcze nad kształtowaniem warunków współpracy silnika z turbosprężarkami, przy zmianie ich parametrów, pozwoliły na ustalenie wpływu tych zmian na przebieg charakterystyki silnika oraz ocenę zakresu jej poprawy (rozd. 7.9.3). Na podstawie wyników analizy wykazano, jak ważny jest odpowiedni dobór pól powierzchni przekrojów skrzyń wlotowych turbin nie tylko ze względu na podział pracy sprężania i sprawności turbosprężarek, lecz również ze względu na uzyskiwane wartości spręży oraz użyteczne wskaźniki pracy silnika.

Ocena przebiegu procesu sprężania w sprężarkach pod względem wskaźników energetycznych, przy ich współpracy z silnikiem, pozwoliła stwierdzić, że całkowita sprawność sprężania w zespole złożonym z dwóch równolegle połączonych sprężarek osiąga swoje maksimum przy ściśle określonym podziale strumieni masy powietrza pomiędzy większą sprężarkę  $m_{s(I)}$  oraz mniejszą sprężarkę  $m_{s(II)}$  (rozd. 7.9.4). W analizowanym przypadku optymalny stosunek tych strumieni oszacowano na 1,56–1,63. Wymaga to, aby pole powierzchni przekroju wlotowego turbiny  $A_{T(I)}$  w dużej turbosprężarce było ok. 1,5–1,9 razy większe od przekroju wlotowego  $A_{T(II)}$  małej turbosprężarki. Ustalono również, że przy stałym całkowitym przekroju przelotowym spalin  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$ , określonym na  $23,1 \text{ cm}^2$ , takie skojarzenie przekrojów wlotowych turbin pozwala uzyskać równomierne obciążenie turbosprężarek w dużym zakresie zmian natężenia przepływu czynnika. Jest to spostrzeżenie istotne ze względów prak-

tycznych podczas doboru dwóch różnych turbosprężarek pracujących przy zadanym podziale obciążenia, gdyż wskazuje na możliwość doboru parametrów, przy których uzyska się prawidłową współpracę takiego zespołu doładowującego z silnikiem w szerokim zakresie zmian jego warunków eksploatacyjnych.

Analiza zagadnienia doboru przekrojów przepływowych turbin dla warunków charakterystyki zewnętrznej przy zadanym przebiegu współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  pozwoliła stwierdzić występowanie ścisłych związków korelacyjnych pomiędzy stosunkiem pól powierzchni przekrojów przelotowych turbiny większej  $A_{T(I)}$  do mniejszej  $A_{T(II)}$  i sprawnością turbosprężarek a sprężem takiego zespołu i użytecznymi wskaźnikami pracy silnika.

Ustalono, że zwiększenie maksymalnego sprężu wymaga zarówno zmniejszenia całkowitego przekroju przelotowego turbin  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$ , jak i odpowiedniego doboru stosunku ich przekrojów  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$ . W rozpatrywanym przypadku, przy stałym całkowitym przekroju przelotowym turbin równym  $23,1 \text{ cm}^2$ , maksymalną wartość sprężu uzyskano przy stosunku przekrojów  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  ustalonym na 1,54. W szczególności stwierdzono, że zwiększanie tego stosunku, w porównaniu z wartościami optymalnymi, prowadzi do gwałtownego zmniejszenia sprężu  $\pi_s$ . W zakresie zmian stosunku  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  od 1,54 do 2,66 rozrzut maksymalnych wartości  $\pi_s$  wynosi ok. 11%.

Wyraźne pogorszenie maksymalnej wartości sprężu zaobserwowano również przy zmniejszonym całkowitym przekroju przelotowym turbin w przypadku przyjęcia zbyt małego przekroju w mniejszej turbosprężarce (przy dużej wartości stosunku  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$ ). Analiza porównawcza uzyskanych charakterystyk pozwoliła na wykrycie mechanizmów takich zmian. Wprowadzie przy stałym całkowitym przekroju przelotowym  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$  zwiększanie wartości stosunku  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$  nie powoduje istotnych zmian całkowitej sprawności rozprężania w zespole turbin, uzyskuje się jednak wyraźne zmiany sprawności każdej turbiny. Ustalono, że nadmierne zdławienie przepływu spalin w mniejszej turbinie oraz szybki spadek jej sprawności w przypadku przyjęcia zbyt małego przekroju przepływowego  $A_{T(II)}$  prowadzą do niekorzystnych zmian obciążenia turbosprężarek, szybkiego zmniejszania się sprawności sprężania w sprężarkach, a w konsekwencji do zmniejszenia sprężu oraz momentu obrotowego silnika.

W przypadku określonych sprężarek omówione tendencje nasilają się wraz ze zmniejszaniem całkowitego przekroju przelotowego  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$ , przy zachowaniu dużej wartości stosunku  $A_{T(I)}/A_{T(II)}$ . Szybkie zmniejszanie się wartości  $A_{T(II)}$  zwiększa dławienie w mniejszej turbinie, co w konsekwencji prowadzi do gwałtownego zmniejszenia udziału małej turbosprężarki w całkowitej pracy sprężania. Te spostrzeżenia potwierdzają również zaprezentowane wyniki badań doświadczalnych (rozdz. 6.4).

Duże podobieństwo przebiegów uzyskanych przy różnych prędkościach obrotowych, szczególnie pod względem położenia maksimum sprężu, które określone jest przez wartości sprawności sprężania uzyskiwane w każdej sprężarce, potwierdza możliwość zapewnienia korzystnych warunków współpracy turbosprężarek w dużym obszarze charakterystyki silnika. Pozwala to również uznać, że sformułowane wnioski mają charakter uniwersalny i mogą stanowić podstawę do podjęcia dalszych kierunkowych badań potwierdzających ogólny charakter stwierdzonych związków przyczynowo-skutkowych oraz ich modelowym opisem.

Optymalizacja przekrojów pod względem wartości sprawności sprężania oraz sprężu w sprężarkach pozwoliła na znaczną poprawę zdolności napędowych silnika w trybie pracy



z dwiema turbosprężarkami (rozd. 7.9.5). W rozpatrywanych warunkach, przy zadanym przebiegu współczynnika nadmiaru powietrza, największy wzrost wartości maksymalnego momentu obrotowego (o ok. 9%) stwierdzono w pobliżu znamionowego punktu pracy. Nie uzyskano natomiast znaczącego zmniejszenia nieciągłości przebiegu krzywych ciśnienia doładowania oraz momentu obrotowego w punkcie przełączania zakresów pracy pomiędzy turbosprężarkami. W warunkach skokowego włączania mniejszej turbosprężarki wymagałoby to zwiększenia przekroju przelotowego większej turbiny, przy jednoczesnym zmniejszeniu przekroju mniejszej turbiny. Jak wynika z wcześniejszych wniosków, takie skojarzenie przekrojów znacznie odbiega od optymalnego oraz prowadzi do wyraźnego pogorszenia przebiegu momentu obrotowego w całym drugim zakresie pracy silnika. Zmniejsza się również jego maksymalna wartość uzyskiwana w trybie pracy z jedną turbosprężarką.

Wykazano, że korzystnym rozwiązaniem problem przebiegu fazy przełączania turbosprężarek, pozwalającym zachować ciągłość charakterystyki momentu obrotowego dla dowolnego skojarzenia przekrojów wlotowych obu turbin  $A_{T(I)} + A_{T(II)}$ , jest odpowiednie skorelowanie charakterystyki układu przełączającego z przebiegiem dawkowania paliwa. Przyjęcie jednak zbyt małego przekroju wlotowego większej turbiny  $A_{T(I)}$  pociąga za sobą pewne niekorzystne zjawiska. W warunkach ograniczenia ciśnienia doładowania położenie wartości maksymalnej momentu obrotowego związane jest ściśle z punktem osiągnięcia dopuszczalnego ciśnienia doładowania. Przy małej wartości  $A_{T(I)}$  – pomimo zwiększenia maksymalnej wartości momentu obrotowego – zwiększa się również wymagana korekcja układu wtryskowego, co prowadzi do szybkiego zmniejszania się momentu obrotowego w przedziale prędkości obrotowych objętym tą korekcją.

Pewne możliwości zmniejszenia nieciągłości charakterystyki silnika oraz poprawy przebiegu momentu obrotowego stwierdzono przy odpowiednich zmianach sprawności sprężania w każdej sprężarce (rozd. 7.9.6). Ustalono, że zmniejszenie sprawności sprężania w większej sprężarce, przy jednoczesnym zwiększeniu sprawności mniejszej sprężarki podczas ich doboru do silnika, pozwala uzyskać korzystne zmiany przekrojów przelotowych turbin ze względu na przebieg charakterystyki doładowania. W rozpatrywanym przypadku uzyskano zwiększenie stosunków tych przekrojów z 1,54 do wartości 1,85, bez pogorszenia warunków współpracy zespołu doładowującego z silnikiem. Wyznaczone zależności mogą być wykorzystane podczas doboru turbosprężarek do silnika do oceny wymaganych zmian przekrojów wlotowych turbin, w zależności od właściwości użytych sprężarek oraz przewidywanego podziału ich strumieni masy powietrza.

Do realizacji zadania doboru turbosprężarek do silnika trakcyjnego, który zapewni oczekiwany przebieg jego charakterystyki napędowej, wykorzystano metody optymalizacyjne (rozd. 8). Wykazano, że uzyskanie rozwiązania takiego problemu optymalizacyjnego, spełniającego przyjęte kryteria w odniesieniu do doładowania zakresowego, wymaga uwzględnienia zagadnień optymalnego sterowania współpracą turbosprężarek oraz dawkowaniem paliwa. Efektem przeprowadzonej procedury optymalizacyjnej w przyjętym obszarze rozwiązań dopuszczalnych jest poprawa zdolności napędowych silnika, ocenianych na podstawie przyjętego wskaźnika dynamiczności, o ok. 13% w porównaniu z fabrycznymi turbosprężarkami.

Ocena współpracy turbosprężarek z silnikiem w warunkach charakterystyki obciążeniowej potwierdziła korzystny wpływ zwiększenia całkowitego przekroju przepływowego spalin na bilans energetyczny takiego układu przy małych obciążeniach i dużych prędkościach obrotowych silnika (rozd. 9). Wykazano, że włączenie drugiej turbosprężarki oraz ograniczenie ciśnienia doładowania w tym obszarze charakterystyki silnika prowadzi do zwiększenia jego sprawności. Przedstawiona koncepcja wyznaczania funkcji sterującej współpracą tych urządzeń w całym polu charakterystyki ogólnej może być wykorzystana do projektowania układu sterowania odgrywającego rolę sterowania optymalnego wg kryterium ekonomicznej pracy takiego silnika.

Ostatecznie analiza warunków współpracy turbosprężarek z silnikiem w przypadku doładowania zakresowego pozwoliła na ocenę bilansu energetycznego takiego układu oraz na możliwości jego poprawy w celu uzyskania oczekiwanego przebiegu charakterystyki silnika, związanej zarówno z doбором odpowiedniej konstrukcji turbosprężarek, jak i z funkcjami sterującymi ich współpracą z silnikiem. Weryfikuje to tezę zawartą w głównym pytaniu badawczym oraz w pytaniach pomocniczych sformułowanych w rozdz. 4.2.

### **10.3. Proponowane kierunki dalszych prac**

Jak wynika z dokonanego przeglądu literatury oraz z własnej oceny problemów rozwoju silników samochodowych i jego ograniczeń, kierunek prac podjętych przez autora jest zgodny z wysiłkami ośrodków badawczych nad dalszym doskonaleniem konstrukcji opracowywanych zgodnie z koncepcjami downsizingu. Celem tych badań jest spełnienie sprzecznych oczekiwań dotyczących zwiększania mocy silnika i korzystnego ukształtowania jego momentu obrotowego w warunkach charakterystyki zewnętrznej oraz ograniczenia zużycia paliwa szczególnie przy obciążeniach częściowych, a więc w obszarze charakterystyki najczęściej wykorzystywanym w typowych warunkach eksploatacyjnych. Wyniki analiz przedstawione w tej pracy mogą być bardzo przydatne w rozwiązywaniu tego typu problemów.

W celu dalszej poprawy warunków doładowania silnika, przy wykorzystaniu układu tego typu, proponuje się podjęcie takich prac, jak:

1. Badania porównawcze dotyczące innych silników w celu potwierdzenia ogólnego charakteru uzyskanych związków korelacyjnych pomiędzy parametrami turbosprężarek i warunkami ich współpracy a przebiegiem charakterystyki silnika.

2. Określenie ogólnych zależności w celu ich wygodnego i praktycznego wykorzystania do wyznaczania najbardziej korzystnego podziału pracy sprężania w turbosprężarkach przy doborze ich parametrów.

3. Zastosowanie turbosprężarek o zmiennej geometrii turbiny; przewiduje się, że większa swoboda kształtowania warunków ich współpracy, przy optymalizacji przekrojów przelotowych turbin oraz odpowiednie skojarzenie z układem wtryskowym, pozwoli uzyskać korzystniejszy przebieg charakterystyki doładowania silnika oraz dalszą poprawę ukształtowania krzywej maksymalnego momentu obrotowego, szczególnie podczas fazy przełączania zakresów pracy pomiędzy turbosprężarkami.

4. Badania procesów przejściowych związane z synchronizacją pracy zaworów sterujących oraz z dopasowaniem dawki paliwa do zmian sprawności turbosprężarek w celu zła-

godzenia stwierdzonych zaburzeń przebiegu charakterystyki doładowania oraz uniknięcia skokowej zmiany momentu obrotowego podczas fazy przełączania.

5. Wykorzystanie uzyskanych charakterystyk do opracowania modeli i algorytmów układu korekcji dawkowania paliwa; autor przewiduje kontynuację prac nad rozbudową układu sterowania numerycznego o funkcje automatycznej regulacji dawkowania pompy wtryskowej.

## **Załączniki**



## Załącznik A. Charakterystyka obiektu badań

Tabela A.1. Podstawowe dane techniczne silnika badawczego SW 680

Układ cylindrów	rzędowy pionowy
Liczba cylindrów	6
Średnica cylindra	0,127 m
Skok tłoka	0,146 m
Pojemność skokowa	11,093 dm <sup>3</sup>
Stopień sprężania	15,8
Moc maksymalna	161 kW przy 2200 obr / min
Maksymalny moment obrotowy	870 Nm przy 1400 obr / min
Kolejność zapłonów	1-5-3-6-2-4
Geometryczny kąt początku tłoczenia	26° OWK przed GMP
Komora spalania	wtrysk bezpośredni do komory toroidalnej
Pompa wtryskowa	tłoczkowa wielosekcyjna P56T10



## Załącznik B. Szacowanie niepewności pomiarów [226]

### B.1. Niepewność standardowa bezpośredniego pomiaru

Maksymalne niepewności pomiarów wielkości  $x$  mierzonych bezpośrednio, wynikające z klasy dokładności  $c$ , oraz z zakresu przyrządów pomiarowych (sposób typu B) obliczano ze wzoru:

$$\Delta x = \frac{c \cdot z}{100} \quad (\text{B.1})$$

Zestawienie parametrów mierzonych bezpośrednio oraz niepewności pomiarowe wynikające z klasy przyrządu pomiarowego lub wielkości działki elementarnej przyrządu zestawiono w tab. B.1.

Tabela B.1. Charakterystyka przyrządów pomiarowych oraz niepewności pomiarów bezpośrednich

Wielkość mierzona $x$	Nazwa przyrządu	Zakres pomiarowy, jednostka	Klasa dokładności przyrządu	Maksymalna niepewność pomiaru $u(x)$
Prędkość obrotowa	magnetyczny nadajnik impulsowy	0–15000 obr / min	–	1 obr / min
Moment obrotowy	przetwornik tensometryczny	0–1500 N·m	0,1%	1,5 N·m
Temperatura otoczenia	termometr rtęciowy	–	0,5°C	1°C
Ciśnienie otoczenia	barometr rtęciowy	–	1 mm Hg	2 mm Hg
Ciśnienie powietrza doładowanego	manometr wskazówkowy	0–0,1 MPa	0,6%	0,006 MPa
Ciśnienie powietrza przed sprężarką	różnicowy manometr wodny	–	1 mm H <sub>2</sub> O	2 mm H <sub>2</sub> O
Ciśnienie spalin	różnicowy manometr rtęciowy	–	1 mm Hg	2 mm Hg
Temperatura powietrza doładowanego	termometr oporowy PT 100	(–50)–200°C	–	1°C
Temperatura spalin	termometr elektryczny K (NiCr Ni)	200–800°C	–	4°C
Zużycie paliwa	Paliwomierz grawimetryczny AMX 240	powyżej 0,2 g / s	< 0,2%	poniżej 0,2% wartości mierzonej
Strumień masy powietrza	masowy przepływomierz FMT700-P	40–1200 kg / h	< 1%	poniżej 1% wartości mierzonej
Współczynnik absorpcji	dymomierz MAHA MDD 02	0–10 m <sup>–1</sup>	2%	0,2 m <sup>–1</sup>

Niepewność standardową pojedynczego pomiaru, wynikającą z maksymalnej niepewności  $\Delta x$  określonej przez producenta lub działki elementarnej przyrządu, obliczano ze wzoru:

$$u(x) = \frac{\Delta x}{\sqrt{3}} \quad (\text{B.2})$$



Ze względu na rozrzut wyników  $x_1, x_2, \dots, x_r$  dla serii  $r$  pomiarów bezpośrednich wielkości  $x$  w charakterze najlepszej oceny wartości rzeczywistej (niepewność typu A) przyjmowano średnią arytmetyczną ze wszystkich wyników pomiarów:

$$x \approx \bar{x} = \frac{1}{r} \sum_{i=1}^r x_i \quad (\text{B.3})$$

Niepewność standardową pojedynczego pomiaru wyznaczano ze wzoru na odchylenie standardowe:

$$u(x) = S(x) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^r (x_i - \bar{x})^2}{r-1}} \quad (\text{B.4})$$

Niepewność standardową średniej arytmetycznej wyznaczano ze wzoru:

$$u(\bar{x}) = S(\bar{x}) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^r (x_i - \bar{x})^2}{r(r-1)}} \quad (\text{B.5})$$

Przy niepewności standardowej tego samego rzędu co maksymalna niepewność  $\Delta x$  określona przez producenta przyrządu niepewność standardową całkowitą obliczano ze wzoru:

$$u(x) = \sqrt{S^2(x) + \frac{(\Delta x)^2}{3}} \quad (\text{B.6})$$

Niepewność względną  $u_r(x)$  obliczano jako stosunek niepewności (bezwzględnej) do wielkości mierzonej:

$$u_r(x) = \frac{u(x)}{x} \quad (\text{B.7})$$

## B.2. Złożona niepewność standardowa

W przypadku wielkości złożonej, wyliczanej ze związku funkcyjnego w ogólnej postaci:  $y = f(x_1, x_2, \dots, x_k)$ , gdzie  $x_1, x_2, \dots, x_k$  oznacza  $k$  niezależnych wielkości mierzonych bezpośrednio, niepewność pomiaru pośredniego wyliczano na podstawie tzw. prawa propagacji niepewności. Przy znanych wynikach pomiarów wielkości  $\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_k$  oraz ich niepewnościach standardowych  $u(x_1), u(x_2), \dots, u(x_k)$  niepewność złożoną wielkości  $y$  szacowano za pomocą wzoru:

$$u_c(y) = \sqrt{\left[ \frac{\partial y}{\partial x_1} u(x_1) \right]^2 + \left[ \frac{\partial y}{\partial x_2} u(x_2) \right]^2 + \dots + \left[ \frac{\partial y}{\partial x_n} u(x_k) \right]^2} \quad (\text{B.8})$$

Zestawienie parametrów mierzonych pośrednio:

- moc użyteczna,
- jednostkowe zużycie paliwa,
- współczynnik napełnienia,

- współczynnik nadmiaru powietrza,
- sprawność cieplna.

### B.3. Niepewność rozszerzona

Wartość niepewności rozszerzonej  $U_p$  obliczano ze wzoru:

$$U_p = k \cdot u_c(y) \quad (\text{B.9})$$

Liczba  $k$ , zwana współczynnikiem rozszerzenia, określa szerokość przedziału  $Y = y \pm U_p$ , w którym z wystarczająco dużym prawdopodobieństwem znajdzie się wartość mierzona  $Y$ . Dla określonej liczby powtórzeń pomiarów wartość współczynnika rozszerzenia przyjęto równą wartości statystyki  $t_p$  z rozkładu  $t$ -Studenta, przy poziomie istotności 0,05.

### B.4. Obliczenia niepewności pomiarowych

Opracowanie wyników dla  $r = 7$  powtórzeń pomiarów w centralnym punkcie planu (układ 43, tab. D.1) zestawiono w tab. B.2.

Tabela B.2. Wyniki powtórzeń pomiarów bezpośrednich parametrów pracy silnika

Mierzona wielkość $x$	Numer pomiaru							$\bar{x}$	$\sum_{i=1}^r (x_i - \bar{x})^2$
	1	2	3	4	5	6	7		
Prędkość obrotowa (obr / min)	1598	1601	1602	1605	1600	1599	1603	1601,14	34,857
Moment obrotowy (N m)	588,2	583	581,9	587,3	587,3	586	581,7	585,06	46,297
Ciśnienie doładowania (MPa)	0,04	0,039	0,04	0,04	0,039	0,04	0,039	0,03957	$1,71 \cdot 10^{-6}$
Temperatura doładowania (°C)	74	75	74	73	72	73	72	73,28	7,429
Temperatura spalin (°C)	498	500	501	504	504	505	506	502,57	51,714
Zużycie paliwa (g / s)	6,14	6,12	6,13	6,17	6,12	6,12	6,1	6,1286	0,0029
Strumień masy powietrza (kg / h)	675	669	673	674	672	676	670	672,71	39,429

Tabela B.3. Wyniki oszacowania niepewności standardowej pomiaru wielkości mierzonych bezpośrednio

Mierzona wielkość $x$	Odchylenie standardowe $S(x)$ (wzór B.4)	Odchylenie standardowe średnie $S(\bar{x})$ (wzór B.5)	Niepewność przyrządu pomiarowego $u(x)$ (wzór B.2)	Całkowita niepewność standardowa $u(x)$ (wzór B.6)	Całkowita niepewność standardowa średniej $u(\bar{x})$ (wzór B.6)	Względna niepewność standardowa średniej $u_r(\bar{x})$ (wzór B.7)	Końcowy wynik pomiaru
Prędkość obrotowa $n$ (obr/min)	2,41 (obr/min)	0,91 (obr/min)	0,58 (obr/min)	2,48 (obr/min)	1,08 (obr/min)	0,067 (%)	1601,14(1,08) (obr/min)
Moment obrotowy $T_{iq}$ (N m)	2,78 (N m)	1,05 (N m)	0,87 (N m)	2,91 (N m)	1,36 (N m)	0,23 (%)	585,06(1,36) (N m)
Strumień masy powietrza $A$ (kg/h)	2,56 (kg/h)	0,97 (kg/h)	3,46 (kg/h)	4,31 (kg/h)	3,60 (kg/h)	0,53 (%)	672,71(3,46) (kg/h)
Ciśnienie doładowania $p_{ba}$ (MPa)	0,00053 (MPa)	0,0002 (MPa)	0,00035 (MPa)	0,00064 (MPa)	0,00040 (MPa)	1,01 (%)	0,03957(0,00040) (MPa)
Temperatura doładowania $T_{ba}$ (°C)	1,11 (°C)	0,42 (°C)	0,58 (°C)	1,25 (°C)	0,71 (°C)	0,97 (%)	73,28(0,71) (°C)
Temperatura Spalin $T_t$ (°C)	2,94 (°C)	1,11 (°C)	2,31 (°C)	3,74 (°C)	2,56 (°C)	0,51 (%)	502,57(2,56) (°C)
Zużycie paliwa $B$ (g/s)	0,022 (g/s)	0,0083 (g/s)	0,0071 (g/s)	0,023 (g/s)	0,011 (g/s)	0,18 (%)	6,1286(0,0011) (g/s)

### Oszacowanie niepewności złożonej pomiaru pośredniego sprawności cieplnej $u_c(\eta_c)$

Przy uwzględnieniu wzoru (7.9) pochodne cząstkowe:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \eta_c}{\partial T_{iq}} &= \frac{4 \cdot 10^{-6} \cdot 30 \cdot \pi \cdot n}{3,6 \cdot B \cdot W_d} \approx 0,00064 \\ \frac{\partial \eta_c}{\partial n} &= \frac{30 \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot \pi \cdot T_{iq} + p_{m.d} \cdot V_{ss})}{3,6 \cdot B \cdot W_d} \approx 0,00030 \\ \frac{\partial \eta_c}{\partial B} &= \frac{30 \cdot n \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot \pi \cdot T_{iq} + p_{m.d} \cdot V_{ss})}{3,6 \cdot B^2 \cdot W_d} \approx 0,07852\end{aligned}$$

Na podstawie wzoru (B.8) niepewność pojedynczego pomiaru sprawności cieplnej:

$$\begin{aligned}u_c(\eta_c) &= \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_c}{\partial T_{iq}}\right)^2 \cdot u^2(T_{iq}) + \left(\frac{\partial \eta_c}{\partial n}\right)^2 \cdot u^2(n) + \left(\frac{\partial \eta_c}{\partial B}\right)^2 \cdot u^2(B)} = \\ &= \sqrt{0,00064^2 \cdot 2,91^2 + 0,00030^2 \cdot 2,48^2 + 0,07852^2 \cdot 0,023^2} = \sqrt{7,33702 \cdot 10^{-6}} \approx 0,0027\end{aligned}$$

Średnia niepewność pomiaru średniej sprawności cieplnej:

$$\begin{aligned}u_c(\bar{\eta}_c) &= \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_c}{\partial T_{iq}}\right)^2 \cdot u^2(\bar{T}_{iq}) + \left(\frac{\partial \eta_c}{\partial n}\right)^2 \cdot u^2(\bar{n}) + \left(\frac{\partial \eta_c}{\partial B}\right)^2 \cdot u^2(\bar{B})} = \\ &= \sqrt{0,00064^2 \cdot 1,36^2 + 0,00030^2 \cdot 1,08^2 + 0,07852^2 \cdot 0,011^2} = \sqrt{1,60498 \cdot 10^{-6}} \approx 0,0013\end{aligned}$$

Przy uwzględnieniu wzoru (B.9) niepewność rozszerzona:

$$U_p(\eta_c) = t_p \cdot u_c(\bar{\eta}_c) = 2,4469 \cdot 0,0013 = 0,0031$$

Przy uwzględnieniu wzoru (B.6) niepewność względna:

$$u_r(\eta_c) = \frac{U_p(\eta_c)}{\bar{\eta}_c} = \frac{0,0031}{0,4834} \approx 0,0064$$

Wynik pomiaru średniej sprawności cieplnej  $\eta_c = (0,4834 \pm 0,0031)$ .

### Oszacowanie niepewności złożonej pomiaru pośredniego współczynnika napętnienia $u_c(\eta_v)$

Na podstawie wzoru (7.7) pochodne cząstkowe:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \eta_v}{\partial A} &= \frac{T_{ba} \cdot R}{30 \cdot n \cdot V_{ss} \cdot p_{ba}} \approx 0,00134, & \frac{\partial \eta_v}{\partial n} &= \frac{A \cdot T_{ba} \cdot R}{30 \cdot n^2 \cdot V_{ss} \cdot p_{ba}} \approx 0,00056 \\ \frac{\partial \eta_v}{\partial p_{ba}} &= \frac{A \cdot T_{ba} \cdot R}{30 \cdot n \cdot V_{ss} \cdot p_{ba}^2} \approx 6,43868, & \frac{\partial \eta_v}{\partial T_{ba}} &= \frac{A \cdot R}{30 \cdot n \cdot V_{ss} \cdot p_{ba}} \approx 0,00259\end{aligned}$$

Niepewność pojedynczego pomiaru współczynnika napętnienia:

$$\begin{aligned}u_c(\eta_v) &= \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_v}{\partial A}\right)^2 \cdot u^2(A) + \left(\frac{\partial \eta_v}{\partial n}\right)^2 \cdot u^2(n) + \left(\frac{\partial \eta_v}{\partial p_{ba}}\right)^2 \cdot u^2(p_{ba}) + \left(\frac{\partial \eta_v}{\partial T_{ba}}\right)^2 \cdot u^2(T_{ba})} = \\ &= \sqrt{0,00133^2 \cdot 4,31^2 + 0,00056^2 \cdot 2,48^2 + 6,43868^2 \cdot 0,00064^2 + 0,00259^2 \cdot 1,25^2} = \\ &= \sqrt{6,2479 \cdot 10^{-5}} \approx 0,008\end{aligned}$$

Średnia niepewność pomiaru średniego współczynnika napełnienia:

$$\begin{aligned}
 u_c(\bar{\eta}_v) &= \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_v}{\partial A}\right)^2 \cdot u^2(\bar{A}) + \left(\frac{\partial \eta_v}{\partial n}\right)^2 \cdot u^2(\bar{n}) + \left(\frac{\partial \eta_v}{\partial p_{ba}}\right)^2 \cdot u^2(\bar{p}_{ba}) + \left(\frac{\partial \eta_v}{\partial T_{ba}}\right)^2 \cdot u^2(\bar{T}_{ba})} = \\
 &= \sqrt{0,00133^2 \cdot 3,60^2 + 0,00056^2 \cdot 1,08^2 + 6,43868^2 \cdot 0,00040^2 + 0,00259^2 \cdot 0,71^2} = \\
 &= \sqrt{2,53406 \cdot 10^{-5}} \approx 0,005
 \end{aligned}$$

Niepewność rozszerzona:

$$U_p(\eta_v) = t_p \cdot u_c(\bar{\eta}_v) = 2,4469 \cdot 0,0046 = 0,012$$

Niepewność względna:

$$u_r(\eta_v) = \frac{U_p(\eta_v)}{\bar{\eta}_v} = \frac{0,012}{0,886} \approx 0,014$$

Wynik pomiaru średniego współczynnika napełnienia:  $\eta_v = (0,886 \pm 0,012)$ .

### Oszacowanie niepewności złożonej pomiaru pośredniego współczynnika nadmiaru powietrza $u_c(\lambda)$

Przy uwzględnieniu wzoru (7.8) pochodne cząstkowe:

$$\frac{\partial \lambda}{\partial A} = \frac{1}{3,6 \cdot B \cdot L_t} \approx 0,0031, \quad \frac{\partial \lambda}{\partial B} = \frac{A}{3,6 \cdot B^2 \cdot L_t} \approx 0,0940$$

Niepewność pojedynczego pomiaru współczynnika nadmiaru powietrza:

$$\begin{aligned}
 u_c(\lambda) &= \sqrt{\left(\frac{\partial \lambda}{\partial A}\right)^2 \cdot u^2(A) + \left(\frac{\partial \lambda}{\partial B}\right)^2 \cdot u^2(B)} = \\
 &= \sqrt{0,0031^2 \cdot 4,31^2 + 0,094^2 \cdot 0,023^2} = \sqrt{1,832 \cdot 10^{-4}} \approx 0,014
 \end{aligned}$$

Średnia niepewność pomiaru średniego współczynnika nadmiaru powietrza:

$$\begin{aligned}
 u_c(\bar{\lambda}) &= \sqrt{\left(\frac{\partial \lambda}{\partial A}\right)^2 \cdot u^2(\bar{A}) + \left(\frac{\partial \lambda}{\partial B}\right)^2 \cdot u^2(\bar{B})} = \\
 &= \sqrt{0,0031^2 \cdot 3,60^2 + 0,094^2 \cdot 0,011^2} = \sqrt{8,02746 \cdot 10^{-5}} \approx 0,009
 \end{aligned}$$

Niepewność rozszerzona:

$$U_p(\lambda) = t_p \cdot u_c(\bar{\lambda}) = 2,4469 \cdot 0,0090 = 0,022$$

Niepewność względna:

$$u_r(\lambda) = \frac{U_p(\lambda)}{\bar{\lambda}} = \frac{0,022}{2,074} \approx 0,011$$

Końcowy wynik pomiaru średniego współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda = (2,074 \pm 0,022)$ .

## Załącznik C. Charakterystyka turbosprężarek

Tabela C.1. Zestawienie parametrów turbosprężarek WSK użytych w badaniach w porównaniu z zagranicznymi konstrukcjami

Turbosprężarka	Spręż	Zakres wydatku powietrza (kg/s)	Maksymalna prędkość obrotowa turbosprężarki (obr/min)	Maksymalna sprawność izentropowa sprężarki (%)
WSK B3A-259K	do 3,3	0,020–0,29	110000	73
WSK B3A-279K	do 3,3	0,020–0,32	110000	71
WSK B3C-309K	do 3,0	0,020–0,35	110000	71
WSK B65-50	do 2,4	0,015–0,18	120000	75
WSK B65-60	do 2,4	0,015–0,20	120000	75
KKK K27	do 3,0	0,020–0,32	120000	75
KKK 2967 MNA	do 3,0	0,020–0,28	120000	77
KKK 2664 GA	do 3,2	0,015–0,23	150000	74
KKK 2470 GGA	do 3,0	0,015–0,25	150000	76
KKK 2672 GGCAA	do 3,2	0,015–0,30	150000	74



## Załącznik D. Badania identyfikacyjne silnika

### D.1. Wyniki badań

Tabela D.1. Średnie wartości temperatury spalin  $T_t$ , sprawności cieplnej  $\eta_c$  oraz współczynnika napełnienia  $\eta_v$  wyznaczone dla przyjętych układów wartości wielkości wejściowych eksperymentu

Nr układu	Wartości naturalne wielkości wejściowych					Wyniki eksperymentu					
	$n$ (obr / min)	$\lambda$	$p_{ba}$ (MPa)	$T_{ba}$ (K)	$p_{g1}$ (MPa)	$\bar{A}$ (kg / h)	$\bar{B}$ (g / s)	$\bar{T}_{tq}$ (N m)	$\bar{T}_t$ (K)	$\bar{\eta}_v$	$\bar{\eta}_c$
1	1349	1,69	0,123	341	0,136	500	5,63	624,9	868	0,885	0,453
2	1350	1,71	0,122	337	0,165	485	5,40	573,2	870	0,855	0,456
3	1347	1,76	0,119	355	0,133	469	5,07	545,8	873	0,895	0,450
4	1350	1,70	0,126	363	0,168	478	5,35	552,0	896	0,879	0,447
5	1353	1,67	0,161	344	0,130	702	8,00	987,9	817	0,956	0,461
6	1351	1,69	0,160	341	0,173	654	7,36	869,4	825	0,890	0,461
7	1349	1,70	0,156	369	0,128	644	7,21	858,9	844	0,974	0,450
8	1346	1,73	0,152	358	0,171	597	6,57	747,4	844	0,900	0,454
9	1349	2,29	0,124	336	0,134	512	4,25	476,9	717	0,886	0,482
10	1354	2,33	0,122	334	0,161	492	4,02	421,6	721	0,857	0,486
11	1351	2,28	0,124	362	0,135	489	4,08	432,7	750	0,911	0,466
12	1350	2,29	0,121	356	0,171	461	3,83	363,0	759	0,867	0,465
13	1351	2,31	0,159	342	0,132	696	5,73	717,4	684	0,955	0,486
14	1352	2,23	0,157	335	0,165	656	5,60	667,8	708	0,893	0,484
15	1350	2,26	0,162	372	0,136	671	5,65	677,9	725	0,984	0,468
16	1354	2,27	0,158	366	0,170	622	5,21	592,0	731	0,918	0,473
17	1856	1,75	0,118	331	0,131	655	7,12	540,1	910	0,853	0,469
18	1848	1,69	0,122	337	0,158	655	7,37	547,2	937	0,844	0,466
19	1843	1,70	0,119	365	0,128	620	6,94	512,2	963	0,889	0,455
20	1848	1,73	0,124	370	0,161	630	6,93	487,8	967	0,877	0,456
21	1850	1,65	0,153	334	0,132	877	10,11	880,1	880	0,892	0,478
22	1844	1,69	0,157	337	0,164	869	9,78	837,4	884	0,872	0,481
23	1851	1,75	0,159	366	0,137	867	9,43	794,9	887	0,929	0,470
24	1848	1,70	0,156	363	0,167	823	9,21	750,6	916	0,893	0,469
25	1843	2,32	0,123	336	0,136	674	5,53	423,9	757	0,861	0,502
26	1852	2,27	0,122	335	0,174	655	5,49	383,4	786	0,837	0,501
27	1854	2,35	0,128	363	0,136	679	5,50	406,6	772	0,895	0,490
28	1846	2,28	0,121	358	0,164	626	5,22	349,7	804	0,865	0,486
29	1850	2,26	0,152	327	0,128	889	7,48	666,9	723	0,891	0,514
30	1846	2,25	0,158	345	0,168	862	7,29	616,2	755	0,879	0,508
31	1844	2,31	0,158	364	0,136	863	7,11	605,5	747	0,929	0,497
32	1848	2,29	0,162	372	0,171	848	7,05	563,9	770	0,908	0,490
33	998	1,95	0,142	353	0,146	417	4,07	603,5	824	0,896	0,436
34	2203	2,04	0,14	348	0,155	873	8,14	460,2	910	0,849	0,484
35	1600	1,31	0,141	350	0,145	663	9,63	930,7	998	0,887	0,447
36	1598	2,74	0,143	351	0,150	672	4,67	456,3	681	0,890	0,519
37	1602	1,99	0,104	311	0,123	526	5,03	455,7	818	0,846	0,484
38	1594	1,96	0,178	358	0,157	866	8,41	894,1	775	0,942	0,487
39	1600	1,98	0,138	320	0,146	691	6,64	650,6	754	0,863	0,483
40	1604	2,00	0,145	376	0,147	661	6,29	570,3	799	0,921	0,456
41	1598	2,04	0,136	350	0,109	673	6,28	605,8	761	0,935	0,464
42	1594	1,98	0,146	359	0,182	662	6,36	560,1	801	0,880	0,459
43*	1598	2,09	0,142	345	0,151	675	6,14	588,2	771	0,885	0,481

\* układ w punkcie centralnym planu eksperymentu.



## D.2. Ocena wariancji błędów<sup>1</sup>

Tabela D.2. Wyniki testu jednorodności wariancji Levene'a

Zmienna	Test Levene'a jednorodności wariancji (Pomiary parametrów) Zaznaczone efekty są istotne z $p < ,05000$							
	SS Efekt	df Efekt	MS Efekt	SS Błąd	df Błąd	MS Błąd	F	p
T <sub>ta</sub>	115,1602	42	2,741909	168,2970	86	1,956942	1,401119	0,094384
A	153,2777	42	3,649470	294,7007	86	3,426753	1,064994	0,394748
T <sub>t</sub>	95,3730	42	2,270785	217,2593	86	2,526270	0,898868	0,642726

Tablica D.3. Wyniki testu jednorodności wariancji Browna-Forsythe'a

Zmienna	Test jednorod. wariancji Browna-Forsythe'a (Pomiary parametrów) Zaznaczone efekty są istotne z $p < ,05000$							
	SS Efekt	df Efekt	MS Efekt	SS Błąd	df Błąd	MS Błąd	F	p
T <sub>ta</sub>	105,5267	42	2,512540	336,7000	86	3,915116	0,641754	0,943199
A	152,4888	42	3,630687	545,6800	86	6,345116	0,572202	0,976301
T <sub>t</sub>	82,0620	42	1,953858	534,0000	86	6,209302	0,314666	0,999961

## D.3. Wyniki oceny istotności parametrów modelu wrażliwości

Tabela D.4. Statystycznie istotne (przy  $p = 0,05$ ) współczynniki regresji modelu wrażliwości sprawności cieplnej wyznaczone z uwzględnieniem niepewności pomiarowej

Wejśc.	Oceny efektów ; Zmn.: $\eta_c$ ; R <sup>2</sup> = ,99364; Popr.:99178 (model wrażliwości etac-dane pomiarowe) 5 wielkości dla 2 wart.; Resztowy MS=,0000027 ZZ $\eta_c$									
	Efekt	Błąd std	t(24)	p	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn	Wsp.	Błąd std Wsp.	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn
Średn./Stała	0,474610	0,000293	1619,032	0,000000	0,474005	0,475215	0,474610	0,000293	0,474005	0,475215
(1)n	0,018141	0,000589	30,797	0,000000	0,016926	0,019357	0,009071	0,000295	0,008463	0,009679
(2) $\lambda$	0,025643	0,000583	43,992	0,000000	0,024440	0,026846	0,012822	0,000291	0,012220	0,013423
(3) $p_{ba}$	0,009985	0,000573	17,419	0,000000	0,008802	0,011168	0,004992	0,000287	0,004401	0,005584
(4) $T_{ba}$	-0,013132	0,000542	-24,210	0,000000	-0,014252	-0,012013	-0,006566	0,000271	-0,007126	-0,006006
1 wz.2	0,003748	0,000586	6,395	0,000001	0,002538	0,004957	0,001874	0,000293	0,001269	0,002479
1 wz.3	0,002430	0,000563	4,313	0,000238	0,001267	0,003593	0,001215	0,000282	0,000634	0,001796
2 wz.4	-0,002703	0,000542	-4,983	0,000043	-0,003823	-0,001584	-0,001352	0,000271	-0,001911	-0,000792

Tabela D.5. Statystycznie istotne (przy  $p = 0,05$ ) współczynniki regresji modelu wrażliwości współczynnika napełnienia wyznaczone z uwzględnieniem niepewności pomiarowej

Wejśc.	Oceny efektów ; Zmn.: $\eta_v$ ; R <sup>2</sup> = ,99542; Popr.:99408 (model wrażliwości etav-dane pomiar) 5 wielkości dla 2 wart.; Resztowy MS=,0000076 ZZ $\eta_v$									
	Efekt	Błąd std	t(24)	p	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn	Wsp.	Błąd std Wsp.	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn
Średn./Stała	0,894109	0,000490	1825,685	0,000000	0,893098	0,895120	0,894109	0,000490	0,893098	0,895120
(1)n	-0,023524	0,000985	-23,887	0,000000	-0,025557	-0,021492	-0,011762	0,000492	-0,012778	-0,010746
(3) $p_{ba}$	0,040368	0,000951	42,431	0,000000	0,038405	0,042332	0,020184	0,000476	0,019202	0,021166
(4) $T_{ba}$	0,026033	0,000912	28,540	0,000000	0,024150	0,027915	0,013016	0,000456	0,012075	0,013958
(5) $p_{q1}$	-0,033465	0,000965	-34,690	0,000000	-0,035456	-0,031474	-0,016732	0,000482	-0,017728	-0,015737
1 wz.3	-0,007063	0,000943	-7,487	0,000000	-0,009010	-0,005116	-0,003532	0,000472	-0,004505	-0,002558
1 wz.5	0,007282	0,000976	7,462	0,000000	0,005268	0,009296	0,003641	0,000488	0,002634	0,004648
3 wz.5	-0,007074	0,000920	-7,689	0,000000	-0,008972	-0,005175	-0,003537	0,000460	-0,004486	-0,002587

<sup>1</sup> Tabele D.2–D.12 zostały wygenerowane w programie komputerowym Statistica 8 PL.

Tabela D.6. Statystycznie istotne (przy  $p = 0,05$ ) współczynniki regresji modelu wrażliwości temperatury spalin wyznaczone z uwzględnieniem niepewności pomiarowej

Oceny efektów ; Zmn.: $T_t$ ; $R^2=,99922$ ; Popr.,99899 (model wrażliwości $T_t$ -dane pomiarowe) 5 wielkości dla 2 wart.; Resztowy MS=6,704093 ZZ $T_t$										
Wejśc.	Efekt	Błąd std	t(24)	p	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn	Wsp.	Błąd std Wsp.	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn
Średn./Stała	814,103	0,457999	1777,522	0,000000	813,158	815,048	814,1029	0,457999	813,1577	815,0482
(1)n	52,527	0,920518	57,063	0,000000	50,627	54,427	26,2636	0,460259	25,3136	27,2135
(2) $\lambda$	-140,205	0,911673	-153,789	0,000000	-142,087	-138,324	-70,1026	0,455836	-71,0434	-69,1618
(3) $p_{ba}$	-46,557	0,890380	-52,289	0,000000	-48,395	-44,720	-23,2787	0,445190	-24,1975	-22,3598
(4) $T_{ba}$	29,706	0,855064	34,741	0,000000	27,941	31,471	14,8529	0,427532	13,9705	15,7353
(5) $p_{g1}$	12,982	0,900379	14,419	0,000000	11,124	14,840	6,4911	0,450189	5,5620	7,4202
1 wz.2	-10,773	0,917191	-11,746	0,000000	-12,666	-8,880	-5,3866	0,458595	-6,3331	-4,4401
2 wz.3	7,168	0,888007	8,073	0,000000	5,336	9,001	3,5842	0,444003	2,6678	4,5006

#### D.4. Analiza regresji funkcji modelu silnika

Tabela D.7. Końcowe wyniki analizy regresji funkcji sprawności cieplnej  $\eta_c$  po usunięciu nieistotnych współczynników

Oceny efektów ; Zmn.: $\eta_c$ ; $R^2=,99442$ ; Popr.,9897 (dane do identyfikacji funkcji etac) 4 wielk. , 1 Bloki , 25 ukła; Resztowy MS=,0000046 ZZ $\eta_c$										
Wejśc.	Efekt	Błąd std	t(13)	p	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn	Wsp.	Błąd std Wsp.	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn
Średn./Stała	0,475124	0,001228	386,9180	0,000000	0,472471	0,477776	0,475124	0,001228	0,472471	0,477776
(1)n(L)	0,042758	0,001981	21,5861	0,000000	0,038478	0,047037	0,021379	0,000990	0,019239	0,023518
n(Q)	-0,029894	0,004182	-7,1475	0,000008	-0,038930	-0,020859	-0,014947	0,002091	-0,019465	-0,010429
(2) $\lambda(L)$	0,066429	0,001939	34,2534	0,000000	0,062240	0,070619	0,033215	0,000970	0,031120	0,035310
$\lambda(Q)$	0,013534	0,004035	3,3542	0,005179	0,004817	0,022251	0,006767	0,002017	0,002408	0,011125
(3) $p_{ba}(L)$	0,023608	0,002133	11,0659	0,000000	0,018999	0,028218	0,011804	0,001067	0,009500	0,014109
$p_{ba}(Q)$	0,018201	0,004537	4,0116	0,001479	0,008399	0,028003	0,009101	0,002269	0,004200	0,014002
(4) $T_{ba}(L)$	-0,031497	0,001831	-17,2027	0,000000	-0,035452	-0,027541	-0,015748	0,000915	-0,017726	-0,013771
$T_{ba}(Q)$	-0,009902	0,003061	-3,2347	0,006517	-0,016515	-0,003289	-0,004951	0,001531	-0,008257	-0,001644
1L wz.2L	0,020897	0,006127	3,4106	0,004647	0,007660	0,034135	0,010449	0,003064	0,003830	0,017067
1L wz.3L	0,015090	0,005852	2,5787	0,022914	0,002448	0,027733	0,007545	0,002926	0,001224	0,013866
2L wz.4L	-0,014072	0,005242	-2,6846	0,018735	-0,025397	-0,002748	-0,007036	0,002621	-0,012698	-0,001374

Tabela D.8. Zestawienie wartości czynników oraz wyników doświadczenia czynnikowego przy identyfikacji funkcji modelu sprawności cieplnej  $\eta_c$

Przyp./Układ Stała	Wartości obserw., aproksym. i resztkowe (dane do identyfikacji funkcji etac) 4 wielk. , 1 Bloki , 25 ukła; Resztkowy MS=,0000046 ZZ $\eta_c$						
	n	$\lambda$	$p_{ba}$	$T_{ba}$	Zmierzon	Aproksym	Reszty
1	1349	1,69	0,123	341	0,453000	0,453430	-0,000430
2	1347	1,76	0,119	355	0,450000	0,449991	0,000009
3	1353	1,67	0,161	344	0,461000	0,461026	-0,000026
4	1349	1,70	0,156	369	0,450000	0,447311	0,002689
5	1349	2,29	0,124	336	0,482000	0,482304	-0,000304
6	1351	2,28	0,124	362	0,466000	0,466081	-0,000081
7	1351	2,31	0,159	342	0,486000	0,488645	-0,002645
8	1350	2,26	0,162	372	0,468000	0,466663	0,001337
9	1856	1,75	0,118	331	0,469000	0,469819	-0,000819
10	1843	1,70	0,119	365	0,455000	0,453627	0,001373
11	1850	1,65	0,153	334	0,478000	0,475278	0,002722
12	1851	1,75	0,159	366	0,470000	0,469583	0,000417
13	1843	2,32	0,123	336	0,502000	0,502963	-0,000963
14	1854	2,35	0,128	363	0,490000	0,489047	0,000953
15	1850	2,26	0,152	327	0,514000	0,512795	0,001205
16	1844	2,31	0,158	364	0,497000	0,497918	-0,000918
17	998	1,95	0,142	353	0,436000	0,435698	0,000302
18	2203	2,04	0,140	348	0,484000	0,485087	-0,001087
19	1600	1,31	0,141	350	0,447000	0,449259	-0,002259
20	1598	2,74	0,143	351	0,519000	0,517847	0,001153
21	1602	1,99	0,104	311	0,484000	0,483421	0,000579
22	1594	1,96	0,178	358	0,487000	0,487950	-0,000950
23	1600	1,98	0,138	320	0,483000	0,484209	-0,001209
24	1604	2,00	0,145	376	0,456000	0,459522	-0,003522
25	1598	2,02	0,140	345	0,481000	0,478526	0,002474

Tabela D.9. Końcowe wyniki analizy regresji funkcji współczynnika napełnienia  $\eta_v$  po usunięciu nieistotnych współczynników

Wejśc.	Oceny efektów ; Zmn.: $\eta_v$ ; R <sup>2</sup> = ,99347;Popr.,98881 (dane do identyfikacji funkcji etav) 4 wielk. , 1 Bloki , 25 ukła; Resztkowy MS=,0000133 ZZ $\eta_v$									
	Efekt	Błąd std	t(14)	p	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn	Wsp.	Błąd std Wsp.	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn
Średn./Stała	0,888854	0,001737	511,8347	0,000000	0,885129	0,892578	0,888854	0,001737	0,885129	0,892578
(1)n(L)	-0,043466	0,003381	-12,8566	0,000000	-0,050718	-0,036215	-0,021733	0,001690	-0,025359	-0,018108
n(Q)	-0,038889	0,006571	-5,9186	0,000037	-0,052981	-0,024796	-0,019444	0,003285	-0,026491	-0,012398
(2) $p_{ba}$ (L)	0,088414	0,003768	23,4621	0,000000	0,080332	0,096496	0,044207	0,001884	0,040166	0,048248
$p_{ba}$ (Q)	0,035861	0,008643	4,1491	0,000983	0,017323	0,054398	0,017930	0,004321	0,008662	0,027199
(3) $T_{ba}$ (L)	0,055510	0,003094	17,9382	0,000000	0,048873	0,062147	0,027755	0,001547	0,024436	0,031073
(4) $p_{g1}$ (L)	-0,073448	0,003729	-19,6969	0,000000	-0,081446	-0,065450	-0,036724	0,001864	-0,040723	-0,032725
$p_{g1}$ (Q)	0,032692	0,007867	4,1555	0,000971	0,015819	0,049566	0,016346	0,003934	0,007909	0,024783
1L wz.2L	-0,028596	0,010074	-2,8387	0,013140	-0,050201	-0,006990	-0,014298	0,005037	-0,025101	-0,003495
1L wz.4L	0,040327	0,010472	3,8509	0,001764	0,017867	0,062788	0,020164	0,005236	0,008933	0,031394
2L wz.4L	-0,048785	0,010037	-4,8603	0,000252	-0,070312	-0,027257	-0,024392	0,005019	-0,035156	-0,013628

Tabela D.10. Zestawienie wartości czynników oraz wyników doświadczenia czynnikowego przy identyfikacji funkcji modelu współczynnika napełnienia  $\eta_v$

Przyp./ Układ Stała	Wartości obserw., aproksym. i resztkowe (dane do identyfikacji funkcji etav) 4 wielk. , 1 Bloki , 25 ukła; Resztowy MS=,0000133 ZZ $\eta_v$						
	n	$p_{ba}$	$T_{ba}$	$p_{g1}$	Zmierzon	Aproksym	Reszty
1	1349	0,123	341	0,136	0,885000	0,882305	0,002695
2	1350	0,122	337	0,165	0,855000	0,853056	0,001944
3	1347	0,119	355	0,133	0,895000	0,894486	0,000514
4	1350	0,126	363	0,168	0,879000	0,878045	0,000955
5	1353	0,161	344	0,130	0,956000	0,953197	0,002803
6	1351	0,160	341	0,173	0,890000	0,888214	0,001786
7	1349	0,156	369	0,128	0,974000	0,970213	0,003787
8	1346	0,152	358	0,171	0,900000	0,895565	0,004435
9	1856	0,118	331	0,131	0,853000	0,853601	-0,000601
10	1848	0,122	337	0,158	0,844000	0,848090	-0,004090
11	1843	0,119	365	0,128	0,889000	0,889121	-0,000121
12	1848	0,124	370	0,161	0,877000	0,878714	-0,001714
13	1850	0,153	334	0,132	0,892000	0,895567	-0,003567
14	1844	0,157	337	0,164	0,872000	0,872719	-0,000719
15	1851	0,159	366	0,137	0,929000	0,928051	0,000949
16	1848	0,156	363	0,167	0,893000	0,893504	-0,000504
17	998	0,142	353	0,146	0,896000	0,902814	-0,006814
18	2203	0,140	348	0,155	0,849000	0,843720	0,005280
19	1602	0,104	311	0,123	0,846000	0,844853	0,001147
20	1594	0,178	358	0,157	0,942000	0,944768	-0,002768
21	1600	0,138	320	0,146	0,863000	0,862647	0,000353
22	1604	0,145	376	0,147	0,921000	0,921621	-0,000621
23	1598	0,136	350	0,109	0,935000	0,937064	-0,002064
24	1594	0,146	359	0,182	0,880000	0,882446	-0,002446
25	1598	0,142	345	0,151	0,885000	0,885618	-0,000618

Tabela D.11. Końcowe wyniki analizy regresji funkcji temperatury spalin  $T_t$  po usunięciu nieistotnych współczynników

Wejśc.	Oceny efektów ; Zmn.: $T_t$ ; $R^2=,99698$ ; Popr.,99517 (dane do identyfikacji modelu $T_t$ ) 4 wielk. , 1 Bloki , 25 ukła; Resztowy MS=33,02374 ZZ $T_t$									
	Efekt	Błąd std	t(15)	p	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn	Wsp.	Błąd std Wsp.	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn
Średn./Stała	782,201	2,64438	295,7973	0,000000	776,565	787,838	782,201	2,644382	776,565	787,838
(1)n(L)	116,435	5,27625	22,0677	0,000000	105,189	127,681	58,217	2,638125	52,594	63,840
n(Q)	174,279	10,31534	16,8951	0,000000	152,292	196,265	87,139	5,157669	76,146	98,133
(2) $\lambda$ (L)	-331,172	5,29537	-62,5399	0,000000	-342,459	-319,885	-165,586	2,647685	-171,229	-159,943
$\lambda$ (Q)	126,538	9,83209	12,8699	0,000000	105,581	147,494	63,269	4,916046	52,791	73,747
(3) $p_{ba}$ (L)	-82,928	5,55940	-14,9166	0,000000	-94,777	-71,078	-41,464	2,779700	-47,389	-35,539
$p_{ba}$ (Q)	53,248	12,03814	4,4232	0,000493	27,589	78,906	26,624	6,019070	13,794	39,453
(4) $T_{ba}$ (L)	62,011	5,12594	12,0974	0,000000	51,085	72,936	31,005	2,562969	25,542	36,468
1L wz.2L	-66,433	16,92917	-3,9242	0,001353	-102,516	-30,349	-33,216	8,464583	-51,258	-15,175
2L wz.3L	49,418	16,11031	3,0675	0,007819	15,080	83,757	24,709	8,055156	7,540	41,878

Tabela D.12. Zestawienie wartości czynników oraz wyników doświadczenia czynnikowego przy identyfikacji funkcji modelu temperatury spalin  $T_t$

Przyp./ Układ Stała	Wartości obserw., aproksym. i resztowe (dane do identyfikacji modelu $T_t$ ) 4 wielk. , 1 Bloki , 25 ukła; Resztowy MS=33,02374 ZZ $T_t$						
	n	$\lambda$	$\rho_{ba}$	$T_{ba}$	Zmierzon	Aproksym	Reszty
1	1349	1,69	0,123	341	868,0000	870,462	-2,46231
2	1347	1,76	0,119	355	873,0000	871,276	1,72407
3	1351	1,69	0,160	341	825,0000	823,834	1,16558
4	1346	1,73	0,152	358	844,0000	836,396	7,60393
5	1349	2,29	0,124	336	717,0000	723,394	-6,39395
6	1351	2,28	0,124	362	750,0000	751,745	-1,74515
7	1352	2,23	0,157	335	708,0000	705,095	2,90529
8	1354	2,27	0,158	366	731,0000	731,335	-0,33477
9	1856	1,75	0,118	331	910,0000	911,249	-1,24892
10	1843	1,70	0,119	365	963,0000	958,593	4,40720
11	1844	1,69	0,157	337	884,0000	881,109	2,89079
12	1848	1,70	0,156	363	916,0000	906,496	9,50402
13	1843	2,32	0,123	336	757,0000	754,609	2,39079
14	1854	2,35	0,128	363	772,0000	773,021	-1,02087
15	1846	2,25	0,158	345	755,0000	750,323	4,67702
16	1848	2,29	0,162	372	770,0000	771,339	-1,33888
17	998	1,95	0,142	353	824,0000	822,287	1,71343
18	2203	2,04	0,140	348	910,0000	915,492	-5,49246
19	1600	1,31	0,141	350	998,0000	1005,267	-7,26691
20	1598	2,74	0,143	351	681,0000	677,816	3,18402
21	1602	1,99	0,104	321	818,0000	814,005	3,99515
22	1594	1,96	0,178	358	775,0000	782,842	-7,84155
23	1600	1,98	0,138	320	754,0000	758,154	-4,15364
24	1604	2,00	0,145	376	799,0000	804,698	-5,69751
25	1598	2,02	0,140	345	771,0000	772,164	-1,16437

## Załącznik E. Estymacja parametrów funkcji regresji dla wirników sprężarek<sup>2</sup>

### E.1. Analiza parametrów funkcji regresji dla wirnika sprężarki 309K

Tabela E.1. Wyniki analizy parametrów funkcji sprawności sprężania  $\eta_s$

Oceny efektów ; Zmn.:Sprawn.; R <sup>2</sup> = ,88347;Popr.,87477 (wirnik 309K) 2 wielk. , 1 Bloki , 73 ukła; Resztowy MS=,0004363 ZZ Sprawn.										
Wejśc.	Efekt	Błąd std	t(67)	p	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn	Wsp.	Błąd std Wsp.	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn
Średn./Stała	0,71235	0,004569	155,9232	0,000000	0,70323	0,721472	0,712353	0,004569	0,703234	0,721472
(1)n (L)	0,09016	0,014834	6,0778	0,000000	0,06055	0,119766	0,045079	0,007417	0,030274	0,059883
n (Q)	-0,38719	0,032480	-11,9207	0,000000	-0,45202	-0,322359	-0,193595	0,016240	-0,226011	-0,161180
(2)m (L)	-0,12229	0,017099	-7,1517	0,000000	-0,15642	-0,088160	-0,061145	0,008550	-0,078211	-0,044080
m (Q)	-1,07001	0,049862	-21,4595	0,000000	-1,16953	-0,970482	-0,535003	0,024931	-0,584765	-0,485241
1L wz.2L	1,14930	0,069325	16,5783	0,000000	1,01092	1,287671	0,574648	0,034663	0,505461	0,643835

Tabela E.2. Wyniki analizy parametrów funkcji sprężu  $\pi_s$

Oceny efektów ; Zmn.:Spręż; R <sup>2</sup> = ,96021;Popr.,95724 (wirnik 309K) 2 wielk. , 1 Bloki , 73 ukła; Resztowy MS=,005914 ZZ Spręż										
Wejśc.	Efekt	Błąd std	t(67)	p	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn	Wsp.	Błąd std Wsp.	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn
Średn./Stała	1,714231	0,016821	101,9126	0,000000	1,68066	1,747805	1,714231	0,016821	1,680657	1,747805
(1)n (L)	1,647249	0,054615	30,1613	0,000000	1,53824	1,756260	0,823625	0,027307	0,769119	0,878130
n (Q)	0,211474	0,119585	1,7684	0,081547	-0,02722	0,450167	0,105737	0,059793	-0,013610	0,225084
(2)m (L)	-0,561261	0,062956	-8,9151	0,000000	-0,68692	-0,435599	-0,280630	0,031478	-0,343461	-0,217800
m (Q)	-0,967731	0,183579	-5,2715	0,000002	-1,33416	-0,601306	-0,483866	0,091790	-0,667078	-0,300653
1L wz.2L	0,715310	0,255241	2,8025	0,006625	0,20585	1,224773	0,357655	0,127620	0,102924	0,612386

Tabela E.3. Wyniki analizy parametrów funkcji sprężu  $\pi_s$  po usunięciu nieistotnych współczynników

Oceny efektów ; Zmn.:Spręż; R <sup>2</sup> = ,95835;Popr.,9559 (wirnik 309K) 2 wielk. , 1 Bloki , 73 ukła; Resztowy MS=,006099 ZZ Spręż										
Wejśc.	Efekt	Błąd std	t(68)	p	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn	Wsp.	Błąd std Wsp.	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn
Średn./Stała	1,73315	0,013180	131,5025	0,000000	1,70685	1,759453	1,733153	0,013180	1,706854	1,759453
(1)n (L)	1,64090	0,055342	29,6500	0,000000	1,53047	1,751336	0,820451	0,027671	0,765234	0,875668
(2)m (L)	-0,56641	0,063865	-8,8689	0,000000	-0,69386	-0,438974	-0,283207	0,031933	-0,346928	-0,219487
m (Q)	-1,18410	0,138987	-8,5195	0,000000	-1,46144	-0,906753	-0,592049	0,069493	-0,730721	-0,453377
1L wz.2L	1,10549	0,130311	8,4835	0,000000	0,84546	1,365519	0,552744	0,065156	0,422728	0,682760

Tabela E.4. Wyniki analizy parametrów funkcji granicy pompowania  $\pi_{s,pom}$

Oceny efektów ; Zmn.:Spręż; R <sup>2</sup> = ,97222;Popr.,94444 (wirnik-309K) 1 wielk. , 1 Bloki , 5 ukła; Resztowy MS=,0166065 ZZ Spręż										
Wejśc.	Efekt	Błąd std	t(2)	p	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn	Wsp.	Błąd std Wsp.	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn
Średn./Stała	1,933216	0,098901	19,54699	0,002607	1,50768	2,358752	1,933216	0,098901	1,507679	2,358752
(1)m (L)	1,306310	0,156160	8,36518	0,013991	0,63441	1,978214	0,653155	0,078080	0,317203	0,989107
m (Q)	-0,006856	0,293722	-0,02334	0,983496	-1,27064	1,256929	-0,003428	0,146861	-0,635321	0,628464

<sup>2</sup> Tabele E.1–E.9 zostały wygenerowane w programie komputerowym Statistica 8 PL.

Tabela E.5. Wyniki analizy parametrów funkcji granicy pompowania  $\pi_{pom}$  po usunięciu nieistotnych współczynników

Oceny efektów ; Zmn.:Spręż; R <sup>2</sup> = ,97221;Popr.:96295 (wirnik-309K) 1 wielk. , 1 Bloki , 5 ukła; Resztowy MS=,011074 ZZ Spręż										
Wejśc.	Efekt	Błąd std	t(3)	p	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn	Wsp.	Błąd std Wsp.	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn
Średn./Stała	1,931341	0,047135	40,97442	0,000032	1,781335	2,081346	1,931341	0,047135	1,781335	2,081346
(1)m (L)	1,306355	0,127512	10,24494	0,001983	0,900554	1,712156	0,653177	0,063756	0,450277	0,856078

## E.2. Analiza parametrów funkcji regresji dla wirnika sprężarki 60

Tabela E.6. Wyniki analizy parametrów funkcji sprężu  $\pi_s$

Oceny efektów ; Zmn.:Spręż; R <sup>2</sup> = ,99429;Popr.:99372 (wirnik 60) 2 wielk. , 1 Bloki , 56 ukła; Resztowy MS=,0009536 ZZ Spręż										
Wejśc.	Efekt	Błąd std	t(50)	p	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn	Wsp.	Błąd std Wsp.	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn
Średn./Stała	1,711108	0,007852	217,9063	0,000000	1,69534	1,726880	1,711108	0,007852	1,695335	1,726880
(1)n (L)	1,392849	0,020948	66,4914	0,000000	1,35077	1,434924	0,696424	0,010474	0,675387	0,717462
n (Q)	0,125477	0,029581	4,2418	0,000096	0,06606	0,184892	0,062739	0,014790	0,033031	0,092446
(2)m (L)	-0,745644	0,029774	-25,0439	0,000000	-0,80545	-0,685842	-0,372822	0,014887	-0,402723	-0,342921
m (Q)	-0,891741	0,069908	-12,7560	0,000000	-1,03215	-0,751328	-0,445871	0,034954	-0,516077	-0,375664
1L wz.2L	0,585572	0,072333	8,0955	0,000000	0,44029	0,730857	0,292786	0,036167	0,220143	0,365428

Tabela E.7. Wyniki analizy parametrów funkcji sprawności sprężania  $\eta_s$

Oceny efektów ; Zmn.:Sprawn.; R <sup>2</sup> = ,87342;Popr.:86076 (wirnik 60) 2 wielk. , 1 Bloki , 56 ukła; Resztowy MS=,000244 ZZ Sprawn.										
Wejśc.	Efekt	Błąd std	t(50)	p	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn	Wsp.	Błąd std Wsp.	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn
Średn./Stała	0,745792	0,003972	187,7610	0,000000	0,737814	0,753770	0,745792	0,003972	0,737814	0,753770
(1)n (L)	0,060212	0,010596	5,6825	0,000001	0,038929	0,081495	0,030106	0,005298	0,019465	0,040747
n (Q)	-0,150137	0,014963	-10,0339	0,000000	-0,180191	-0,120083	-0,075069	0,007481	-0,090096	-0,060042
(2)m (L)	-0,060524	0,015060	-4,0188	0,000197	-0,090774	-0,030275	-0,030262	0,007530	-0,045387	-0,015137
m (Q)	-0,603202	0,035361	-17,0582	0,000000	-0,674227	-0,532177	-0,301601	0,017681	-0,337114	-0,266088
1L wz.2L	0,536590	0,036588	14,6657	0,000000	0,463101	0,610080	0,268295	0,018294	0,231550	0,305040

Tabela E.8. Wyniki analizy parametrów funkcji granicy pompowania  $\pi_{pom}$

Oceny efektów ; Zmn.:Spręż; R <sup>2</sup> = ,99908;Popr.:99723 (wirnik-60) 1 wielk. , 1 Bloki , 4 ukła; Resztowy MS=,0006573 ZZ Spręż										
Wejśc.	Efekt	Błąd std	t(1)	p	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn	Wsp.	Błąd std Wsp.	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn
Średn./Stała	1,892831	0,020831	90,86461	0,007006	1,628144	2,157518	1,892831	0,020831	1,628144	2,157518
(1)m (L)	1,130348	0,034436	32,82467	0,019389	0,692798	1,567897	0,565174	0,017218	0,346399	0,783949
m (Q)	-0,010535	0,057926	-0,18188	0,885464	-0,746551	0,725480	-0,005268	0,028963	-0,373276	0,362740

Tabela E.9. Wyniki analizy parametrów funkcji granicy pompowania  $\pi_{pom}$  po usunięciu nieistotnych współczynników

Oceny efektów ; Zmn.:Spręż; R <sup>2</sup> = ,99904;Popr.:99857 (wirnik-60) 1 wielk. , 1 Bloki , 4 ukła; Resztowy MS=,0003395 ZZ Spręż										
Wejśc.	Efekt	Błąd std	t(2)	p	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn	Wsp.	Błąd std Wsp.	-95,% Gran.ufn	+95,% Gran.ufn
Średn./Stała	1,889855	0,009265	203,9879	0,000024	1,849993	1,929717	1,889855	0,009265	1,849993	1,929717
(1)m (L)	1,129991	0,024709	45,7315	0,000478	1,023676	1,236307	0,564996	0,012355	0,511838	0,618153

## Załącznik F. Opis równań wykorzystanych w modelu

### F.1. Parametry sprężarki

Przy znanym zużyciu powietrza przez silnik  $A$ , wyrażonym w  $\text{kg/h}$ , strumień masy powietrza sprężarki:

$$\dot{m}_s = \frac{A}{3600} \quad (\text{kg/s}) \quad (\text{F.1})$$

W przypadku obliczeń dotyczących trybu pracy z dwiema turbosprężarkami strumień masy powietrza  $\dot{m}_{s(\text{I})}$  z dużej sprężarki oraz  $\dot{m}_{s(\text{II})}$  z małej sprężarki jest określany z uwzględnieniem wartości współczynnika udziału strumienia masy powietrza z dużej sprężarki  $W_p$ :

$$\dot{m}_{s(\text{I})} = \frac{A \cdot W_p}{3600} \quad (\text{kg/s}) \quad (\text{F.2})$$

$$\dot{m}_{s(\text{II})} = \frac{A \cdot (W_p - 1)}{3600} \quad (\text{kg/s}) \quad (\text{F.3})$$

Dla znanego strumienia masy powietrza ze sprężarki  $\dot{m}_s$  ciśnienie powietrza przed wirnikiem sprężarki obliczane jest z zależności:

$$p_1^* = p_a - C \cdot (\dot{m}_s / \dot{m}_{s,\text{zn}})^2 \quad (\text{MPa}) \quad (\text{F.4})$$

Według Vanšejdta [72] wartość współczynnika  $C$ , który określa straty ciśnienia na odcinku do sprężarki, dla orientacyjnie przyjętego strumienia masy powietrza ze sprężarki  $\dot{m}_{s,\text{zn}}$  w warunkach znamionowych można przyjąć w zakresie  $0,003 \div 0,005$  MPa; przyjęto  $\dot{m}_{s,\text{zn}} = 0,31$   $\text{kg/s}$ ,  $C = 0,004$  MPa.

Jako temperaturę całkowitą powietrza przed sprężarką  $T_1^*$  przyjmuje się temperaturę równą temperaturze otoczenia  $T_a$ .

Z zależności (7.5) dla wstępnie przyjętej wartości liczby Laval'a  $A_1$  wyznaczana jest wartość funkcji gazodynamicznej  $\varepsilon(A_1)$ . Gęstość powietrza  $\rho_1$  przed sprężarką obliczana jest z zależności:

$$\rho_1 = \frac{p_1^* \cdot 10^6 \cdot \varepsilon(A_1)}{R \cdot T_1^*} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (\text{F.5})$$

gdzie: współczynnik przeliczeniowy  $10^6$  wymagany jest w przypadku ciśnienia  $p_1^*$  wyrażonego w MPa.

Dla znanej średnicy zewnętrznej  $D_{S1}$  i średnicy osadzenia łopatek  $D_{S0}$  na wlocie wirnika sprężarki prędkość strumienia powietrza w przekroju wlotowym:

$$c_1 = \frac{4 \cdot \dot{m}_s}{\pi \cdot \rho_1 \cdot (D_{S1}^2 - D_{S0}^2)} \quad (\text{m/s}) \quad (\text{F.6})$$

Krytyczna prędkość powietrza  $a_{kr}$  w przekroju wlotowym wirnika sprężarki obliczana jest z zależności:



$$a_{kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} \cdot R \cdot T_1^*} \quad (\text{m / s}) \quad (\text{F.7})$$

Skorygowana wartość liczby Laval'a  $\Lambda_1$  obliczana jest ze wzoru:

$$\Lambda_1 = \frac{c_1}{a_{kr}} \quad (\text{F.8})$$

Zredukowana do temperatury odniesienia dla charakterystyk sprężarek  $T_{ra} = 288 \text{ K}$  prędkość obrotowa turbosprężarki:

$$n_{rt} = n_t \cdot \sqrt{\frac{T_{ra}}{T_1^*}} \quad (\text{obr / min}) \quad (\text{F.9})$$

Zredukowany do temperatury  $T_{ra} = 288 \text{ K}$  i ciśnienia odniesienia  $p_{ra} = 0,1 \text{ MPa}$  strumień masy powietrza ze sprężarki  $\dot{m}_{rs}$  określany jest z zależności:

$$\dot{m}_{rs} = \dot{m}_s \cdot \frac{p_{ra}}{p_1^*} \cdot \sqrt{\frac{T_1^*}{T_{ra}}} \quad (\text{kg / s}) \quad (\text{F.10})$$

Z wielomianów aproksymujących funkcje (7.25) i (7.26) wyznaczane są wartości sprawności izentropowej  $\eta_s^*$  oraz sprężu  $\pi_s^*$  sprężarki. Z zależności (7.28) obliczany jest strumień masy powietrza odpowiadający granicy pompowania sprężarki  $\dot{m}_{pom}$ . Przy obliczonym strumieniu masy powietrza  $\dot{m}_{rs}$  współczynnik odległości od linii pompowania dla sprężarki:

$$K_{pom} = \frac{(\dot{m}_{rs} - \dot{m}_{pom})}{\dot{m}_{rs}} \cdot 100\% \quad (\text{F.11})$$

Praca izentropowego sprężania 1 kg powietrza w sprężarce:

$$H_s = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot T_1^* \cdot R \cdot \left( \pi_s^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (\text{J / kg}) \quad (\text{F.12})$$

Moc potrzebną do napędu sprężarki określa zależność:

$$N_s = \dot{m}_s \cdot H_s / \eta_s^* \quad (\text{W}) \quad (\text{F.13})$$

## F.2. Parametry zasilania powietrzem i paliwem

Dla silnika o liczbie cylindrów  $i = 6$ , pracującego przy zadanych wartościach prędkości obrotowej  $n$ , wyrażonej w obr/min, oraz dawce paliwa  $q_o$ , w mg/cykl, bezwzględne zużycie paliwa  $B$  obliczane jest z zależności:

$$B = \frac{q_o \cdot i \cdot n}{120 \cdot 10^3} \quad (\text{g / s}) \quad (\text{F.14})$$

Dla obliczonego zużycia paliwa  $B$  oraz dla założonej wartości współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  zużycie powietrza przez silnik:

$$A = 3,6 \cdot B \cdot \lambda \cdot L_t \quad (\text{kg / h}) \quad (\text{F.15})$$

W obliczeniach prowadzonych przy zadanej wartości  $\lambda$  dla wstępnie określonej wartości  $A$  z zależności (F.15) wyznaczane jest bezwzględne zużycie paliwa  $B$ .

Dla znanego sprężu  $\pi_s^*$  ciśnienie  $p_2 = p_b$  za sprężarką obliczane jest z zależności:

$$p_b = \pi_s^* \cdot p_d^* \quad (\text{MPa}) \quad (\text{F.16})$$

Ciśnienie doładowania:

$$p_{ba} = p_b - D \cdot (\dot{m}_s / \dot{m}_{s,zn})^2 \quad (\text{MPa}) \quad (\text{F.17})$$

Według Vanšejdta [72] wartość współczynnika  $D$ , który określa straty ciśnienia na odcinku od sprężarki do zaworu dolotowego, można przyjąć w zakresie  $0,001 \div 0,004$  MPa; przyjęto  $D = 0,001$  MPa.

Wykładnik politropy sprężania w sprężarce, przy zadanej wartości wykładnika izentropy powietrza  $\kappa$ , obliczany jest z zależności:

$$n_s = \frac{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \eta_s^*}{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \eta_s^* - 1} \quad (\text{F.18})$$

Temperaturę powietrza za sprężarką  $T_2 = T_b$  określa zależność:

$$T_b = T_1^* \cdot \pi_s^* \frac{n_s - 1}{n_s} \quad (\text{K}) \quad (\text{F.19})$$

Temperatura świeżego ładunku przed zaworem dolotowym, z uwzględnieniem przyrostu temperatury powietrza  $\Delta T$  na odcinku od sprężarki do zaworu dolotowego:

$$T_{ba} = T_b + \Delta T \quad (\text{K}) \quad (\text{F.20})$$

Przyrost temperatury powietrza  $\Delta T$  w wyniku podgrzania od ścianek przewodu dolotowego można przyjąć w zakresie  $3 \div 8$  K [216]; przyjęto  $\Delta T = 4$  K.

Przy obliczonych wartościach ciśnienia  $p_{ba}$  i temperatury doładowania  $T_{ba}$  gęstość powietrza doładowanego określa zależność:

$$\rho_{ba} = \frac{p_{ba} \cdot 10^6}{R \cdot T_{ba}} \quad (\text{kg/m}^3) \quad (\text{F.21})$$

Z zależności (7.3) dla wstępnie przyjętej wartości liczby Laval'a  $A_t$  wyznaczana jest wartość funkcji gazodynamicznej  $\pi(A_t)$ . Średnie ciśnienie spalin w kolektorze wylotowym obliczane jest z zależności:

$$p_{g1} = p_t^* \cdot \pi(A_t) \quad (\text{MPa}) \quad (\text{F.22})$$

Dla znanych wartości  $p_{ba}$ ,  $T_{ba}$  oraz ciśnienia spalin  $p_{g1}$  z zależności (7.23) obliczany jest współczynnik napełnienia  $\eta_v$ . Dla wyznaczonej wartości  $\eta_v$  skorygowane zużycie powietrza przez silnik o znanej objętości skokowej  $V_{ss}$ , wyrażonej w  $\text{m}^3$ , przy zadanej prędkości obrotowej  $n$ , w obr/min:

$$A = 30 \cdot V_{ss} \cdot n \cdot \eta_v \cdot \rho_{ba} \text{ (kg / h)} \quad (\text{F.23})$$

Skorygowana wartość współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  obliczana jest ze wzoru:

$$\lambda = \frac{A}{3,6 \cdot B \cdot L_t} \quad (\text{F.24})$$

### F.3. Parametry wydechu i zasilania turbiny

Masowe natężenie przepływu spalin przez turbinę  $\dot{m}_t$  dla skorygowanych wartości współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  oraz wydatku  $A$  powietrza, w kg/h:

$$\dot{m}_t = \frac{A \cdot (\lambda \cdot L_t + 1)}{3600 \cdot \lambda \cdot L_t} \text{ (kg / s)} \quad (\text{F.25})$$

Przyjęto stałą stechiometryczną dla paliwa  $L_t = 14,6$ .

W przypadku obliczeń dla turbosprężarek w układzie równoległym dla wstępnie przyjętej wartości współczynnika  $W_t$  udziału strumienia masy spalin przepływających przez dużą turbinę obliczany jest strumień masy spalin  $\dot{m}_{t(I)}$  przepływający przez dużą turbinę oraz strumień  $\dot{m}_{t(II)}$  przepływający przez małą turbinę:

$$\dot{m}_{t(I)} = \dot{m}_t \cdot W_t \text{ (kg/s)} \quad (\text{F.26})$$

$$\dot{m}_{t(II)} = \dot{m}_t \cdot (W_t - 1) \text{ (kg/s)} \quad (\text{F.27})$$

Ciśnienie spalin w przekroju wylotowym turbiny obliczane jest z zależności:

$$p_4^* = p_a + E \cdot (\dot{m}_s / \dot{m}_{s,zn})^2 \text{ (MPa)} \quad (\text{F.28})$$

Według Vanšejdta [72] współczynnik poprawkowy  $E$ , który uwzględnia opory przepływu spalin w układzie wylotowym za turbiną, można przyjąć w zakresie 0,003–0,005; przyjęto  $E = 0,004$  MPa.

Na podstawie obliczonych wartości ciśnienia i temperatury doładowania oraz współczynnika nadmiaru powietrza z zależności (7.24) obliczana jest temperatura spalin w przekroju wlotowym turbiny  $T_t^*$ .

Wstępnie przyjmowana jest wartość ciśnienia spalin w przekroju wlotowym  $p_t^*$  (wyrażonego w MPa), korygowana w kolejnych krokach iteracyjnych. Dla wstępnie przyjętej wartości  $p_t^*$  stopień rozprężania w turbinie:

$$\pi_t^* = p_t^* / p_4^* \quad (\text{F.29})$$

Wartość funkcji gazodynamicznej  $\varepsilon(A_t)$  dla danej wartości liczby Laval'a  $A_t$  wyznaczana jest ze wzoru (7.5). Przy wyznaczonych wartościach  $T_t^*$  i  $p_t^*$  gęstość spalin w kolektorze wylotowym:

$$\rho_t = \frac{p_t^* \cdot 10^6 \cdot \varepsilon(A_t)}{R_g \cdot T_t^*} \quad (\text{kg/m}^3) \quad (\text{F.30})$$

Przy zadanym polu powierzchni  $F_w$ , wyrażonym w  $\text{m}^2$ , prędkość strumienia masy spalin w przekroju wlotowym turbiny:

$$c_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho_g \cdot F_w} \quad (\text{m/s}) \quad (\text{F.31})$$

Krytyczna prędkość spalin  $a_{kr,t}$  na wlocie na wirnik turbiny obliczana jest z zależności:

$$a_{kr,t} = \sqrt{\frac{2\kappa_g}{\kappa_g + 1} \cdot R_g \cdot T_t^*} \quad (\text{m/s}) \quad (\text{F.32})$$

Skorygowana wartość liczby Laval'a:

$$A_t = \frac{c_t}{a_{kr,t}} \quad (\text{F.33})$$

Dla prędkości obrotowej turbosprężarki  $n_t$ , wyrażonej w obr / min, prędkość obwodowa wirnika turbiny o średnicy zewnętrznej  $D_T$  (wyrażonej w m) obliczana jest ze wzoru:

$$u_t = \pi \cdot D_T \cdot n_t / 60 \quad (\text{m/s}) \quad (\text{F.34})$$

Dla wyznaczonych wartości stopnia rozprężania  $\pi_t^*$  oraz kryterialnej prędkości obwodowej wirnika turbiny  $u_{t,kr} = u_t / \sqrt{T_t^*}$  z zależności (7.32) obliczana jest wartość parametru przepływu  $F_p = \dot{m}_t \cdot \sqrt{T_t^*} / p_t^*$ .

Dla każdego punktu pracy silnika ze wzoru (7.43) wyznaczany jest współczynnik  $k_f$  uwzględniający chwilowy wzrost przepustowości turbiny przy pulsacyjnym przepływie spalin. Skorygowana wartość ciśnienia spalin  $p_t^*$  w przekroju wlotowym turbiny, z uwzględnieniem współczynnika pulsacyjności  $k_f$ , obliczana jest z zależności:

$$p_t^* = \frac{\dot{m}_t \cdot \sqrt{T_t^*}}{k_f \cdot F_p} \quad (\text{MPa}) \quad (\text{F.35})$$

Na podstawie ciśnienia  $p_t^*$  wyznaczonego ze wzoru (F.35) korygowana jest wartość stopnia rozprężania  $\pi_t^*$  w turbinie. Dla skorygowanej wartości  $\pi_t^*$  izentropowa praca rozprężania 1 kg spalin w turbinie:

$$H_t = \frac{\kappa_g}{\kappa_g - 1} R_g \cdot T_t^* \cdot \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_t^*} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right] \quad (\text{J/kg}) \quad (\text{F.36})$$

Prędkość przepływu spalin odpowiadająca izentropowemu rozprężaniu w turbinie określa wzór:

$$c_o = \sqrt{2 \cdot H_t} \quad (\text{m/s}) \quad (\text{F.37})$$

Z zależności (7.36–7.39) dla wyznaczonej wartości parametru charakterystycznego  $u_t/c_o$  obliczana jest sprawność turbiny  $\eta_{to}$ . Przy uwzględnieniu współczynnika pulsacyjności  $k_N$ , określającego przyrost mocy turbiny w pulsacyjnym strumieniu spalin, moc turbiny:

$$N_t = \dot{m}_t \cdot H_t \cdot \eta_{to} \cdot k_N \quad (\text{W}) \quad (\text{F.38})$$

Dla obliczonych wartości  $\pi_s^*$  i  $\pi_t^*$  współczynnik pulsacyjności  $k_N$  wyznaczany jest ze wzoru (7.41).

#### F.4. Wskaźniki pracy silnika

Średnie ciśnienie użyteczne silnika doładowanego określa zależność:

$$p_e = p_i - p_{m.d} \quad (\text{MPa}) \quad (\text{F.39})$$

Średnie ciśnienie strat mechanicznych dla silnika doładowanego  $p_{m.d}$  wyznaczone jest z zależności (7.13). Natomiast średnie ciśnienie indykowane  $p_i$ , odniesione do górnej pętli wykresu indykatorowego, określa wyrażenie:

$$p_i = \frac{W_d \cdot \eta_c \cdot q_o}{V_s \cdot 10^6} \quad (\text{MPa}) \quad (\text{F.40})$$

gdzie:  $\eta_c$  – sprawność cieplna (wzór 7.22),  
 $q_o$  – dawka paliwa (mg/cykl),  
 $V_s$  – objętość skokowa cylindra ( $\text{m}^3$ ),  
 $W_d$  – wartość opałowa paliwa (MJ/kg).

Bieżące wartości momentu obrotowego  $T_{tq}$ , mocy użytecznej  $P$  oraz jednostkowego zużycia paliwa  $b$  obliczane są ze znanych zależności:

$$T_{tq} = \frac{p_e \cdot V_{ss} \cdot 10^3}{4 \cdot \pi} \quad (\text{kN} \cdot \text{m}) \quad (\text{F.41})$$

$$P = \frac{T_{tq} \cdot \pi \cdot n}{30} \quad (\text{kW}) \quad (\text{F.42})$$

$$b = \frac{B \cdot 3600}{P} \quad (\text{g/kW} \cdot \text{h}) \quad (\text{F.43})$$

gdzie:  $n$  – prędkość obrotowa silnika (obr/min),  
 $B$  – bezwzględne zużycie paliwa (g/s),  
 $V_{ss}$  – objętość skokowa silnika ( $\text{m}^3$ ).

## Załącznik G. Ocena wrażliwości procedury numerycznej na dobór warunków zakończenia obliczeń iteracyjnych

Tabela G.1. Wpływ dokładności wyznaczenia bilansu mocy sprężarki i turbiny  $\delta_N$  na zmiany wartości wybranych parametrów pracy silnika i turbosprężarki (wartości obliczone dla  $\delta_N = 1\%$  przyjęto jako 100%)

$\delta_N$ (%)	$P_{ba}$ (MPa)	$\lambda$	$T_t$ (K)	$b$ (g/kWh)	$T_{tq}$ (Nm)	$\dot{m}_s$ (kg/s)	$n_t$ (obr/min)	$\pi_s$	$\eta_s$	$\frac{n_t}{\sqrt{T_t}}$	$\frac{u_t}{c_o}$	$\pi_t$	$F_p$	$\eta_t$	
Wartości rzeczywiste	0,1	0,188	1,771	915	221,6	846	0,235	83151	1,894	0,683	2749	0,668	1,653	4,04	0,677
	0,5	0,189	1,774	914	221,6	846	0,236	83444	1,902	0,683	2761	0,669	1,650	4,05	0,677
	1,0	0,190	1,778	912	221,6	846	0,237	83820	1,912	0,683	2776	0,671	1,647	4,06	0,677
	1,5	0,191	1,782	911	221,6	846	0,237	84182	1,922	0,683	2789	0,672	1,644	4,07	0,677
	2,0	0,192	1,786	909	221,6	846	0,238	84600	1,930	0,683	2806	0,674	1,640	4,08	0,677
	3,0	0,194	1,794	905	221,6	847	0,242	85700	1,962	0,681	2849	0,678	1,630	4,13	0,678
	4,0	0,195	1,799	903	221,1	848	0,241	85928	1,971	0,682	2860	0,681	1,636	4,11	0,678
Wartości względne (%)	0,1	99,1	99,5	100,3	100,0	100,0	99,5	99,2	99,0	100,0	99,1	99,5	100,4	99,5	100,0
	0,5	99,5	99,8	100,2	100,0	100,0	99,7	99,6	99,5	100,0	99,5	99,8	100,2	99,7	100,0
	1,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
	1,5	100,5	100,2	99,9	100,0	100,0	100,3	100,4	100,5	100,0	100,5	100,2	99,8	100,3	100,0
	2,0	101,1	100,4	99,7	100,0	100,0	100,6	100,9	100,9	100,0	101,1	100,5	99,6	100,5	100,0
	3,0	102,3	100,9	99,2	100,0	100,1	102,0	102,2	102,6	99,7	102,6	101,0	99,0	101,7	100,1
	4,0	103,0	101,2	99,0	99,8	100,2	101,8	102,5	103,1	99,9	103,0	101,5	99,3	101,2	100,1

Tabela G.2. Wpływ dokładności wyznaczenia bilansu ciśnienia spalin  $\delta_{pt}$  na zmiany wartości wybranych parametrów pracy silnika i układu doładowania (wartości obliczone dla  $\delta_{pt} = 1\%$  przyjęto jako 100%)

$\delta_{pt}$ (%)	$p_{ba}$ (MPa)	$\lambda$	$b$ (g/kWh)	$T_{iq}$ (Nm)	$\dot{m}_{s\ I}$ (kg/s)	$\dot{m}_{s\ II}$ (kg/s)	$n_{r(I)}$ (obr/min)	$n_{r(II)}$ (obr/min)	$\pi_{s(I)}$	$\pi_{s(II)}$	$\eta_{s(I)}$	$\eta_{s(II)}$	$\eta_{sc}$	$\frac{n_{r\ I}}{\sqrt{T_i}}$	$\frac{n_{r\ II}}{\sqrt{T_i}}$	$\frac{u_{r\ I}}{c_o}$	$\frac{u_{r\ II}}{c_o}$	$\pi_{r(I)}$	$\pi_{r(II)}$	$F_{p(I)}$	$F_{p(II)}$	$\eta_{r(I)}$	$\eta_{r(II)}$	$\eta_{rc}$	$W_p$	$W_t$		
Wartości rzeczywiste	0,1	0,145	1,517	219	857	0,151	0,048	60882	72604	1,450	1,450	0,706	0,681	0,700	1945	2320	0,623	0,703	1,315	1,294	3,250	1,550	0,624	0,463	0,572	0,759	0,677	
	0,5	0,146	1,522	219	858	0,151	0,049	60883	73117	1,456	1,456	0,707	0,683	0,701	1946	2337	0,627	0,701	1,315	1,299	3,247	1,566	0,623	0,466	0,573	0,756	0,675	
	1,0	0,146	1,526	219	858	0,148	0,052	60576	72848	1,468	1,454	0,710	0,693	0,706	1937	2330	0,631	0,687	1,315	1,304	3,252	1,557	0,624	0,477	0,577	0,740	0,676	
	2,0	0,147	1,537	218	858	0,147	0,055	60754	73960	1,474	1,474	0,711	0,697	0,707	1946	2369	0,636	0,687	1,309	1,312	3,249	1,586	0,623	0,484	0,577	0,728	0,672	
	3,0	0,148	1,542	218	858	0,144	0,058	60844	74076	1,479	1,479	0,712	0,705	0,710	1950	2374	0,640	0,678	1,307	1,323	3,241	1,594	0,622	0,493	0,579	0,712	0,670	
Wartości względne (%)	0,1	99,3	99,4	100,0	100,0	102,5	92,2	100,5	99,7	98,8	99,8	99,4	98,3	99,2	100,4	99,6	98,8	102,3	100,0	99,2	99,9	99,5	100,0	97,0	99,3	102,7	100,1	
	0,5	99,6	99,7	100,0	100,0	102,5	94,0	100,5	100,4	99,2	100,2	99,6	98,5	99,3	100,5	100,3	99,4	102,1	100,0	99,6	99,8	100,6	100,0	97,8	99,4	102,2	99,8	
	1,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
	2,0	100,8	100,7	100,0	100,1	99,5	105,6	100,3	101,5	100,4	101,4	100,1	100,6	100,2	100,4	101,7	100,8	100,1	99,5	100,6	99,9	101,9	99,9	101,4	100,1	98,4	99,4	
	3,0	101,2	101,0	99,9	100,1	97,7	112,1	100,4	101,7	100,7	101,7	100,3	101,8	100,6	100,6	101,9	101,5	98,7	99,4	101,4	99,6	102,4	99,7	103,4	100,5	96,3	99,1	

Tabela G.3. Wpływ dokładności wyznaczenia bilansu ciśnienia doładowania  $\delta_{pba}$  na zmiany wartości wybranych parametrów pracy silnika i układu doładowania (wartości obliczone dla  $\delta_{pba} = 1\%$  przyjęto jako 100%)

$\delta_{pba}$ (%)	$\lambda$	$b$ (g/kWh)	$T_{iq}$ (Nm)	$\dot{m}_{s\ I}$ (kg / s)	$\dot{m}_{s\ II}$ (kg / s)	$n_{r(I)}$ (obr / min)	$n_{r(II)}$ (obr / min)	$\pi_{s(I)}$	$\pi_{s(II)}$	$\eta_{s(I)}$	$\eta_{s(II)}$	$\eta_{sc}$	$\frac{n_{r\ I}}{\sqrt{T_i}}$	$\frac{n_{r\ II}}{\sqrt{T_i}}$	$\frac{u_{r\ I}}{c_o}$	$\frac{u_{r\ II}}{c_o}$	$\pi_{r(I)}$	$\pi_{r(II)}$	$F_{p(I)}$	$F_{p(II)}$	$\eta_{r(I)}$	$\eta_{r(II)}$	$\eta_{rc}$	$W_p$	$W_t$		
Wartości rzeczywiste	0,1	1,526	219	858	0,153	0,049	60727	73848	1,461	1,460	0,707	0,681	0,701	1942	2362	0,896	1,009	1,308	1,284	3,276	1,573	0,624	0,461	0,572	0,758	0,676	
	0,5	1,528	219	858	0,152	0,049	60900	73785	1,467	1,460	0,708	0,683	0,702	1948	2360	0,898	1,007	1,307	1,283	3,281	1,573	0,624	0,463	0,573	0,756	0,676	
	1,0	1,527	219	858	0,151	0,049	60977	73405	1,470	1,456	0,709	0,685	0,703	1950	2348	0,901	1,002	1,312	1,288	3,272	1,564	0,624	0,464	0,573	0,754	0,677	
	2,0	1,528	219	858	0,150	0,050	61333	72807	1,479	1,450	0,711	0,689	0,705	1962	2329	0,905	0,992	1,314	1,290	3,277	1,553	0,625	0,468	0,575	0,749	0,678	
	3,0	1,530	219	858	0,149	0,051	61694	72283	1,489	1,446	0,712	0,693	0,707	1974	2312	0,910	0,983	1,315	1,291	3,282	1,545	0,625	0,471	0,577	0,744	0,680	
Wartości względne (%)	0,1	99,9	100,0	100,0	100,8	98,6	99,6	100,6	99,4	100,3	99,8	99,5	99,7	99,6	100,6	99,4	100,7	99,6	99,7	100,1	100,6	100,0	99,4	99,8	100,5	99,8	
	0,5	100,0	100,0	100,0	100,5	99,4	99,9	100,5	99,8	100,3	99,9	99,7	99,9	99,9	100,5	99,7	100,4	99,6	99,6	100,3	100,6	100,0	99,7	99,9	100,3	99,9	
	1,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
	2,0	100,1	100,0	100,0	99,4	102,2	100,6	99,2	100,6	99,6	100,2	100,7	100,3	100,6	99,2	100,4	98,9	100,1	100,1	100,2	99,3	100,1	100,9	100,3	99,3	100,3	
	3,0	100,2	100,0	100,0	99,0	104,3	101,2	98,5	101,3	99,3	100,4	101,3	100,6	101,2	98,5	101,0	98,0	100,2	100,2	100,3	98,8	100,1	101,6	100,6	98,7	100,5	

## Załącznik H. Wyniki weryfikacji modelu

Tabela H.1. Zestawienie wyników obliczeń symulacyjnych i wyników pomiarów wybranych parametrów pracy silnika SW 680 z turbosprężarkami 309K-16,8 i 60-5,65 w warunkach charakterystyki zewnętrznej

Prędkość obrotowa (obr / min)		Wartości parametrów							
		1000	1200	1400	1600	1600	1800	2000	2200
$T_{iq}$ (N m)	symulacja	878,1	897,1	919,3	864,4	864,4	818,1	749,6	656,5
	pomiar	862,0	907,0	924,0	857,0	858,0	821,0	761,0	674,0
	różnica (%)	1,87	1,10	0,51	0,87	0,75	0,36	1,50	2,60
$p_{ba}$ (MPa)	symulacja	0,1357	0,1532	0,1726	0,1858	0,1461	0,1569	0,1670	0,1754
	pomiar	0,1387	0,1560	0,1719	0,1824	0,1461	0,1573	0,1633	0,171
	różnica (%)	2,17	1,79	0,38	1,89	0,01	0,28	2,28	2,59
$b$ (g / kW h)	symulacja	219,3	216,6	217,0	221,8	222,0	227,0	236,3	251,5
	pomiar	223,5	213,5	216	224,7	224,5	226,4	233	244,8
	różnica (%)	1,86	1,47	0,47	1,28	1,13	0,28	1,42	2,73
$\lambda$	symulacja	1,380	1,526	1,618	1,737	1,499	1,635	1,779	1,945
	pomiar	1,397	1,541	1,586	1,708	1,469	1,611	1,761	1,890
	różnica (%)	1,25	0,96	1,99	1,71	2,03	1,51	1,05	2,89
$T_{ba}$ (K)	symulacja	333	350	372	390	345	357	370	381
	pomiar	330	350	370	384	347	359	365	376
	różnica (%)	0,82	0,13	0,45	1,68	0,49	0,43	1,38	1,30
$T_i$ (K)	symulacja	876	880	910	928	988	1006	1026	1039
	pomiar	868	893	926	938	999	1013	1033	1061
	różnica (%)	0,94	1,47	1,72	1,03	1,15	0,65	0,70	2,03
$\eta_v$ (K)	symulacja	0,859	0,894	0,916	0,923	0,895	0,912	0,920	0,919
	pomiar	0,854	0,889	0,906	0,926	0,896	0,910	0,929	0,912
	różnica (%)	0,55	0,59	1,11	0,38	0,07	0,25	0,92	0,75
$A$ (kg / h)	symulacja	406	544	690	814	703	835	963	1079
	pomiar	411	547	677	804	692	823	953	1052
	różnica (%)	1,21	0,53	2,01	1,30	1,54	1,52	1,08	2,61

Tabela H.2. Zestawienie wyników obliczeń symulacyjnych i pomiarów wybranych parametrów pracy silnika SW 680 w trybie pracy z dwiema turbosprężarkami 309K-16,8 i 60-5,65 w warunkach charakterystyki obciążeniowej przy  $n = 1400$  obr / min

Dawka paliwa (wg wyników pomiarów) $q_o$ (mg / wtrysk)		Wartości parametrów			
		55	76	89	104
$T_{iq}$ (N m)	symulacja	387,4	575,7	684,2	811,1
	pomiar	399,1	580,7	693,1	816,8
	różnica (%)	2,94	0,87	1,30	0,70
$p_{ba}$ (MPa)	symulacja	0,114	0,121	0,125	0,131
	pomiar	0,112	0,120	0,123	0,130
	różnica (%)	1,65	1,11	1,20	0,54
$b$ (g / kW h)	symulacja	240,7	225,5	222,5	220,5
	pomiar	234,9	223,6	219,6	219,0
	różnica (%)	2,36	0,88	1,32	0,70
$\lambda$	symulacja	2,586	1,921	1,677	1,467
	pomiar	2,510	1,883	1,639	1,442
	różnica (%)	3,03	2,03	2,34	1,72
$T_{ba}$ (K)	symulacja	311	318	323	329
	pomiar	315	322	328	332
	różnica (%)	1,20	1,22	1,43	0,82
$T_i$ (K)	symulacja	673	788	864	946
	pomiar	693	788	868	928
	różnica (%)	2,93	0,02	0,48	1,92
$\eta_v$ (K)	symulacja	0,865	0,868	0,868	0,868
	pomiar	0,884	0,879	0,882	0,876
	różnica (%)	2,15	1,20	1,55	0,86
$A$ (kg / h)	symulacja	514	534	546	561
	pomiar	503	523	534	552
	różnica (%)	2,07	2,05	2,37	1,70





## Załącznik I. Wyniki badań zależności korelacyjnej pomiędzy sprężem a parametrami pracy turbosprężarek i podziałem ich obciążenia<sup>3</sup>

Tabela I.1. Wyniki obliczeń symulacyjnych wybranych parametrów układu doładowania ze sprężarkami 309Ki 60, przy stałym całkowitym przekroju przelotowym turbin  $A_{T(I)} + A_{T(II)} = 23,1 \text{ cm}^2$ , w warunkach charakterystyki zewnętrznej dla zadanego przebiegu współczynnika nadmiaru powietrza takiego jak w silniku bez regulacji

$n$ (obr/min)	$A_{T(I)} / A_{T(II)}$	$\eta_{sc}$	$\eta_{nc}$	$\pi_s$	$\pi_s / \pi_{s(max)}$
1400	1,08	0,6858	0,5580	1,362	0,9907
1400	1,29	0,6943	0,5611	1,374	0,9993
1400	1,54	0,6985	0,5632	1,375	1,0000
1400	1,85	0,7012	0,5628	1,364	0,9922
1400	2,67	0,6955	0,5561	1,322	0,9613
1800	1,08	0,7122	0,6014	1,607	0,9856
1800	1,29	0,7197	0,6058	1,628	0,9983
1800	1,54	0,7253	0,6084	1,631	1,0000
1800	1,85	0,7254	0,6094	1,615	0,9901
1800	2,67	0,7128	0,6075	1,551	0,9513
2200	1,08	0,7200	0,6270	1,860	0,9837
2200	1,29	0,7280	0,6318	1,891	1,0000
2200	1,54	0,7276	0,6346	1,890	0,9995
2200	1,85	0,7225	0,6352	1,828	0,9666
2200	2,67	0,7016	0,6336	1,691	0,8943

Tabela I.2. Wyniki analizy istotności czynników zależności korelacyjnej dla wartości unormowanych w zakresie [-1; +1]

Oceny efektów ; Zmn.: $\pi_s / \pi_{s(max)}$ ; $R^2 = ,97567$ ; Popr.: 96594 (korelacje) 4 wielk. , 1 Bloki , 15 ukła; Resztowy MS=,0000274 ZZ $\pi_s / \pi_{s(max)}$										
Wejśc.	Efekt	Błąd std	t(10)	p	-95, % Gran.ufn	+95, % Gran.ufn	Wsp.	Błąd std Wsp.	-95, % Gran.ufn	+95, % Gran.ufn
Średn./Stała	0,952728	0,003308	288,0108	0,000000	0,945358	0,960099	0,952728	0,003308	0,945358	0,960099
(1)n (L)	-0,074860	0,005927	-12,6299	0,000000	-0,088067	-0,061654	-0,037430	0,002964	-0,044033	-0,030827
n (Q)	0,038052	0,007388	5,1508	0,000431	0,021591	0,054512	0,019026	0,003694	0,010796	0,027256
(2) $A_{T(I)} / A_{T(II)}$ (L)	-0,046345	0,004040	-11,4705	0,000000	-0,055347	-0,037342	-0,023172	0,002020	-0,027674	-0,018671
(3) $\eta_{sc}$ (L)	0,092856	0,008415	11,0344	0,000001	0,074106	0,111606	0,046428	0,004208	0,037053	0,055803

Tabela I.3. Współczynniki modelu regresji dla naturalnych wartości czynników

Wpótcz. regresji; $R^2 = ,97567$ ; Popr.: 96594 (korelacje) 4 wielk. , 1 Bloki , 15 ukła; Resztowy MS=,0000274 ZZ $\pi_s / \pi_{s(max)}$						
Wejśc.	Regresji Wsp.	Błąd std	t(10)	p	-95, % Gran.ufn	+95, % Gran.ufn
Średn./Stała	0,00732609	0,103295	0,0709	0,944857	-0,222829	0,237481
(1)n (L)	-0,00052166	0,000087	-5,9813	0,000135	-0,000716	-0,000327
n (Q)	0,00000012	0,000000	5,1508	0,000431	0,000000	0,000000
(2) $A_{T(I)} / A_{T(II)}$ (L)	-0,02922875	0,002548	-11,4705	0,000000	-0,034906	-0,023551
(3) $\eta_{sc}$ (L)	2,19822638	0,199216	11,0344	0,000001	1,754345	2,642108

<sup>3</sup> Tabele I.2 i I.3 zostały wygenerowane w programie komputerowym Statistica 8 PL.



## Załącznik J. Kształtowanie charakterystyki silnika z optymalnymi turbosprężarkami

Tabela J.1. Wyniki obliczeń symulacyjnych parametrów pracy silnika SW 680 z turbosprężarkami 309K-16,8 i 60-5,65 w warunkach charakterystyki zewnętrznej, przy zadanym przebiegu współczynnika nadmiaru powietrza takim jak w silniku bez regulacji

Wyszczególnienie	Wartości parametrów										
	I zakres							II zakres			
Prędkość obrotowa $n$ (obr/min)	1000	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1700	1800	2000	2200
$q_o$ (mg/wtr)	121	134	138	130	120	111	104	103	102	93	87
$T_{iq}$ (kN m)	0,952	1,072	1,103	1,039	0,944	0,860	0,788	0,790	0,771	0,671	0,586
$p_{ba}$ (MPa)	0,140	0,167	0,181	0,186	0,186	0,186	0,186	0,148	0,153	0,158	0,166
$b$ (g/kW h)	219	216	215	216	218	222	227	225	228	239	256
$\lambda$	1,300	1,360	1,402	1,505	1,630	1,743	1,842	1,639	1,700	1,900	2,070
$T_{ba}$ (K)	337	363	377	384	387	390	394	348	354	361	371
$T_t$ (K)	912	957	975	962	940	926	919	963	976	971	985
$\eta_v$	0,861	0,902	0,915	0,920	0,922	0,922	0,922	0,903	0,910	0,917	0,917
$A$ (kg/h)	414	577	661	723	770	814	856	757	822	932	1045

Tabela J.2. Wyniki pomiarów parametrów pracy silnika SW 680 z turbosprężarkami 309K-16,8 i 60-5,65 w warunkach charakterystyki zewnętrznej, przy zadanym przebiegu współczynnika nadmiaru powietrza

Wyszczególnienie	Wartości parametrów						
	I zakres				II zakres		
Prędkość obrotowa $n$ (obr/min)	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
$q_o$ (mg/wtr)	124	136	134	115	102	92	85
$T_{iq}$ (kN m)	0,967	1,107	1,074	0,893	0,769	0,650	0,569
$p_{ba}$ (MPa)	0,144	0,171	0,186	0,187	0,152	0,155	0,161
$b$ (g/kW h)	220	212	215	221	228	242	257
$\lambda$	1,306	1,370	1,465	1,690	1,695	1,910	2,065
$T_{ba}$ (K)	341	367	384	386	351	361	367
$T_t$ (K)	901	974	991	951	950	962	978
$\eta_v$	0,868	0,906	0,920	0,923	0,905	0,923	0,908
$A$ (kg/h)	425	589	724	817	818	920	1016

Tabela J.3. Wyniki obliczeń symulacyjnych wybranych parametrów pracy silnika SW 680 z turbosprężarkami 309K-16,8 i 60-5,65 w warunkach charakterystyki obciążeniowej (w celu wyznaczenia funkcji sterowania współpracą turbosprężarek)

Prędkość obrotowa $n$ (obr/min)	Wartości parametrów							
	$T_{iq}$ (kN m)	$B$ (g/s)	$b$ (g/kW h)	$A$ (kg/h)	$\lambda$	$p_{ba}$ (MPa)	$T_{ba}$ (K)	$T_t$ (K)
Jedna turbosprężarka (I zakres)								
1000	0,351	2,45	242	353,6	2,746	0,111	308	601
	0,450	3,00	230	361,7	2,294	0,114	311	640
	0,535	3,50	224	369,1	2,006	0,118	314	693
	0,643	4,15	220	379,7	1,741	0,123	320	763
	0,862	5,50	219	404,0	1,398	0,135	332	888
1200	0,447	3,60	232	461,4	2,438	0,122	321	655
	0,578	4,50	222	483,3	2,043	0,130	329	727
	0,831	6,30	216	531,2	1,604	0,148	346	868
	0,955	7,20	215	554,7	1,466	0,158	354	927
	1,068	8,03	215	574,3	1,360	0,166	362	976
1400	0,344	3,50	254	544,7	2,961	0,127	328	651
	0,464	4,41	235	572,0	2,468	0,132	334	689
	0,572	5,25	226	597,2	2,164	0,140	341	746
	0,786	7,00	217	653,8	1,777	0,159	359	865
	1,035	9,10	215	721,7	1,509	0,185	383	980
1600	0,421	4,80	247	667,7	2,647	0,138	344	705
	0,511	5,60	237	695,0	2,361	0,145	351	751
	0,624	6,64	232	731,6	2,096	0,156	362	817
	0,743	7,76	226	772,3	1,894	0,170	375	885
	0,860	8,88	222	813,7	1,743	0,186	390	946
Dwie turbosprężarki (II zakres)								
1000	0,450	3,00	229	338,9	2,149	0,106	301	659
	0,533	3,50	227	338,7	1,841	0,107	303	722
	0,614	4,00	225	340,1	1,618	0,109	305	784
	0,693	4,50	225	339,6	1,436	0,111	307	844
	0,755	4,90	225	340,2	1,321	0,112	308	887
1200	0,448	3,60	230	425,9	2,251	0,110	307	677
	0,533	4,20	227	430,9	1,952	0,113	309	735
	0,616	4,80	225	434,5	1,722	0,115	312	797
	0,698	5,40	224	438,2	1,544	0,118	315	855
	0,805	6,21	223	443,5	1,360	0,121	318	926
1400	0,349	3,50	243	509,7	2,771	0,113	311	662
	0,441	4,20	232	519,7	2,354	0,115	313	699
	0,528	4,90	227	529,0	2,054	0,119	317	755
	0,729	6,58	224	552,1	1,596	0,128	326	894
	0,838	7,52	223	565,3	1,430	0,133	331	962
1600	0,336	4,00	252	602,2	2,864	0,118	317	693
	0,516	5,60	233	634,1	2,154	0,125	324	781
	0,745	7,76	223	679,2	1,665	0,139	338	934
	0,852	8,80	223	700,9	1,515	0,145	345	1000
	0,901	9,28	223	710,3	1,456	0,148	348	1029

Tabela J.4. Wyniki badań eksperymentalnych na hamowni wybranych parametrów pracy silnika SW 680 z turbosprężarkami 309K-16,8 i 60-5,65 w warunkach charakterystyki obciążeniowej (w celu oceny wyznaczonej numerycznie charakterystyki układu przełączającego)

Prędkość obrotowa $n$ (obr/min)	Wartości parametrów							
	$T_{iq}$ (kN m)	$B$ (g / s)	$b$ (g / kW h)	$A$ (kg / h)	$\lambda$	$p_{ba}$ (MPa)	$T_{ba}$ (K)	$T_t$ (K)
Jedna turbosprężarka (I zakres)								
1000	0,867	5,45	216	408,4	1,425	0,137	335	880
	0,763	4,90	221	397,0	1,541	0,132	328	827
	0,604	3,98	227	383,2	1,833	0,122	320	742
	0,453	3,09	235	361,5	2,224	0,115	313	641
	0,302	2,28	259	351,4	2,939	0,108	305	592
1200	0,909	6,76	213	545,0	1,533	0,156	350	910
	0,824	6,10	212	526,0	1,639	0,146	341	853
	0,660	5,03	218	491,5	1,859	0,135	330	779
	0,542	4,29	227	471,2	2,091	0,125	323	687
	0,346	3,03	251	442,4	2,781	0,115	313	632
1400	0,924	8,04	214	697,5	1,649	0,172	372	926
	0,839	7,28	213	659,3	1,724	0,161	359	883
	0,665	5,98	221	622,6	1,983	0,147	344	783
	0,564	5,21	227	591,7	2,160	0,139	338	743
	0,361	3,74	255	551,4	2,802	0,126	325	643
1600	0,855	8,75	220	818,6	1,780	0,190	388	955
	0,806	8,28	221	797,9	1,835	0,176	377	904
	0,679	7,14	226	746,0	1,988	0,160	366	838
	0,550	5,99	234	706,0	2,243	0,146	349	767
	0,377	4,59	262	656,0	2,722	0,131	334	695
Dwie turbosprężarki (II zakres)								
1000	0,703	4,63	227	348,0	1,431	0,112	308	852
	0,593	3,90	226	340,1	1,659	0,110	307	780
	0,459	3,07	230	338,0	2,095	0,107	305	663
	0,295	2,10	245	335,0	3,036	0,103	304	573
1200	0,765	5,91	222	441,3	1,420	0,122	321	902
	0,654	5,02	220	433,4	1,642	0,117	316	833
	0,543	4,23	223	431,1	1,942	0,110	312	736
	0,347	2,89	239	422,7	2,787	0,105	305	613
1400	0,817	7,33	220	559,9	1,454	0,130	328	948
	0,693	6,23	221	545,5	1,665	0,124	326	878
	0,581	5,28	223	535,9	1,932	0,120	319	788
	0,399	3,78	233	513,4	2,586	0,112	311	683
1600	0,858	8,84	221	706,6	1,521	0,146	348	1010
	0,791	8,09	220	684,6	1,611	0,139	341	953
	0,687	7,03	220	664,8	1,799	0,133	336	893
	0,562	5,93	227	638,0	2,045	0,124	328	818
	0,388	4,49	249	613,3	2,599	0,116	316	713



## Piśmiennictwo

1. Ambrozik A., Klasyfikacja empirycznych zależności określających współczynnik przejmania ciepła w tłokowych silnikach spalinowych, *Silniki Spalinowe* 1987, nr 4, s. 22–31.
2. Ambrozik A., Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych, *Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej. Ser. Mechanika. Monografie. Studia. Rozprawy* 2003, nr 40.
3. Ambrozik A., Sobociński R., Sztechman T., Algorytm analizy wykresu indykatorowego silnika spalinowego, *Prace Instytutu Transportu Politechniki Warszawskie* 1983, nr 21, s. 101–119.
4. Bauer M., Bredenbeck J., Krause F.L., Pucher H., Raubold W., Online-Prozeßoptimierung für aufgeladene Dieselmotoren, *MTZ* 1996, Nr 6, s. 354–360.
5. Beineke E., Woschni G., Rechnerische Untersuchung des Betriebverhaltens ein- und zweistufig aufgeladener mittelschnellaufender Viertakt Dieselmotoren, *MTZ* 1978, Nr. 3, s. 93–98.
6. Benson R.S., Svetnicka F.V., Two-stage turbocharging of diesel engines: a matching procedure and an experimental investigation, *SAE Technical Papers* 1974, No. 740740.
7. Benvenuto G., Campora U., Dynamic simulation of a high-performance sequentially turbocharged marine diesel engine, *International Journal of Engine Research* 2002, No. 3 (3), s. 115–125.
8. Berglund S., A Model of Turbocharged Engines as Dynamic Drivetrain Members, *SAE Technical Papers* 1993, No. 933050.
9. Bernhardt M., *Doładowanie silników spalinowych*, Warszawa, Wydawnictwo Komunikacyjne. 1958.
10. Bickerstaffe S., Two turbos for Audi V6 diesel, *Automotive Engineer* [online], May 10 2011, <http://ae-plus.com/news/two-turbos-for-audi-v6-diesel>, dostęp dn. 15.10. 2011 r.
11. Bishop I.N., Effect of design variables on friction and economy, *SAE Technical Papers* 1964, No. 640807.
12. Bluhm K., Ganz M., Voght R., Erfahrungen mit der Registeraufladung in einer Reiselmousine, in: *III Aufladetechnische Konferenz*, Zürich, 14–16 September 1988, Zürich, Eidgenössische Technische Hochschule 1988, s. 11.1–11.12.
13. *BMW bringt den Diesel-Über-Hammer*, *Auto Motor und Sport* [online], Februar 17, 2004. <http://auto-motor-und-sport.de/news/genf-bmw-bringt-den-diesel-ueber-hammer-685788.html>, dostęp dn. 14.06.2010 r.
14. Bode E., Theoretische Untersuchungen der Energieverhältnisse am Abgasturbolader eines turboaufgeladenen Diesel-Motors bei pulsierender Beaufschlagung, *Dieselmotoren Nachrichten* 1967, Nr. 1, s. 22–29.
15. Bode E., Theoretische Untersuchungen zur zweistufigen Abgasturboaufladung, *Dieselmotoren Nachrichten* 1969, Nr. 2, s. 14–21.
16. Bode E., Grenzen bei der Optimierung der einstufigen Abgasturboaufladung von Viertakt Dieselmotoren, *MTZ* 1987, Nr. 7–8, s. 303–307.
17. Bogačev V.G., O metode ocenki vlijanja različnih faktorov na process napolnenenia po karakteristikam dvigatelja, *Dvigateli vnutrennego sgoranja* 1970, vyp. 11, s. 25–30.



18. Borila Y.G., A sequential turbocharging method for highly-rated truck diesel engines, *SAE Technical Papers* 1986, No. 860074.
19. Borila Y.G., Sequential turbocharging helps highly-rated diesels, *Automotive Engineering* 1986, No. 11 (94), s. 39–44.
20. Borila Y. G., Some aspects of performance optimization of the sequentially turbocharged highly-rated truck diesel engine with turbochargers of unequal size and a pulse converter, in: *The Third International conference on Turbocharging and Turbochargers*, London, 6–8 May 1986, London, Institution of Mechanical Engineers, s. 251–260.
21. Boulouchos K., Papadopoulos S., Zur Modellbildung des motorischen Verbrennungsablaufes, *MTZ* 1984, No. 1, s. 21–26.
22. Brandstetter W., Ähnlichkeitsgesetze des Viertaktmotores. *Motortechnische Zeitschrift*, *MTZ* 1967, Nr. 9, s. 341–344.
23. Brzeżański M., Makowski M., Matematyczny opis zjawisk zachodzących w cylindrze silnika spalinowego, *AUTO-Technika Motoryzacyjna* 1987, nr 9, s. 14–15.
24. Bubnicki Z., *Teoria i algorytmy sterowania*, Warszawa, PWN, 2005, ISBN 83-0114-414-9.
25. Bucher J., Teillast- und dynamisches Verhalten eines Viertaktmotors mit zweistufiger Aufladung und Leistungstransfersystem, *MTZ* 2005, Nr. 10, s. 792–799.
26. Budzik G., Jaskólski J., *Obciążenia cieplne tłoków silników spalinowych*, Rzeszów, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej 2004, ISBN 83-7199-302-1.
27. Bulaty T., Spezielle Probleme der schrittweisen Ladungswechselrechnungen bei Verbrennungsmotoren mit Abgasturboladern, *MTZ* 1974, Nr. 6, s. 177–184.
28. Bulaty T., Ein Programmsystem zur Berechnung des Zusammenwirkens von Verbrennungsmotoren und Abgasturboladern, *MTZ* 1982, Nr. 11, s. 535–543.
29. Capeti A., Effect of intake pipe on the volumetric efficiency an Internal Combustion Engine. *Technical Memorandum* 1929, Nr. 501, s. 1–22.
30. Chačijan A.S., Sinjavskij V.N., *Rasčet cikla četyrehtaktnogo gazovogo vigatelja*, Moskva, Izdatel'stvo MADI 2001.
31. Chanin N.S., Šerstjuk A.N., Zajčenko E.N., Dineev Ju.N., *Nadduv i nagnetateli avtomobil'nych dvigatelej*, Moskva, Mašinstroenie 1965.
32. Christmann R., Schmalzl H.-P., Schmitt F., Schwarz A., Zweistufig geregelte Aufladung für Pkw- und Nfz-Motoren, *MTZ* 2005, Nr. 1, s. 16–23.
33. Chudzaszek R., Graficzna metoda oceny wpływu niektórych parametrów na pracę doładowanego czterosuwowego silnika wysokoprężnego, *Silniki Spalinowe* 1971, nr 2, s. 30–35.
34. Cichy M., Nowe teoretyczne ujęcie charakterystyki gęstości czasowej, *Silniki Spalinowe* 1986, nr 2–3, s. 75–78.
35. Cichy M., Friedrich E., Możliwość zastosowania mikroprocesorowego systemu pomiaru i rejestracji procesów czasowych (PRPC) na przykładzie pomiaru momentu bezwładności i momentów oporów mechanicznych silnika SW 680, w: *Metody obliczeniowe w projektowaniu, badaniu i eksploatacji silników spalinowych. Motorcomput '89*, Jadwisin, 24–26 kwietnia 1989, Warszawa, SIMP 1989, s. 141–146.
36. Codan E., Ein Programm zur Simulation des thermodynamischen Arbeitsprozesses des Dieselmotors, *MTZ* 1996, Nr. 5, s. 292–299.
37. Cupiał K., Obliczenia numeryczne procesu wymiany ładunku w silniku spalinowym, *Silniki Spalinowe* 1975, nr 3, s. 11–18.
38. Cupiał K., Bezsprężarkowe doładowanie silników spalinowych, *Silniki Spalinowe* 1972, nr 4, s. 65–73.

39. Cupiał K., Szczęsny P., Modelowanie numeryczne procesu wydzielania ciepła z wykorzystaniem homogenicznego modelu termodynamicznego silnika spalinowego, *Silniki Spalinowe* 1994, nr 4, s. 18–22.
40. Ćwik B., Szczeciński S., Koncepcja modelu systemu turbodoładowania silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym, w: *Eksploatacja silników samochodowych*, Szczecin, Zakład Techniki i eksploatacji Samochodów 1993, s. 21–24.
41. Danilecki K. Ocena efektywności zastosowania regulacji doładowania w silniku SW 680, w: *20 Międzynarodowa Konferencja Naukowa Silników Spalinowych. Kones '94*, Lublin – Nałęczów 7–10 września 1994 r., Warszawa, Instytut Lotnictwa 1994, t. 2, s. 75–81.
42. Danilecki K., Wstępne rozpoznanie systemu doładowania zakresowego, w: *V Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna. Pojazdy samochodowe. Problemy postępu i rozwoju. Autoprogres '95*, Jachranka 1995, [b.w.], s. 63–71.
43. Danilecki K., Kształtowanie charakterystyki zewnętrznej silnika trakcyjnego przy zastosowaniu systemu doładowania zakresowego, w: *21 Międzynarodowa konferencja naukowa silników spalinowych. Kones '95*, Poznań – Błażejewko, 5–8 września 1995, Warszawa, Instytut Lotnictwa 1995, s. 111–119.
44. Danilecki K., *Kształtowanie charakterystyki zewnętrznej silnika z wtryskiem bezpośrednim przy zastosowaniu doładowania zakresowego*. Praca doktorska, Szczecin, Politechnika Szczecińska 1996 (maszynopis).
45. Danilecki K., Analiza możliwości obniżenia zużycia paliwa silnika SW 680 z doładowaniem zakresowym, *Zagadnienia Eksploatacji Maszyn* 1998, nr 3 (115), s. 461–471.
46. Danilecki K., Wpływ doładowania zakresowego na wybrane aspekty pracy silnika, w: *Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji. Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych*, nr 15, 1998, s. 267–274.
47. Danilecki K., Wpływ turbosprężarki drugiego zakresu na zadymienie spalin silnika SW-680 z układem doładowania zakresowego, *Czasopismo Techniczne, Ser. Mechanika* 1998, nr 5M, s. 127–133.
48. Danilecki K., Czynniki eksploatacyjne determinujące zastosowanie doładowania zakresowego pojazdów samochodowych, *Eksploatacja Silników Spalinowych* 2000, nr 1, s. 23–28.
49. Danilecki K., Ocena porównawcza właściwości użytkowych samochodu Jelcz wyposażonego w silnik SW 680 z turbodoładowaniem oraz doładowaniem zakresowym, *Eksploatacja Silników Spalinowych* 2001, nr 2, s. 31–36.
50. Danilecki K., Opredelene rabočih karakteristik sistemu regulirovanija davlenja dvigatelija tipa SW-680, in: *Mieždunarodnyj sbornik naučnych trudov*, Kaliningrad, Izdatjel'stvo FGOY VPO KGTY 2002, s. 94–101.
51. Danilecki K., *Raport z projektu badawczego KBN 8T 12D 00921. Poprawa efektywności pracy silników z zapłonem samoczynnym z doładowaniem zakresowym, na przykładzie silnika SW-680*, Szczecin, Politechnika Szczecińska 2002 (maszynopis).
52. Danilecki K., Analiza możliwości poprawy efektywności pracy silnika SW 680 z doładowaniem zakresowym w zakresie obciążeń częściowych, *Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej, Ser. Mechanika*, 2003, nr 155 (25), s. 259–271.
53. Danilecki K., Optymalizacja pracy silnika SW 680 z doładowaniem zakresowym w zakresie obciążeń częściowych, *Eksploatacja Silników Spalinowych. Doładowanie silników* 2003, nr 9, s. 27–42.
54. Danilecki K., Determination of supercharging air pressure control for the automobile engine with sequence supercharging, *Problems of Applied Mechanics* 2004, No. 4, s. 51–56.

55. Danilecki K., Izmienenie pokazatelej avtomobil'nogo dizel'nogo dvigatelja putem regulirovanija turbonadduva, in: *Mieždunarodnyj sbornik naučnych trudov, Nadježnost' i effektivnost' tehničeskich sistem*, Kaliningrad, Izdatel'stvo KGTU 2005, s. 51–58.
56. Danilecki K., Ocena właściwości dynamicznych silnika z doładowaniem zakresowym, *Archiwum Motoryzacji* 2005, nr 2, s. 141–151.
57. Danilecki K., Influence of criterion of controlling of turbochargers operation on fuel consumption of a vehicle engine with sequential turbo-charging, *Problems of Mechanics*, 2006, No. 2 (23), s. 23–26.
58. Danilecki K., Ocena przebiegu procesów przejściowych silnika z doładowaniem zakresowym, *Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej* 2006, nr 162 (26), s. 165–175.
59. Danilecki K., Założenia do modelowania turbosprężarki trakcyjnego silnika z pulsacyjnym zasilaniem turbiny, *Archiwum Motoryzacji* 2006, nr 4, s. 421–436.
60. Danilecki K., Assessment of operational properties of the sw-680 vehicle diesel engine with sequential turbo-charging and with electronic controlling system, *Collection of Research Papers of the Baltic Association of Mechanical Engineering Experts* 2007, No. 6, s. 71–76.
61. Danilecki K., Influence of algorithms of controlling of turbo-charging unit on operational properties of an engine with sequential turbo-charging, *Scientific Problems of Machines Operation and Maintenance, Tribology, Reliability, Terotechnology, Diagnostics, Safety* 2007, No. 1 (149), 42, s. 129–140.
62. Danilecki K., Model of turbo-charging system of traction diesel engine, *Combustion Engines* 2007, No 3, s. 36–48.
63. Danilecki K., Sekwencionnyj nadduv kak metod ulučšenjâ pokazatelej avtomobil'nogo dizel'nogo dvigatelja, in: *Meždunarodnyj sbornik naučnych trudov, Nadežnost i éfektivnost' tehničeskich system*, Kaliningrad, Izdatel'stvo FGOY VPO KGTU 2007, s. 20–30.
64. Danilecki K., Trends in the development of turbocharging systems in automotive vehicles, *Combustion Engines* 2008, No. 2, s. 61–76.
65. Danilecki K., Theoretical analysis of co-operation of a turbocharger with a sequentially turbocharged engine, *Combustion Engines* 2009, No. 1, s. 100–111.
66. Danilecki K., Lisowski M., Wpływ ciśnienia doładowania na wskaźniki pracy silnika turbodoładowanego z upustem spalin, w: *19 Międzynarodowa Konferencja Naukowa silników spalinowych. Kones '93*, Gdańsk – Jurata 12–14 września 1993 r., Warszawa, Instytut Lotnictwa 1995, s. 101–106.
67. Danilecki K., Lisowski M. Określenie granicznej dawki paliwa w zależności od ciśnienia doładowania dla silnika SW 680, w: *Ogólnopolska Konferencja Naukowa KONMOT '94. Ekonomiczne i ekologiczne aspekty rozwoju pojazdów samochodowych i silników spalinowych*, Raba Niżna, październik 1994 r., Kraków, Politechnika Krakowska 1994, t. 2, s. 37–45.
68. Damilov F.M. Rudenko V.F., Matematičeskoe modelirovanie turbokompresora vysokoforsirovannogo kombinirovannogo dvigatelja vnutrennego sgoranija, *Dvigateli vnytrennego sgoranija* 1981, vyp. 33, s. 77–82.
69. Delesalle J., Ein- oder zweistufige Aufladung? Das Verfahren mit reduziertem Verdichtungsverhältnis, Teil 1. Theoretische Untersuchungen des R.V.R.-Zyklus und der zweistufigen Aufladung, *MTZ* 1980, Nr. 6, s. 249–256.
70. Deutschman H., Wolters G.M., Neue Verfahren zur Mitteldrucksteigerung abgasturboaufgeladener Dieselmotoren, *MTZ* 1983, Nr. 11, s. 431–437.

71. Dinger H., Deutschmann H., Rudert W., Forschungsarbeiten auf dem Gebiet hoher Mitteldrücke und hoher Drehzahlen auf der Basis der MTU-Motorenbaureihe 396, Teil 1, *MTZ* 1984, Nr. 11, s. 457–463.
72. *Dizeli. Spravočnik*, red. V.A. Vanšejdt, N.N. Ivančenko, L.K. Kollerova, Leningrad, Mašinstroenie 1977.
73. Dobrovol'skij V.V., Nali'vajko V.S. Uproščennyj rasčet perehodnogo režima dvigatelja s impul'snym gazoturbinnym nadduvom, *Dvigateli vnutrennego sgorjanija* 1981, vyp. 33, s. 65–69.
74. Doll G., Fausten H., Noell R., Schommers J., Spengel Ch., Werner P., Der neue V6-Dieselmotor von Mercedes-Benz, *MTZ* 2005, Nr. 9, s. 624–634.
75. *Dvigateli vnutrennego sgorjanija*, red. V.N. Lukamin, Moskva, Vysšaja škola 1985.
76. Esch E.J., Brüstle C., Tran Van K., Wagner J., Verbesserung des stationären Betriebsverhaltens von abgasturboaufgeladene Ottomotoren, in: *Aachener Koloqium, Fahrzeug und Motorentchnik*, Aachen, Aachen RWTH University 1987.
77. Feng A., Stodolsky F., Modeling the Effect of Engine Assembly Mass on Engine Friction and Vehicle Fuel Economy, *SAE Technical Paper* 1995, No. 950988.
78. Ferenc M., Osuch W., Stokłosa H., Uproszczony model matematyczny dynamiki średnio-obrotowego silnika wysokoprężnego, *Silniki Spalinowe* 1989, nr 4, s. 16–20.
79. Fielder H., Einfluß der Turboladerentwicklung auf die Aufladung mittelschnelllaufender MaK-Schiffsdieselmotoren, *MTZ* 1981, Nr. 11, s. 457–461.
80. Fuchs H., Pachler K., Tatschl R., Winklhofer E., Modellierung der Gemischbildung im Dieselmotor, *MTZ* 1996, Nr. 6, s. 342–353.
81. Galindo J., Luján J.M., Climent H., Guardiola C., Turbocharging System Design of a Sequentially Turbocharged Diesel Engine by Means of a Wave Action Model, *SAE Technical Papers* 2007, No. 2007-01-1564.
82. Glagolev N.M., *Rabočie processy dvigatelej vnutrennego sgorjanija*, Kijev, Mašgiz 1950.
83. Grodzievskij V.I., Metodika optimalnoj nastrojki turbokompresora dlja sovместnoj raboty s dvigatelem, *Dvigateli vnutrennego sgorjanija* 1986, vyp. 7, s. 83–87.
84. Heeschen K., Beitrag zur Berechnung des Betriebsverhaltens gleichstromgespülter Zweitakt-Schiffsdieselmotoren, Teil 1, Berechnungsverfahren, *MTZ* 1984, Nr. 9, s. 345–352.
85. Heeschen K., Beitrag zur Berechnung des Betriebsverhaltens gleichstromgespülter Zweitakt-Schiffsdieselmotoren, Teil 2. Einfluß verschiedener Auslegungsparameter auf das Betriebsverhalten, *MTZ* 1984, Nr. 11, s. 469–476.
86. Henssler H.D., Rebling P., Abgasturboaufladung mit Abblaseregulung für kleinere Fahrzeug-Dieselmotoren, *MTZ* 1980, Nr. 10, s. 437–440.
87. Hiereth H., Eignungsabschätzung neuerer Aufladesysteme für Fahrzeugmotoren, *MTZ* 1985, Nr. 10, s. 397–402.
88. Hild O., Schloßer A., Fieweger K., Pischinger S., Rake H., Die Regelstrecke eines PKW-Dieselmotors mit Direkteinspritzung im Hinblick auf Ladedruck- und Abgasrückführregelung, *MTZ* 1999, Nr. 3, s. 186–192.
89. Hoecker P., Pflüger F., Jaisle J.W., Münz S., Moderne Aufladekonzepte für Pkw-Dieselmotoren, in: *Aufladetechnische Konferenz*, Dresden 28–29 September 2000, Dresden, Technische Universität Dresden 2000.
90. Isermann R., Jost O., Schwarte A., Modellgestützte Reglerentwicklung für einen Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie an einem DI-Dieselmotor, *MTZ* 2000, Nr. 3, s. 184–193.

91. Ivanov V., Pancharevski G., *Method for Determining the Das Losses in the Elements of Radial Turbine for Turbocharger*, Sofia, Anniversary Scientific Session of Technical University, 1995.
92. Jarnicki R., Teodorczyk A., Chomiak J., Gokwitcher V., Numerical Simulation of Spray Formation, Ignition and Combustion in Diesel Engine, Using Complex Chemistry Approach, *Journal of KONES, Internal Combustion Engines* 2000, No.7 (1–2), s. 247–257.
93. Jaskuła A., Kowalczyk M., Kozak K., Wisłocki K., Kształtowanie charakterystyki turbodoładowanego trakcyjnego silnika wysokoprężnego poprzez regulację układu silnik – turbosprężarka, *Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji* 1988, nr 1, s. 113–137.
94. Jenny E., Eindimensionale instationäre Strömung unter Berücksichtigung von Reibung, *Wärmezubehör und Querschnittsänderung, Brown Boveri Mitteilungen* 1950 Nr. 47, 11, s. 447–461.
95. Jędrzejowski Z., Miller A., Koncepcja modeli matematycznych zespołu sprężarka-turbina napędzająca, pracującego ze zmienną prędkością obrotową, *Biuletyn Informacyjny Instytutu Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej* 1973, nr 40, s. 3–19.
96. Jungmann T., *Ford und PSA bauen Dieselmotoren-Kooperation weiter aus*, *ATZ* [online], Oktober 7, 2005, <http://atzonline.de/index.php;do=show/alloc=1/id=5208>, dostęp dn. 16.07.2010 r.
97. Jungmann T., *Zweistufige Aufladung hält Einzug bei Nutzfahrzeugen*, *ATZ* [online], Oktober 20, 2005, <http://atzonline.de/Aktuell/Nachrichten/1/5218/Zweistufige-Aufladung-haelt-Einzug-bei-Nutzfahrzeuge.html>, dostęp dn. 15.10.2011 r.
98. Kasjanov A.V., Kovalenko Ja.M., Matematičeskoe modelirovane éksperimental'nych charakteristik turbiny i kompresora nadduva, *Dvigateli vnutrennego sgoranija* 1981, vyp. 34, s. 45–49.
99. Kaula R., Pielot J., Zastosowanie analizy wrażliwości w układzie technologicznym procesów przeróbki węgla, *Archives of Mining Science* 2005, nr 50, s. 209–225.
100. Kellett E., Betteridge F., Mistovski M., Investigation of diesel engine and turbocharger interaction, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 1967, No. 182 (15), s. 331–360.
101. Kessel J. A., Schmidt M., Schaffnit J., Modeling and Real-Time Simulation of a Turbocharger With Variable Turbine Geometry (VTG), *SAE Technical Papers* 1998, No. 980770.
102. Kleinschmidt W., Tholen P., Verbrauchsgünstige Auslegung des Arbeitsprozesses von aufgeladenen Nutzfahrzeugmotoren, *MTZ* 1982, Nr. 10, s. 461–466.
103. Kołodziejczyk A., *Jaguar XF Diesel S – sekwencyjnie doładowany*. *Autogaleria* [online], 30 grudnia 2008 r., <http://autogaleria.pl/news/index.php?id=1740>. 2008, dostęp dn. 20.07.2010 r.
104. Korczewski Z., Metoda diagnozowania silników okrętowych z turbodoładowaniem na podstawie wyników badań procesów gazodynamicznych w układzie spalin wylotowych, *Diagnostyka* 2003, nr 28, s. 87–95.
105. Korczewski Z., Zacharewicz M., Diagnostyka symulacyjna układu turbodoładowania okrętowego tłokowego silnika spalinowego, *Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej* 2007, nr 2, s. 73–102.
106. Kordziński C., Środulski T., *Układy dolotowe silników spalinowych*, Warszawa, WKŁ 1968.
107. Korzyński M., *Metodyka eksperymentu, Planowanie, realizacja i statystyczne opracowanie wyników eksperymentów technologicznych*, Warszawa, WNT 2006, ISBN 83-204-3203-0.
108. Kowalczyk M., Kozak W., Jaskuła A., Wisłocki K., Komputerowa symulacja pracy turbodoładowanego silnika wysokoprężnego z upustową regulacją doładowania, w: *II Konfe-*

- rencja Naukowo-Techniczna. *Problemy Postępu i Rozwoju. Sekcja 1. Teoria i obliczenia*, Autoprogres'86, Jadwisin styczeń 1986 r., [b.w.], s. 181–193.
109. Kowalczyk M., Kozak W., Wisłocki K., Jaskuła A., Warunki pracy silnika spalinowego jako podstawa doboru turbosprężarki, *Silniki Spalinowe* 1886, nr 1, s. 32–35.
  110. Kowalczyk M., Kozak W., Wisłocki K., Jaskuła A., Symulacyjne przewidywanie osiągow silnika wysokopreżnego przy doborze turbosprężarki, w: *Metody obliczeniowe w projektowaniu, badaniu i eksploatacji silników spalinowych. Motorcomput '89*, Jadwisin 24–26 kwietnia 1989 r., Warszawa, SIMP, Sekcja Silników Spalinowych 1989, s. 55–58.
  111. Kowalczyk M., Kozak W., Wisłocki K., Jaskuła A., Zastosowanie optymalizacji do wyznaczenia charakterystyki zewnętrznej silnika wysokopreżnego, *Teka Komisji Naukowo-Problemowej Motoryzacji. Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych* 1990, nr 3, s. 61–85.
  112. Kowalczyk M., Kozak W., Wisłocki K., Jaskuła A., Zastosowanie modelu eksploatacji w numerycznej optymalizacji parametrów silnika i pojazdu, w: *Eksploatacja Silników Samochodowych*, Szczecin, Zakład Techniki i Eksploatacji Samochodów 1991, s. 29–35.
  113. Krajnijnik N.N., Storčeus' Ju.V., *Sistemy gazodinamičeskogo nadduva*, Lugansk, Izdatel'stvo VUGU 2000.
  114. Kułakowski B., Uproszczona metoda obliczeń ilości powietrza przepływającego, *Silniki Spalinowe* 1980, nr 3–4, s. 26–29.
  115. Kusiak J., Danielewska-Tulecka A., Oprocha P., *Optymalizacja. Wybrane metody z przykładami zastosowań*, Warszawa, PWN, 2009, s. 305.
  116. Langen P., Hall W., Nefischer P., Hiemesch D., Der neue zweistufig aufgeladene Sechszylinder-Dieselmotor im BMW740d, *MTZ* 2010, Nr. 4, s. 224–233.
  117. Leonov I.V., Izmenenie koëfficienta izbytku vozducha pri razgonie dizelja s turbonaddu- vom, *Dvigateli vnutrennego sgoranija* 1981, vyp. 36, s. 59–63.
  118. Levkovič S.L., O koëfficiente roboty kompressorov turbokompressorov DVS, *Dvigateli vnutrennego sgoranija* 1970, vyp. 11, s. 100–105.
  119. Levkovič S.L., Metodika oprredelenija k.p.d. turbin i kompressorov turbokompressorov pri sovместnoj rabote s dvigatelem, *Dvigateli vnutrennego sgoranija* 1970, vyp. 11, s. 106–111.
  120. Linnhoff H.J., Peters A., Schindler P., Rechnerische Simulation der Injektorströmung am Turbinenbypass eines aufgeladenen Dieselmotors, *MTZ* 1987, 10, s. 395–402.
  121. Luttermann C., Mahrle W., BMW High Precision Fuel Injection in Conjunction with Twin-Turbo Technology. A Combination for Maximum Dynamic and High Fuel Efficiency, *SAE Technical Papers* 2007, No. 2007-01-1560.
  122. Łęgowicz J., Doładowanie typu twin-turbo, *Auto Moto Serwis* 2005, nr 3, s. 28–30.
  123. Macek J., Vavra J., Safarik P., Hyhlik T., Modelling of a Turbocharger Centripetal Radial Turbine, *Journal of Middle European Construction and Design of Cars* 2003, No. 1 (2), s. 14–25.
  124. Macek, J., Vitek O., Simulation of Pulsating Flow Usteady Operation of a Turbocharger Radial Turbine, *SAE Technical Paper* 2008, No. 2008-01-0295.
  125. Maćkowski J., Ocena przydatności modelowania procesu spalania do optymalizacji silników spalinowych, *AUTO–Technika Motoryzacyjna* 1991, nr 4, s. 13–15.
  126. Maćkowski J., Wyznaczanie ilości ciepła przejmowanego przez ścianki komory spalania silnika spalinowego w zerowymiarowym modelu procesu spalania, *Silniki Spalinowe* 1990, nr 3–4, s. 10–15.

127. Mańczak K., *Metody identyfikacji wielowymiarowych obiektów sterowania*, Warszawa, WNT 1979, s. 244.
128. Mährle W., Krauss M., Luttermann Ch., Klauer N., High Precision Injection in Verbindung mit Aufladung am neuen BMW Twin Turbo Ottomotor, *MTZ* 2007, No. 4, s. 258–265.
129. Merkisz J., Mazurek St., *Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych*, Warszawa, WKŁ 2002, ISBN 83-206-1457-0.
130. Michalak J., Michalak B., Płotkowiak J., Analiza zjawisk falowych w przewodach dolotowych i wylotowych doładowanych silników spalinowych, *Silniki Spalinowe* 1978, nr 2, s. 68–72.
131. Mikołajczak Z., Wyznaczanie przebiegu wywiązywania się ciepła w czterosuwowym, wysokoprężnym silniku spalinowym, *Silniki Spalinowe* 1981, nr 2, s. 32–34.
132. Mitianiec W., Jaroszewski A., *Silniki dwusuwowe małej mocy, Modele matematyczne procesów fizycznych w silnikach spalinowych małej mocy*, Wrocław, Ossolineum 1993, ISBN 83-04-04215-0.
133. Moraal P., Kolmanovsky I., Turbocharger Modeling for Automotive Control Applications, *SAE Technical Paper* 1999, No. 1999-01-0908.
134. Mysłowski J., Dobór turbosprężarki do szybkoobrotowego silnika wysokoprężnego, *Silniki Spalinowe* 1974, nr 1, s. 1–4.
135. Mysłowski J., Studium wpływu parametrów geometrycznych układu dolotowego tłokowego silnika spalinowego na jego napełnienie i elastyczność, *Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej* 1986, nr 307.
136. Mysłowski J., 1989. Moment obrotowy trakcyjnego silnika z zapłonem samoczynnym, *Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej*, 1989, nr 406.
137. Mysłowski J., *Doładowanie bezsprężarkowe silników z zapłonem samoczynnym*, Warszawa, WNT 1995, ISBN 83-204-1865-8.
138. Mysłowski J., *Doładowanie silników*, Warszawa, WKŁ 2002, ISBN 83-206-1445-7.
139. Mysłowski J., Danilecki K., Wpływ wymiarów geometrycznych turbosprężarki na jej straty cieplne, w: *IV Międzynarodowe Sympozjum. Klimatyzacja, wentylacja i wymiana ciepła w transporcie*, Szczecin 22–24 czerwca 1992 r., Szczecin, Politechnika Szczecińska 1992, s. 105–108.
140. Mysłowski J., Danilecki K., Niekonwencjonalne układy doładowania samochodowych silników spalinowych, w: *Konferencja Naukowo-Techniczna. Współczesne problemy w budowie i eksploatacji maszyn*, Szczecin 1996, Szczecin, Wydawnictwo Politechniki Szczecińskiej, s. 235–244.
141. Mysłowski J., Danilecki K., Wpływ kompletacji turbosprężarek na parametry pracy silnika SW-680 z układem doładowania zakresowego, *Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji. Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych* 1996, nr 8, s. 127–137.
142. Mysłowski J., Danilecki K., Garczyński K., *Raport z projektu badawczego KBN 5T 12D 04125. Badanie wpływu doładowania zakresowego na elastyczność silników spalinowych przeznaczonych do napędu samochodów ciężarowych o dużej ładowności*, Szczecin, Politechnika Szczecińska 2005 (maszynopis).
143. Mysłowski J., Kotun J., Elastyczność spalinowych silników wysokoprężnych, *Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej* 1998, nr 540.
144. Mysłowski J., Lisowski M., Danilecki K., Ocena możliwości poprawy parametrów pracy silnika wysokoprężnego SW-680 przy zastosowaniu doładowania zakresowego, *Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji. Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych* 1996, nr 8, s. 138–146.

145. Neth P., Streuli A., Wpływ nowoczesnych systemów doładowania na poprawę osiągnięć silników wysokoprężnych, *Silniki Spalinowe* 1982, nr 3–4, s. 1–8.
146. Niewiarowski K., *Tłokowe silniki spalinowe*, t. 2, Warszawa, WKŁ 1983, ISBN 83-206-0251-3.
147. Niewiarowski K., Wisłocki K., Wpływ doładowania na wskaźniki pracy trakcyjnych silników wysokoprężnych, *Silniki Spalinowe* 1982, nr 3–4, s. 58–64.
148. Niwa Y., Okimoto H., Tadokoro T., Tashima S., Development of Sequential Twin Turbo System for Rotary Engine, *SAE Technical Papers* 1991, No. 910624.
149. Ochęduszek S., *Termodynamika stosowana*, Warszawa, WNT, 1974, s. 680.
150. Ochwat S., Ocena przydatności wielomianów drugiego stopnia do aproksymacji charakterystyk silników spalinowych, w: *Konferencja Naukowo-Techniczna. Pojazdy samochodowe. Problemy postępu i rozwoju. Metody badań samochodów, aparatura i urządzenia badawcze. Autoprogres'83/84*, Jadwisin styczeń 1984 r., [b.w.], s. 38–40.
151. Ochwat S., Walentynowicz J., Ocena przydatności kompozycyjnych planów eksperymentu drugiego stopnia w badaniach silników spalinowych, *Biuletyn WAT* 1985, nr 9, s. 49–60.
152. Olczyk A., Koncepcja pomiaru szybkozmiennej temperatury gazu z uwzględnieniem dynamicznej składowej temperatury, *Pomiary. Automatyka. Kontrola* 2007, nr 9 (53), s. 576–579.
153. Orlin A.S., Kruglova M.G., *Dvigateli vnutrenngo sgoranijateorija poršnevnych i kompinirovannyh dvigatelej*, Moskwa, Mašinstroenie, 1983, s. 372.
154. Ostapenko G.I., Dolganov K.E., Opredelenie formy vnešnej skorostnoj charakteristiki po zadannomu predelu formy dymnosti otrobotovšich gazov avtotraktornogo dizelija s turbonadduvom, *Dvigatelestroenie* 1984, vyp. 10, s. 8–11.
155. Ostapenko G.I., Eksperimentalnoe opredelenie parametra effektivnosti impul'snoj turbiny i jego matemstičeškoe opisanie, *Dvigateli vnutrennego sgoranija* 1985, vyp. 41, s. 41–45.
156. Ostapenko G.I., Opredelenie programmy regulirovanija davlenija nadduva traktornogo dizelija, *Dvigateli vnutrennego sgoranija* 1985, vyp. 36, s. 54–59.
157. Öberg P., Eriksson L., Control Oriented Modeling of the Gas Exchange Process in Variable Cam Timing Engines, *SAE Technical Papers* 2006, No. 2006-01-0660.
158. Pancharevski G., Ivanov V., Okrešlenie strat ciepła w dyfuzorze turbosprężarki, w: *IV Międzynarodowe Sympozjum. Klimatyzacja, wentylacja i wymiana ciepła w transporcie*, Szczecin 22–24 czerwca 1992 r., Szczecin, Politechnika Szczecińska 1992, s. 109–118.
159. Pasztor E., Über die Bestimmung der Reibungsarbeit und des mechanischen Wirkungsgrades bei Verbrennungsmotoren, *MTZ* 1968, Nr. 2, s. 57–64.
160. Pfost H., Neubauer H., Strömungsvorgänge in Zentripetalturbinen von Abgasturboladern bei instationärer Beaufschlagung, *MTZ* 1981, Nr. 6, s. 243–247.
161. Pflüger F., Die zweistufig geregelte Aufladung (R2S) – ein neues Aufladesystem für Nfz-Motoren, *MTZ* 1998, Nr. 7–8, s. 68–72.
162. Pięta A., Ocena wpływu wybranych czynników konstrukcyjnych na napełnianie silnika spalinowego tłokowego, *Silniki Spalinowe* 1986, nr 2–3, s. 59–63.
163. Pogodin S.I., *Rabočie processy transportnyh turboparšnevnych dvigatelej*, Moskwa, Mašinstroenie 1978, s. 310.
164. Polański Z., *Planowanie doświadczeń w technice*, Warszawa, PWN 1984, ISBN 83-01-04507-8.
165. Poljakovskij G.M., Simson A.E., Rasčet processa napolnenija vo vpusknom kolektore i cilindre, *Dvigateli vnutrennego sgoranija* 1970, vyp. 10, s. 3–6.
166. Portnov D.A., *Bystrochodnye turboparšnevnye dvigateli s vosplameneniem ot sžatija*, Moskva, Mašgiz 1963.



167. Rautenberg M., Stein W., Wiedermann A., Untersuchung über die Wechselwirkung zwischen Laufrad und Diffusor in Radialverdichtern, *MTZ* 1988, Nr. 6, s. 247–253.
168. Rawski F., Szpica D., Symulacyjne metody badań układów dolotowych tłokowych silników spalinowych, *Przegląd Mechaniczny* 2005, nr 2, s. 14–18.
169. Rawski F., Szpica D., Identyfikacja parametrów modelu przepływu powietrza przez szczelinę zaworową w tłokowym silniku spalinowym, *MOTROL, Ser. Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa* 2006, nr 8, s. 188–197.
170. Rumszyski L.Z., *Matematyczne opracowanie wyników eksperymentu*, Warszawa, WNT, 1973.
171. Rychter T., Teodorczyk A., Modelowanie matematyczne procesów spalania w silnikach tłokowych, Cz. 1. Charakterystyka ogólna, *AUTO–Technika Motoryzacyjna* (dodatek naukowo-techniczny) 1984, nr 12, s. 4–9.
172. Rychter T., Teodorczyk A., *Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego*, Warszawa, PWN, 1990, ISBN 83-01-08642-X.
173. Ryti M., Ein Rechenprogramm für den Ladungswechsel aufgeladener Dieselmotoren, *Brown Boveri Mitteilungen* 1968, Nr. 8, s. 429–439.
174. Sams T., Regner G., Chmela F., Integration von Simulationswerkzeugen zur Optimierung von Motorkonzepten, *MTZ* 2000, Nr. 9, s. 600–608.
175. Saulnier S., Computational Study of Diesel Engine Downsizing Using Two-Stage Turbocharging, *SAE Technical Paper* 2004, No. 2004-01-0929.
176. Ščeglov Ja.M., Gockalo B.L., Koch G.A., Približennaja zavisimost' dlja opredelenija koëfficienta napolnija četyrechtaktnogo dizelja s produvkoj cilindra, *Dvigateli vnutrennego sgoranija* 1978, vyp. 27, s. 30–36.
177. Schulmeister R., Untersuchungen zur Verbesserung der Lastannahme aufgeladener Dieselmotoren, *MTZ* 1980, Nr. 5, s. 225–232.
178. Seidler J., Badach A., Molisz W., *Metody rozwiązywania zadań optymalizacji*, Warszawa, WNT, 1980.
179. Seifert H., Erfahrungen mit einem mathematischen Modell zur Simulation von Arbeitsverfahren in Verbrennungsmotoren, Teil 1, *MTZ* 1978, Nr. 7–8, s. 321–325.
180. Seifert H., Erfahrungen mit einem mathematischen Modell zur Simulation von Arbeitsverfahren in Verbrennungsmotoren, Teil 2, *MTZ* 1978, Nr. 12, s. 567–572.
181. Seifert H., 20 Jahre erfolgreiche Entwicklung des Programmsystems PROMO, *MTZ* 1990, Nr. 11, s. 478–488.
182. Simson A.E., *Gazoturbinnyj nadduv dizelej*, Moskva, Mašinastroenie 1975, s. 297.
183. Simson A.E., Sacharevič V.D., Krušedol'skij A.G., Metodika raščjota sistemy turbonadduva s preobrazovatelem impul'sov. *Voprosy diagnostiki i soveršenstvovanija roboty dvigatelej vnutrennego sgoranija, Trudy RIIŽT*. Rostov-na-Donu 1978, vyp. 146. s. 67–75.
184. Simson A.E., Kaminskij V.N., Morgulis Ju.B i dr., *Turbonadduv vysokborotnych dizelej*, Moskva, Mašinastroenie, 1976, s. 286.
185. Sinjavskij V.V., Obobšennye charakteristiki malorazmernych kompressorov i turbin, *Rabočie processy avtotraktornych dvigatelej i ich agregatov*. Moskva. Sbornik naučnych trudov MADI 1987.
186. Sobieszczński M., *Modelowanie procesów zasilania w silnikach spalinowych*, Warszawa, WKŁ 2000, ISBN 83-26-1343-4.
187. Sobociński R., Mitka J., Zastosowanie eksperymentu planowego w opracowaniu modeli symulacji procesów roboczych tłokowego silnika spalinowego, w: *II Konferencja Naukowo-*

- Techniczna. Pojazdy samochodowe. Problemy postępu i rozwoju. Sekcja II. Badania i urządzenia badawcze. Autoprogres'86*, Jadwisin styczeń 1986 r., [b.w.] 1986, s. 100–108.
188. Sowa K., Dobór parametrów konstrukcyjno-regulacyjnych aparatury wtryskowej silnika wysokoprężnego przy zastosowaniu wieloparametrowej metody optymalizacji, *Silniki Spalinowe* 1988, nr 1, s. 17–20.
  189. Stanski U., Melcher T., Berthold J., Rechnergestützte Ladungswechselauslegung, *MTZ* 1985, Nr. 12, s. 491–496.
  190. Staś M., *Modelowanie przebiegu przejmowania ciepła przez czynnik w silniku o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim*. Praca doktorska, Łódź, Politechnika Łódzka 1984 (maszynopis).
  191. Steiger A., Zur Berechnung des Ausnutzungsgrades der Auspuffenergie bei Zweitaktmotoren mit Abgasturboaufladung, *Technische Rundschau Sulzer* 1958, Nr. 2.
  192. Steinparzer F., Kratochwill H., Mattes W., Stütz W., Der neue BMW Sechszylinder-Dieselmotor mit Stufenaufladung, *MTZ* 2005, Nr. 5, s. 334–344.
  193. Stokłosa H., Osoba J., Obniżenie zużycia paliwa średnioobrotowego silnika wysokoprężnego przez zastosowanie nowoczesnych turbosprężarek i układów doładowania, *Silniki Spalinowe* 1986, nr 2–3, s. 18–26.
  194. Syassen O., Zukunftsaussichten der zweistufigen Aufladung für Zwei- und Viertakt-Großdieselmotoren, *MTZ* 1976, Nr. 11, s. 467–473.
  195. Szczeciński S., *Turbinowe napędy samochodów*, Warszawa, WKŁ 1974.
  196. Thielemann J., Berechnung der Vorgänge im Multi-entry Pulse Converter, *MTZ* 1990, Nr. 4, s. 168–171.
  197. *Turbokompressory dla nadduwa dizelej. Spravčočnoe posobie*, red. B.P. Bajkov, Leningrad, Mašinostroenie 1975.
  198. Vanšejdt V.A., *Sudovye dvigateli vnutrennego sgoranija*, Leningrad, Sudostroenie 1977.
  199. Vavra J., Maček J., Vitek O., Takats M., Investigation of Radial Turbocharger Turbine Characteristics under Real Conditions, *SAE Technica Paper* 2009, No. 2009-01-0311.
  200. Wajand J.A., *Silniki o zapłonie samoczynnym: silniki Diesla*, Warszawa, WNT 1988, ISBN 83-204-0955-1.
  201. Wajand J.A., Wajand J.T., *Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe*, Warszawa, WNT 2005, ISBN 83-204-3054-2.
  202. Walentynowicz J., Badania układu zasilania silnika wysokoprężnego przy zastosowaniu metod analizy czynnikowej, w: *II Konferencja naukowo-techniczna. Pojazdy samochodowe. Problemy postępu i rozwoju. Autoprogres'86*, Jadwisin styczeń 1986 r., [b.w.] 1986, s. 80–89.
  203. Walentynowicz J., Planowanie eksperymentu w badaniach silników spalinowych, *Silniki Spalinowe* 1986, nr 2–3, s. 42–45.
  204. Wendeker M., *Systemy badawcze elektronicznie sterowanego silnika spalinowego*, Lublin, Wydawnictwo Lubelskiego Towarzystwa Naukowego 1998, ISBN 83-85491-99-6.
  205. Westin F., Angstrom H. E., Calculation Accuracy of Pulsating Flow Through the Turbine of SI-Engine Turbochargers. Part 1. Calculations for Choice of Turbines with Different Flow Characteristics, *SAE Technical Paper* 2005, No. 2005-01-0222.
  206. Wibe I.I., *Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren*, Berlin, VEB Verlag Technik 1970.

207. Wiciński A., Doładowanie dynamiczne systemu „Wibu”, *Przegląd Techniczny* 1934, nr 41, s. 338–347.
208. Wilk K., Gustof P., Analiza możliwości zastosowania modelu dwustrefowego do badania procesu spalania na podstawie wykresu indykatorowego w doładowanym silniku ZS, *Czasopismo Techniczne, Ser. Mechanika* 1998, nr 5M, s. 61–73.
209. Winkler G., Ein geschlossenes Diagramm zur Bestimmung der Betriebspunkte von Abgas-turboladern an Viertaktmotoren, *MTZ* 1980, Nr. 10, s. 451–457.
210. Winkler G., Turbolader, Comprex oder Kompressor? *MTZ* 1981, Nr. 12, s. 541–545.
211. Winkler N., Angstrom H.E., Study of Measured and Model Based Generated Turbine Performance Maps within a 1D Model of a Heavy-Duty Diesel Engine Operated During Transient Conditions, *SAE Technical Paper* 2007, No. 2007-01-0491.
212. Winterbone D. E., Benson R. S., Mortimer A. G., Kenyon P., Stotter A., Transient response of turbocharged diesel engines, Part 1. A comparison of two methods of improving response, *SAE Technical Paper* 1977, No. 770122.
213. Winterhagen J., *Mercedes stellt mit Vierzylinderdiesel neuen Mitteldruck-Rekord auf*, *ATZ* [online], Oktober 21, 2008, <http://atzonline.de/Aktuell/Nachrichten/1/8598/Mercedes-stellt-mit-Vierzylinderdiesel-neuen-Mitteldruck-Rekord-auf.html>, dostęp dn. 15.10.2011 r.
214. Wirkowski P., Modelowanie charakterystyki sprężarki osiowej o zmiennej geometrii kanału przepływowego, *Diagnostyka* 2005, nr 35, s. 31–36.
215. Wisłocki K., Zagadnienia współpracy silnika i turbosprężarki w nieustalonych warunkach pracy, *Silniki Spalinowe* 1982, nr 1–2, s. 16–23.
216. Wisłocki K., *Badanie wpływu upustowej regulacji parametrów doładowania na własności trakcyjne turbodoładowanych silników spalinowych*. Praca doktorska, Poznań, Politechnika Poznańska 1986 (maszynopis).
217. Wisłocki K., Rozkład warunków pracy w optymalizacji silnika spalinowego i pojazdu, *Silniki Spalinowe* 1989, nr 4, s. 26–33.
218. Wisłocki K., *Systemy doładowania szybkoobrotowych silników spalinowych*, Warszawa, WKŁ 1991, ISBN 83-206-0978-X.
219. Wisłocki K., Kowalczyk M., Kozak W., Doładowanie silników spalinowych standardem XXI wieku, w: *Doładowanie Silników Spalinowych*, Szczecin, Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Politechniki Szczecińskiej 1999, s. 115–128.
220. Wiśniewski S., Wiśniewski S.T., *Wymiana ciepła*, Warszawa, WNT 2009, ISBN 978-83-204-3575-7.
221. Woschni G., Die berchnung der wandverluste und der thermischen belastung der bauteile von dieselmotoren, *MTZ* 1970, Nr. 12, s. 491–499.
222. Wolgemuth C.H., Olson D.R., A Study of Engine Breathing Characteristics, *SAE Technical Paper* 1965, No. 650448.
223. Wolkenstein P., Der Twin-Turbo-Diesel der Opel OPC-Studie, *Mot: Die Autozetschrift*, 2004, Nr. 6, s. 88–95.
224. Wojciechowski T., Optymalizacja przebiegu spalania w silniku wysokoprężnym z wtryskiem bezpośrednim, *Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej, Ser. Rozprawy Naukowe* 1980, nr 376 (31).
225. *Wymiana ładunku w czterosuwowym silniku tłokowym*, red. M. Orkisz, Warszawa, WKŁ 1991, ISBN 83-206-0937-2.
226. *Wyrażanie niepewności pomiaru. Przewodnik*, Warszawa, Główny Urząd Miar 1999,

ISBN 83-906546-1-X.

227. Yong M., Lienesch J., An Engine Diagnostic Package (FDPAC) – software for analyzing cylinder pressure time data, *SAE Technical Paper* 1978, No. 780967.
228. Zajčenko B.F., Ljamcevg G.D., Čermyšev E.N., Mečničeskij k.p.d. avtomobil'noĝo turbokompresora, *Avtomobil'naja promyšlennost'* 1964, vyp. 7, s. 5–7.
229. Zawadzki J., Specjalna problematyka quasi-ustalonej wymiany ładunku w turbodoładowanym silniku wysokoprężnym, *Silniki Spalinowe* 1982, nr 1–2, s. 32–38.
230. Zellbeck H., Woschni G., Rechnerische Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens aufgeladener Dieselmotoren, *MTZ* 1983, Nr. 3, s. 81–86.
231. Zinner K., *Aufladung von Verbrennungsmotoren*, Berlin, Springer Verlag 1980.



## **Summary**

### **Study for modeling and optimization of the traction diesel engine cooperation with turbochargers working in the sequential turbocharging system**

This paper is a synthesis of the problems concerning shaping of the characteristics of supercharging of traction diesel engines using the methods of turbocharging, where two turbochargers are used at different ranges of the engine operation. Their essential role has been shown in improving engines constructed in accordance with the concept of downsizing, the possibilities to meet the stricter and stricter requirements in the scope of the economy related thereto, the ecology and the energetics of the means transport, and problems in obtaining a favourable matching of turbochargers to the engine in terms of the energy balance of such a system in the possibly wide scope of changes in the operating conditions. The need for a detailed investigation of these problems has been also highlighted, which in case of such methods of turbocharging get intensified due to the necessity to match two different turbocharging devices, and – additionally – to ensure adequate conditions for cooperation between them.

The paper presents a study of the phenomena accompanying the turbocharging, taking into account the relations between the course of the flow processes and their thermodynamic effects in the engine cycle. The physical bases of studies on these phenomena have been discussed, and a review of methods of their mathematical description has been carried out. The comparative assessment of the research methods in terms of the scope of applicability, suitability for the achievement of the objectives of the paper and the possibility of interpretation of the results has allowed for the selection of a simulation method of computed calculations based on the application of analytical-empirical models. Methodological bases of the analysis of the supercharging system with two turbochargers of different sizes have been presented, and comparative indicators of the quality of their matching to the engine have been defined on the basis of thermodynamic parameters of the medium, determined with taking into account the changes in the efficiencies and loads of each of the supercharging devices.

For predicting the effects of application of a specific design of supercharging devices and the quantitative interpretation of the obtained curves, own numerical program has been used based on a model of the engine limited to medium parameters of the cycle. An assessment of the suitability of empirical models developed in the simulation tests has been carried out as well as of the inaccuracies of the applied procedure of numerical computation.

The paper discusses the results of simulation comparative research concerning formation of the conditions of cooperation of the engine and turbochargers at the change of their parameters. An assessment of the impact of these changes on the curve of the engine charac-

teristics and the possibilities of its improvement has been carried out. Correlation dependencies have been determined between the loads on turbochargers and the total efficiency of the supercharging system and the curve of the characteristics of the engine. Requirements concerning the most beneficial division of work of the compression in turbochargers have been formulated at the selection of their design parameters in order to obtain the desired shape of the curve of the maximum torque on the external characteristics of the engine. The procedure of selection of passage cross-sections in the turbines using the optimization methods have been presented. For the selected set of completion of turbochargers, operating ranges for each of the supercharging devices required to obtain the best values in the overall efficiency in the conditions of load characteristics have been determined. On the basis of the characteristics obtained in this way, the algorithm and the controlling models for the designed numerical system to control the switching of turbochargers have been developed. Verification of the operation of the control system on the working test engine during the engine bench testing has been carried out.

## **Zusammenfassung**

# **Studie zur Modellierung und Optimierung der Zusammenwirkung eines Dieselmotors mit Turboladern in Registeraufladung**

Die vorliegende Arbeit stellt eine Zusammenfassung der bisher gewonnenen Erkenntnisse zur Problematik der Registeraufladung von Dieselmotoren dar. Es wird insbesondere auf die fundamentale Rolle dieser Aufladungsmethode im Hinblick auf die fortschreitende Leistungskonzentrationssteigerung von Dieselmotoren (sog. *Downsizing*) sowie auf die Verbesserung deren Wirtschaftlichkeit und Umweltverträglichkeit hingewiesen. Zugleich werden grundlegende Probleme der Auswahloptimierung der in verschiedenen Stufen des Motorbetriebs eingesetzten Turbolader sowie der günstigen Energiebilanz eines solchen Antriebssystems in einem möglichst breiten Spektrum veränderbarer Betriebsbedingungen behandelt. Ferner wird der Bedarf herausgehoben, diese Probleme im Detail zu erkennen, da sie sich bei dieser Aufladungsmethode angesichts der unumgänglich zu treffenden Auswahl zweier unterschiedlicher Turboaggregate verstärken, sowie - zusätzlich - entsprechend günstige Bedingungen für deren effiziente Kooperation miteinander zu schaffen.

Die Arbeit ist ein Studium der Turboaufladung von Dieselmotoren, in dem Wechselbeziehungen zwischen dem Verlauf der Durchflussprozesse und deren thermodynamischen Auswirkungen im Motorsystem berücksichtigt werden. Es werden physikalische Grundlagen der darauf bezogenen Prozessuntersuchungen betrachtet sowie Methoden der mathematischen Auffassung derselben charakterisiert. Auf Grund einer Vergleichsauswertung der Untersuchungsmethoden im Hinblick auf ihre Anwendbarkeit, Zweckmäßigkeit und mögliche Interpretationen der erzielten Ergebnisse wurde eine simulative Computerberechnungsmethode auf Basis analytisch-empirischer Modelle ausgewählt. Es wurden methodologische Grundlagen der Analyse von Parametern der Registeraufladung dargestellt sowie Vergleichskoeffizienten der optimierten gegenseitigen Anpassung der Turboladern zum Motor auf Grund der thermodynamischen, unter Berücksichtigung der Wirkungsgrad- und Lastveränderungen eines jeden Aufladungsaggregats, ermittelten Luft- und Abgaseparameter definiert.

Zur Prognostizierung von Auswirkungen bei der Verwendung der jeweiligen Aufladungsoption sowie zur quantitativen Auswertung der erbrachten Laufleistungen wurde eine eigene numerische und auf die Ermittlung von Durchschnittsparametern ausgerichtete Software auf Basis eines empirischen Motormodells verwendet. Es wurde eine Anwendbarkeitsanalyse des zu Zwecken der Simulationsuntersuchung ausgearbeiteten Modells sowie eine Ungenauigkeitsauswertung der angewendeten Prozedur der numerischen Berechnungen durchgeführt.

Ferner werden Ergebnisse der vergleichenden Simulationsuntersuchungen zur Optimierung der Zusammenwirkung zwischen Motor und Turboladern bei auftretenden Parame-



terveränderungen dargelegt sowie eine Auswertung der Auswirkung dieser Veränderungen auf die Motorbetriebscharakteristik und auf deren Verbesserungspotenzial durchgeführt. Es wurden korrelative Abhängigkeiten zwischen Turboladerbelastung, Wirkungsgrad des Aufladungssystems und Verlauf des Motorbetriebskennfeldes aufgezeigt. Darüber hinaus werden Anforderungen zur optimalen Verdichtung in Turboladern für die Auswahl von deren Konstruktionsparametern formuliert, die den Zweck verfolgen, die Kurve des maximalen Drehmoments in der Außencharakteristik des Motors möglichst weitgehend zu verbessern. Die Auswahlprozedur für Durchflussquerschnitte in Turbinen wurde anhand von Optimierungsmethoden beschrieben. Für jeweilige Turbolader wurden Arbeitsstufen eines jeden Aufladeaggregats zur Erzielung höchstmöglicher Werte des Motorwirkungsgrades bei Teillast errechnet. Auf Grund der so ausgearbeiteten Abhängigkeiten wurden Modelle präzisiert und sowie ein Algorithmus für das entworfene System der numerischen Turboschaltungssteuerung ermittelt. Die Funktion des Steuersystems wurde am laufenden Motor während der Tests am Prüfstand geprüft.

Biblioteka Główna  
Zachodniopomorskiego Uniwersytetu  
Technologicznego w Szczecinie  
CZ.55492



001-055492-00-0

CZ 22.11

ISBN 978-83-7663-120-2