

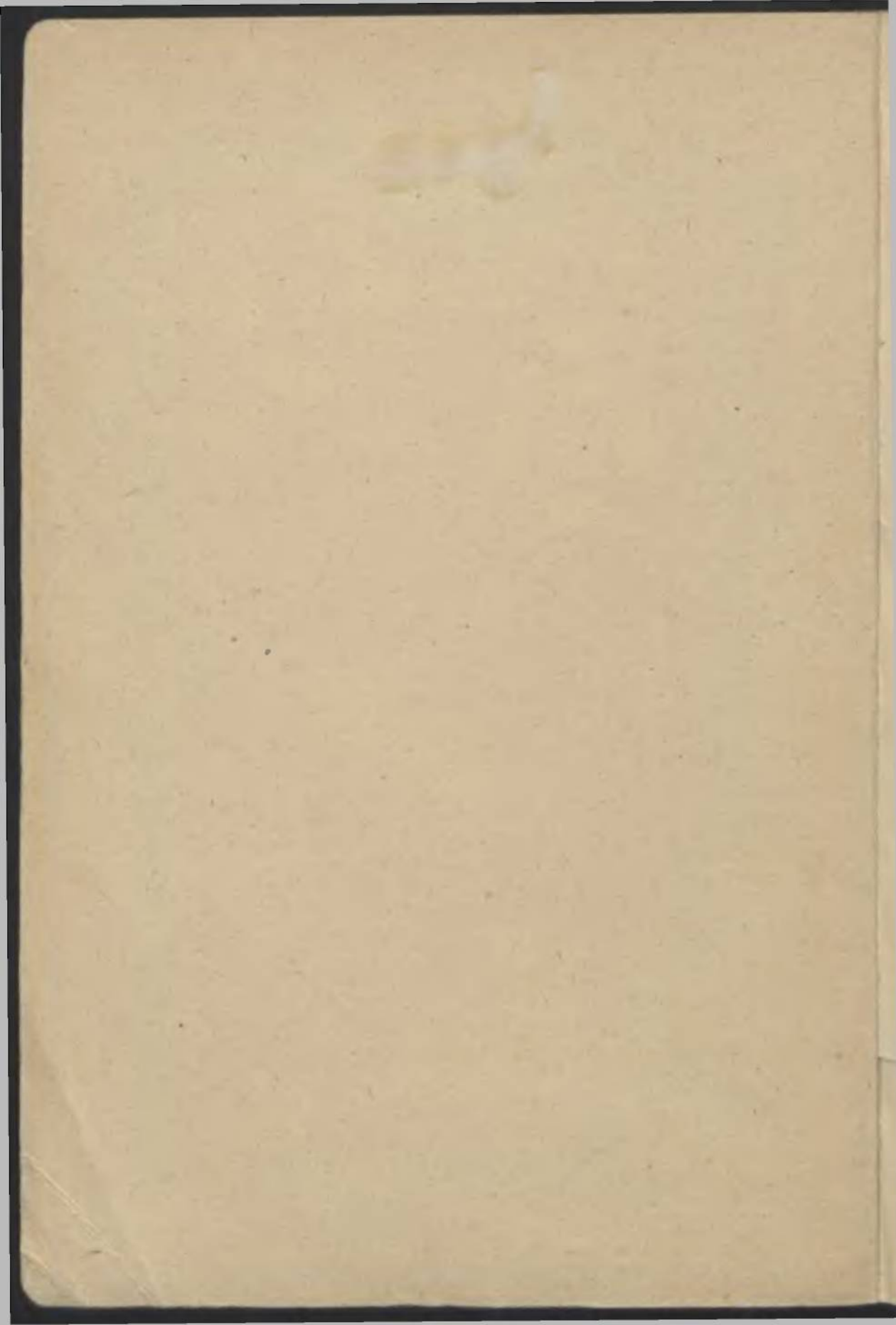
POLITECHNIKA SZCZECIŃSKA

Zakład Techniki i Eksploatacji Samochodów

Janusz Mysłowski

**DOŁADOWANIE SILNIKÓW
WYSOKOPRĘŻNYCH
SAMOCHODÓW CIĘŻAROWYCH**

SZCZECIN 1988



POLITECHNIKA SZCZECIŃSKA

Zakład Techniki i Eksploatacji Samochodów

Janusz Mysłowski

**DOŁADOWANIE SILNIKÓW
WYSOKOPRĘŻNYCH
SAMOCHODÓW CIĘŻAROWYCH**

SZCZECIN 1988

Recenzent
Jan Gronowicz

Opracowanie redakcyjne
Jolanta Orkisz

Wydano za zgodą
Rektora Politechniki Szczecińskiej
z dnia 1988.05.23



W. 110960

Biblioteka Główna
Politechniki Szczecińskiej
W. 110960



012-110960-00-0

LBJ

Wyd. 1. nakład 200 + 24 egz. Ark. wyd. 11,3 Ark. druk. 10,6

Papier piśmienny kl. III. 71g B1. Oddano do druku 88.05.23

Druk ukończono w czerwcu 1988 r. Zamówienie nr 553/88

Cena zł 226

ZAKŁAD POLIGRAFICZNY POLITECHNIKI SZCZECIŃSKIEJ "ZAPOL"

71-065 Szczecin, al. Piastów 42a

3.745/88

S P I S T R E Ś C I

1. Wprowadzenie	5
2. Parametry charakteryzujące silnik	8
3. Podstawy dynamiki silnika tłokowego	27
4. Sposoby poprawy parametrów roboczych silnika	37
4.1. Podstawowe pojęcia techniki doładowania	37
4.2. Doładowanie mechaniczne	42
4.3. Doładowanie turbosprężarkowe	53
4.3.1. Napęd turbosprężarki	54
4.3.2. Torbosprężarka	59
4.3.3. Osiągi silników turbodoładowanych	78
4.3.4. Doładowanie Maxidyn	79
4.3.5. Doładowanie Hyperbar	82
4.4. Doładowanie dynamiczne	84
4.5. Doładowanie kombinowane	91
4.6. Doładowanie Comprex	100
5. Dobór urządzenia doładującego	114
5.1. Sprężarki mechaniczne	114
5.2. Turbosprężarki	119
5.3. Dobór długości przewodów dolotowych przy doładowaniu dynamicznym	127
5.4. Dobór doładowarki typu Coprex	130
6. Opisy wybranych silników z różnymi rodzajami doładowania .	134
7. Czynniki eksploatacyjne wpływające na stosowanie doładowa- nia	159

Od autora

Skrypt niniejszy ma służyć studentom specjalności eksploatacja pojazdów i maszyn jako pomoc w opanowaniu przedmiotu "silniki pojazdów samochodowych".

W związku ze znacznym rozwojem doładowania silników samochodowych celowym było przybliżenie tej problematyki, gdyż istniejące opracowania sprzed 20 lat są już częściowo nieaktualne. Podano liczne przykłady silników doładowanych, ze szczególnym uwzględnieniem eksploatowanych w kraju. Przy posługiwaniu się materiałami źródłowymi (charakterystyki silników) autor pozostawił je w takim układzie jednostek, w jakim były wykonywane. Materiały najnowsze podane są w legalnym układzie jednostek SI.

Autor wyraża nadzieję, że skrypt ten będzie pomocny przy wykonywaniu prac projektowych, pomoże w opanowaniu materiału dotyczącego silników samochodowych i przyczyni się do rozszerzenia wiedzy czytelników o doładowaniu.

1. WPROWADZENIE

Silniki wysokoprężne¹⁾, jak wszystkie tłokowe silniki spalinowe wykonują pracę użyteczną dzięki cyklicznemu powtarzaniu się w ich cylindrach obiegów pracy. Proces zmiiany energii chemicznej, zawartej w paliwie, na pracę odbywa się przez spalanie mieszaniny par paliwa i powietrza w cylindrze silnika. Rozpylanie dawki ciekłego paliwa w przestrzeni roboczej cylindra powoduje jej prawie natychmiastowy samozapłon, gdyż powietrze znajdujące się w cylindrze jest sprężane tak, że jego temperatura jest wyższa od temperatury zapłonu mieszaniny powietrza i oleju napędowego. Podczas spalania tej mieszaniny gwałtownie podwyższa się ciśnienie w przestrzeni roboczej cylindra. Wskutek oddziaływania ciśnienia produktów spalania na denko tłoka przemieszcza się on ku zwrotowi korbowemu, wykonując pracę mechaniczną, która polega na wprawieniu w ruch obrotowy wału korbowego (zamiana ruchu posuwisto-zwrotnego odbywa się dzięki mechanizmowi korbowemu). Jak najlepsze wykorzystanie objętości roboczej silnika, dla uzyskania możliwie dużej pracy efektywnej było celem, do którego dążyli konstruktorzy od momentu powstania silników spalinowych.

Rudolf DIESEL, konstruktor pierwszego silnika wysokoprężnego przeprowadził w latach 1893-1897 w wytwórni MAN próby doładowania silnika czterosuwowego. Zabieg ten, mający na celu wprowadzenie do cylindra powietrza pod zwiększonym ciśnieniem i o zwiększonej gęstości, pozwala na uzyskanie w efekcie ostatecznym większej pracy użytecznej z jednostki objętości cylindra.

W roku 1896 DIESEL ogłosił patent: "Powiększenie mocy czterosuwowego silnika polega na tym, że powietrze potrzebne do spalania, z paliwem lub bez, zostaje zasane z odpowiedniego zbiornika, w którym uprzednio zostało sprężone". Sprężanie powietrza odbywało się przez wykorzystanie wewnętrznej strony tłoka, która pracowała jako sprężarka.

Pierwsze próby doładowania silnika przeprowadzone w wytwórni MAN

¹⁾ Również silniki z zapłonem samoczynnym - zgodnie z PN.

przez DIESLA w roku 1897 nie dały oczekiwanych rezultatów, gdyż sprawność ogólna silnika doładowanego okazała się mniejsza niż silnika pracującego bez doładowania, co zniechęciło DIESLA do dalszych prób.

Szwajcar dr A. BÜCHI jako pierwszy wprowadził turbinkę gazową do napędu sprężarki doładującej silnik. Turbina była zasilana spalinami doładowanego silnika. W trakcie badań przeprowadzonych w latach 1911-1915 w wytwórni SULZER A.G. potwierdził on swoje założenia teoretyczne oraz wprowadził przepłukanie komory spalania przez wytworzenie różnicy ciśnień przed zaworem ssącym i za zaworem wydechowym. Kontynuując swoje prace w latach 1926-27 wprowadził BÜCHI pulsacyjne zasilanie turbiny przez rozdzielenie przewodów wydechowych cylindrów, w których wydech występuje częściej niż 240° obrotu wału korbowego. Rozwiązanie to pozwalało na lepsze opróżnienie cylindrów ze spalin, bardziej równomierne rozłożenie zasilania na obudowie turbiny i znacznie lepsze przyspieszenie turbosprężarki (co okazało się bardzo ważną zaletą w chwili obecnej).

Pierwsze silniki z turbodoładowaniem wg licencji BÜCHI oddała do eksploatacji wytwórnia MAN w roku 1923.

W latach 1929-1930 zakłady KRUPA wypuściły pierwsze silniki do lokomotyw spalinowych doładowane sprężarkami mechanicznymi (wyporowymi), a takie same silniki doładowane turbosprężarkami - wytwórnia MAYBACH.

Jak więc widać, doładowanie wysokoprężnych silników spalinowych jako metoda poprawy ich parametrów roboczych, a szczególnie sprawności ogólnej, było stosowane od początków powstania silników spalinowych.

W chwili obecnej zdecydowana większość samochodów ciężarowych napędzana jest silnikami wysokoprężnymi i z racji trudności energetycznych udział ich rośnie w grupie samochodów dostawczych oraz osobowych.

Wprowadzenie od 1.01.1971 r. w RFN wymagań dotyczących mocy silników służących do napędu samochodów ciężarowych i pociągów drogowych w wysokości 6 kW/t (8 KM/tone) masę pojazdu spowodowało wyraźny rozwój doładowania (szczególnie turbosprężarkowego) tych silników. Dla pociągu drogowego o masie całkowitej 38t, moc silnika powinna wynosić

223 kW/304 KM/, co ma mu zapewnić wymagane przyspieszenie. Dla sproszczenia tym wymaganiom cały szereg wytwórni zastosowało doładowanie turbosprężarkowe dla swoich silników o zasysaniu naturalnym. Jednocześnie przystąpiono do opracowania nowych silników przystosowanych specjalnie do doładowania (np. LEYLAND 500), gdyż dotychczasowe konstrukcje zezwalały jedynie na powiększenie mocy silnika przez doładowanie nie przekraczające 50% ze względu na wytrzymałość elementów silnika.

Jednym z powodów powszechnego stosowania silników wysokoprężnych (i to zarówno w wersji wolnossącej, jak też doładowanej) jest ich znacznie większa ekonomiczność pracy (wyratająca się sprawnością ogólną) w porównaniu z silnikami o zapłonie iskrowym. Zanieczyszczenie środowiska naturalnego produktami spalania również jest znacznie mniejsze w przypadku silników wysokoprężnych, szczególnie doładowanych.

Znacznie większe przebiegi międzynaправcze uzyskiwane przez te silniki spowodowały, że w transporcie ciężarowym prawie zupełnie wyparły one silniki z zapłonem iskrowym. Z drugiej strony postęp ten był wywołany również przez działania administracyjne zmierzające do uzyskania wskaźnika 8 kW/t ciężaru całkowitego pojazdu (czy też pociągu drogowego).

2. PARAMETRY CHARAKTERYZUJĄCE SILNIK

2.1. Średnie ciśnienie indykowane i użyteczne

Wewnątrz cylindra panuje zmienne ciśnienie zależne od położenia tłoka lub kąтового położenia korby, którego przebieg zależy od wielu czynników, między innymi takich jak:

- liczba suwów na cykl pracy - *inika* (dwusuw lub czterosuw),
- sposób tworzenia mieszanki palnej i zapalenia mieszanki (silnik wyskokoprężny lub z zapłonem iskrowym),
- wielkość i kształt komory spalania.

Przebieg zmian ciśnienia w cylindrze, będący wynikiem złożonych procesów fizyko-chemicznych, decyduje o sprawności zamiany energii zawartej w paliwie na energię otrzymaną na wale silnika. Energię tę można określić przez wartość średniego ciśnienia indykowanego p_1 . Jest to stałe ciśnienie zastępcze, które działając na tłok podczas suwu rozprężania wytworzy taką samą pracę jak zmienne ciśnienie rzeczywiście działające w cylindrze podczas całego cyklu pracy, jak to przedsta-
wiono na rys.2.1. Inaczej mówiąc, jest to ciśnienie, które podczas jednego suwu wykona pracę równą pracy całego obrotu, zgodnie z wyrażeniem:

$$p_1 = \frac{1}{V_s} \cdot \oint p_g \cdot dV, \quad (2.1.)$$

gdzie: p_g - ciśnienie gazu w cylindrze,

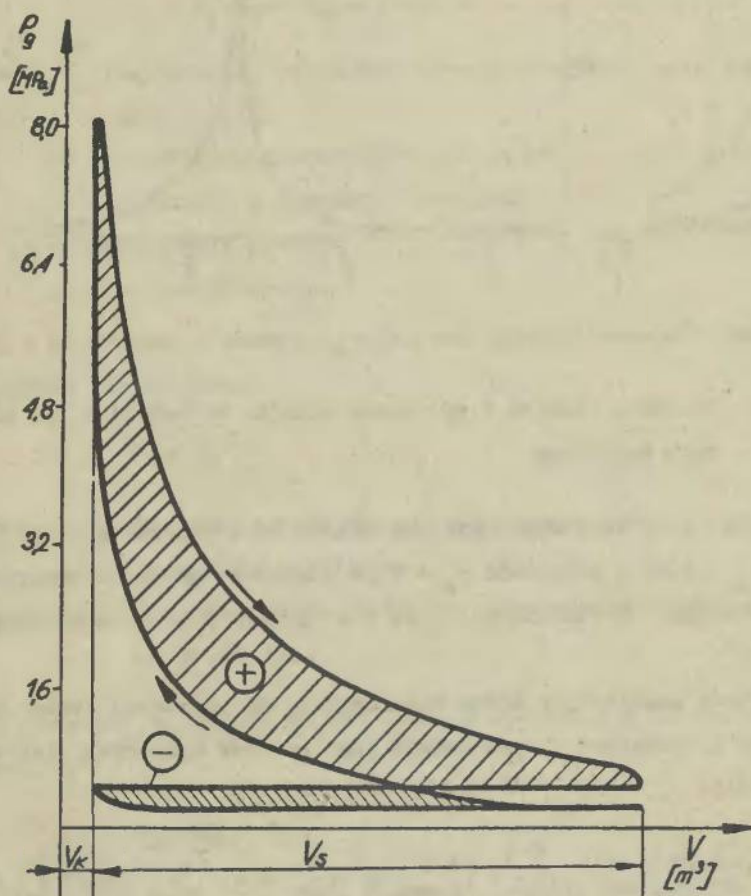
V - objętość,

V_s - objętość skokowa.

Praktycznie ciśnienie to można wyznaczyć drogą pośrednią przez splanimetriowanie wykresu indykatorowego przedstawionego na rys.2.1. i obliczenie wartości p_1 lub drogą bezpośrednią przez indykowanie silnika (np. indykatorem PM-1 lub Farnboro).

Wartość średniego ciśnienia indykowanego wyznacza się z zależności:

$$p_1 = \frac{P}{1 \cdot \mu} \quad (2.2.)$$



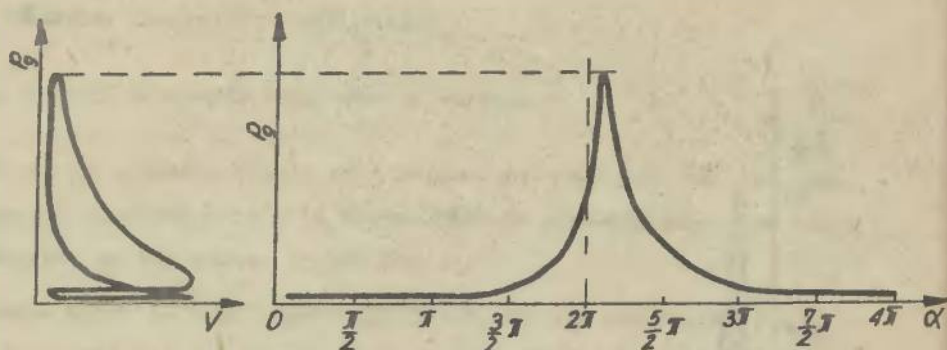
Rys.2.1. Wykres indykatorowy silnika czterosuwowego

gdzie: P - powierzchnia wykresu indykatorowego (mm^2) w układzie ciśnienie-objętość,

l - długość wykresu (mm) proporcjonalna do skoku tłoka i objętości V_s ,

μ - podziałka ciśnienia (stała wykresu) (mm/MPa).

Średnie ciśnienie indykowane można wyznaczyć również z rozwiniętego wykresu indykatorowego (rys.2.2.), tj. przebiegu ciśnień w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Istnieje wiele sposobów wyznaczania tego



Rys.2.2. Przebieg ciśnień w cylindrze silnika w funkcji kąta obrotu wału korbowego

ciśnienia, przy czym wszystkie one oparte są o przekształcanie zależności $p_g = f(\alpha)$ w zależność $p_g = f(V)$. Wynika to z kinematycznego związku między objętością cylindra V a kątem obrotu wału korbowego (OWK).

W sposób analityczny można wyznaczyć p_i na podstawie obiegu porównawczego i wyznaczonych parametrów jego punktów węzłowych, jak to podano niżej:

$$p_i = \frac{p_k}{\epsilon - 1} \left[\gamma (\epsilon - 1) + \frac{\gamma \cdot \xi}{m_r - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon_r^{m_r - 1}} \right) - \frac{1}{m_k - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{m_k - 1}} \right) \right], \quad (2.3.)$$

gdzie: ϵ - stopień sprężania,

p_k - ciśnienie końca suwu sprężania,

m_r - wykładnik politropy rozprężania,

m_k - wykładnik politropy sprężania,

γ - współczynnik przyrostu ciśnienia,

ξ - współczynnik rozprężania wstępnego,

ϵ_r - stopień rozprężania.

Dla uzyskania rzeczywistej wartości średniego ciśnienia indykowanego trzeba uwzględnić ujemną pracę wymiany czynnika (pole - na rys.2.1.) oraz zaokrąglenia wykresu jak niżej:

$$P_1 = P_1' \cdot \tau - \delta (p_w - p_s) . \quad (2.4.)$$

gdzie: τ - współczynnik uwzględniający zaokrąglenia pola pracy do dodatniej (+),

δ - współczynnik uwzględniający odchylenia pola ujemnej pracy ssania i wydechu od prostokąta,

p_w - ciśnienie wydechu,

p_s - ciśnienie ssania.

Energia przekazana odbiorcy E_o przez wał silnika w czasie jednego cyklu wyraża się związkiem:

$$E_o = M_o \cdot \alpha_o , \quad (2.5.)$$

gdzie: M_o - średnia wartość momentu obrotowego silnika w czasie pełnego cyklu jego pracy,

α_o - kąt obrotu wału korbowego odpowiadający pełnemu cyklowi pracy silnika.

Straty energii są różnicą między energią wywiązaną w cylindrze E_1 a energią E_o :

$$E_m = E_1 - E_o . \quad (2.6.)$$

Względną miarą tych strat jest sprawność mechaniczna silnika

$$\eta_m = \frac{E_o}{E_1} . \quad (2.7.)$$

Energię przekazywaną odbiornikowi przez wał silnika można zatem wyrazić następująco, za pomocą średniego ciśnienia indykowanego:

$$E_o = p_1' \cdot \eta_m \cdot V_s . \quad (2.8.)$$

Iloczyn $p_1' \cdot \eta_m$ nazywamy średnim ciśnieniem użytecznym

$$P_o = p_1' \cdot \eta_m , \quad (2.9.)$$

stąd z zależności (5), (8) i (9) otrzymuje się zależność:

$$P_e = \frac{L_c}{V_s} M_e . \quad (2.10.)$$

Wynika z niej, że dla danego silnika średnie ciśnienie użyteczne jest miarą momentu obrotowego przypadającą na jednostkę objętości skokowej. Przy tym M_e i p_e są wartościami uśrednionymi w czasie jednego cyklu.

Inaczej średnie ciśnienie efektywne można wyznaczyć z zależności:

$$P_e = P_i - P_t , \quad (2.11.)$$

gdzie: p_t - średnie ciśnienie tarcia.

Średnie ciśnienie tarcia jest to strata średniego ciśnienia indykowanego odpowiadająca stratom mechanicznym silnika, odniesionym do powierzchni denka tłoka.

Średnie ciśnienie tarcia można wyznaczyć na podstawie zależności empirycznej:

$$p_t = (0,3 + 0,4) + 0,15 c_{\text{śr}} \quad (2.12.)$$

$$a \quad c_{\text{śr}} = \frac{s \cdot n}{30} ,$$

gdzie: $c_{\text{śr}}$ - średnia prędkość tłoka [m/s],
 n - prędkość obrotowa silnika [min⁻¹],
 s - skok tłoka [m] .

2.2. Moc i moment obrotowy

Posługując się średnim ciśnieniem efektywnym, moc silnika można obliczyć z zależności:

$$N_e = \frac{p_e \cdot n \cdot V_{ss}}{60 \cdot \tau} \quad [\text{kW}] , \quad (2.13.)$$

gdzie: p_e - średnie ciśnienie efektywne [kPa],
 n - prędkość obrotowa silnika [min⁻¹],
 V_{ss} - objętość skokowa silnika [m³],

τ - współczynnik cykliczności równy 2 dla czterosuwów,
1 - dla silników dwusuwowych.

W rozważaniach dotyczących dynamiki silnika wygodniej jest używać prędkość kątową ω (rad/s), zamiast prędkości obrotowej n (obr/min). Prędkość kątowa i moment obrotowy wyznaczają jednoznacznie moc silnika, zgodnie ze wzorem:

$$N_e = M_e \cdot \omega, \quad (2.14.)$$

przy czym moment obrotowy M_e jest to średni w ciągu całego obiegu moment obrotowy oddawany przez wał korbowy silnika na napędzaną maszynę lub przekładnię mocy.

Chwilową wartość momentu obrotowego można wyznaczyć z zależności:

$$M_e = 9554,14 \cdot \frac{N_e}{n} \text{ [Nm]}, \quad (2.15.)$$

gdzie: N_e - moc w kW,

n - prędkość obrotowa (obr/min).

Zależność ta wynika z przekształcenia wzoru (2.14.) w sposób następujący:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{60 N_e}{2\pi \cdot n} = \frac{30 N_e}{\pi n} \text{ [Nm]}, \quad (2.16.)$$

co po zlikwidowaniu stałych daje współczynnik 9554,14.

Do oceny efektywności pracy silnika, poza średnim ciśnieniem efektywnym p_e i średnią prędkością tłoka c_{sr} , służą też objętościowy wskaźnik mocy N_v oraz moment obrotowy silnika (jego przebieg). Objętościowy wskaźnik mocy N_v (moc litrowa N_L) jest to stosunek mocy znamionowej silnika do jego objętości skokowej.

$$N_v = \frac{N_e}{V_{ss}} \text{ [kW/dm}^3\text{]}. \quad (2.17.)$$

Dla silników pojazdów drogowych mocą znamionową jest zwykle maksymalna moc efektywna (użyteczna).

Podstawowym parametrem służącym do oceny momentu obrotowego jest elastyczność pracy silnika wyrażająca się jego zdolnością przystosowania

do zmiany obciążenia silnika. Wpływa ona w zasadniczy sposób na właściwości dynamiczne silnika (zdolność do przyspieszeń, zdolność do pokonywania wzniesień). Do oceny tych właściwości silnika wprowadzono pojęcie wskaźników elastyczności momentu, elastyczności prędkości obrotowej i elastyczności całkowitej.

Wskaźnik elastyczności momentu - jest to stosunek największego momentu obrotowego $M_{e_{max}}$ do momentu obrotowego M_{e_N} odpowiadającego mocy maksymalnej:

$$e_m = \frac{M_{e_{max}}}{M_{e_N}} = \frac{P_{e_{max}}}{P_{e_N}}. \quad (2.18.)$$

Dla silnika wyposażonego w regulator prędkości obrotowej należy podstawić zamiast M_{e_N} wartość momentu odpowiadającego mocy znamionowej. Przeciętne wartości wskaźnika elastyczności momentu wynoszą:

- dla silników z zapłonem iskrowym 1,1 - 1,3
- dla silników z zapłonem samoczynnym 1,05 - 1,15.

Wskaźnik elastyczności prędkości obrotowej - jest to stosunek prędkości obrotowej odpowiadający największej mocy n_N (lub n_Z w silniku z regulatorem) do prędkości obrotowej n_M odpowiadającej maksymalnemu momentowi obrotowemu:

$$e_n = \frac{n_N}{n_M}. \quad (2.19.)$$

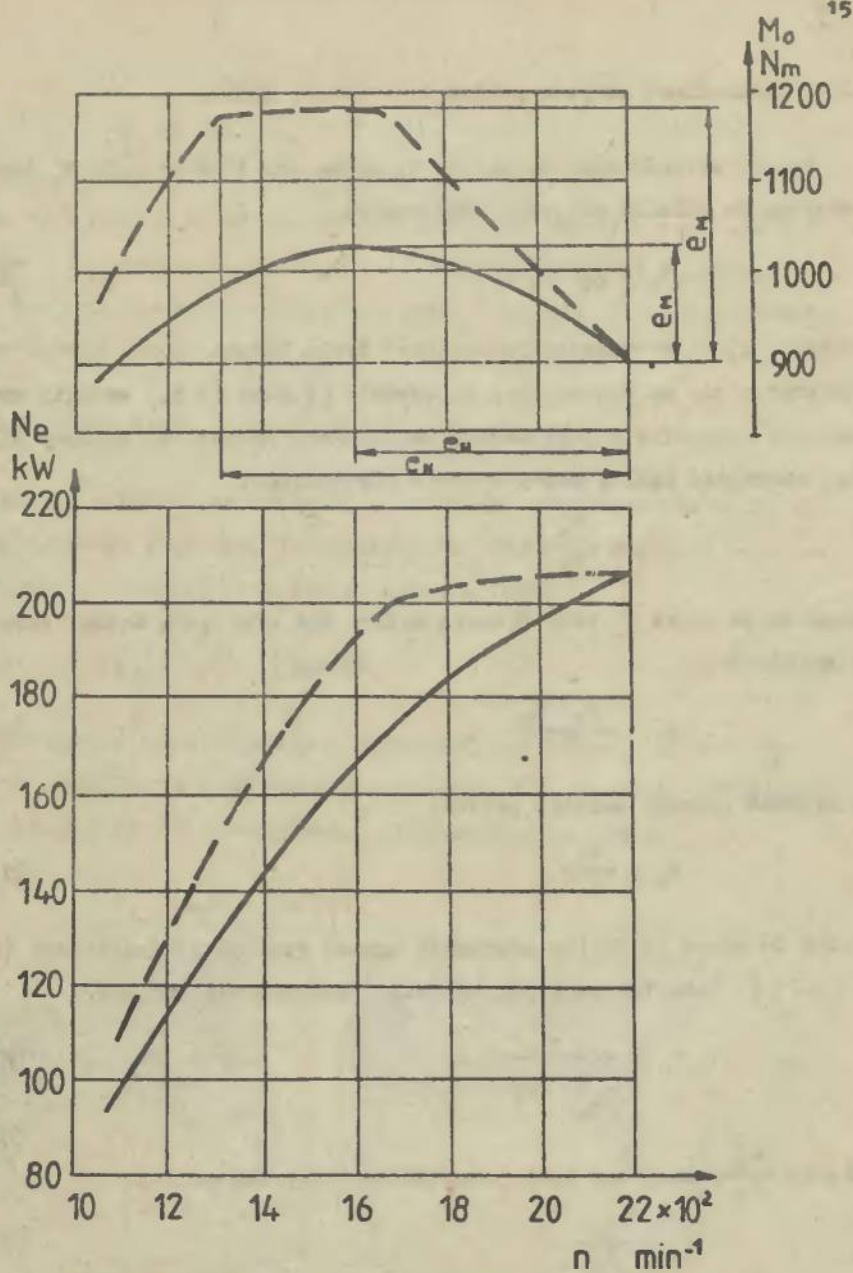
Przeciętne wartości wskaźnika e_n wynoszą od 1,3 do 2,0.

Wskaźnik elastyczności całkowitej - jest iloczynem obydwu omówionych poprzednio wskaźników:

$$E = e_m \cdot e_n = \frac{M_{e_{max}}}{M_{e_N}} \cdot \frac{n_N}{n_M}. \quad (2.20.)$$

Wskaźnik ten ma na celu scharakteryzowanie całkowitej elastyczności silnika za pomocą jednej tylko wielkości. Przeciętne wartości E zawierają się w granicach 1,5 do 2,5.

Na rys.2.3. przedstawiono przykładowo sposób określania wskaźników elastyczności dla dwóch silników o różnych charakterystykach zewnętrznych.



Charakterystyka zewnętrzna doładowanego silnika MAN
o mocy 206kW:

--- D 2566 MK

— D 2566 MT

Rys.2.3. Sposób określenia wskaźnika elastyczności

2.3. Jednostkowe zużycie paliwa i sprawność ogólna

Znając wartość opałową paliwa W_d można określić energię E_s doprowadzoną do silnika na jeden cykl pracy:

$$E_s = \xi_1 \cdot W_d, \quad (2.21.)$$

gdzie: ξ_1 - wtrysnięta jednorazowo dawka paliwa.

Opierając się na wyznaczonej poprzednio (2.8.) i (2.9.) energii wywiązanej w cylindrze i przekazanej odbiornikowi przez wał korbowy silnika, sprawność ogólną można wyrazić następująco:

$$\eta_o = \frac{E_o}{E_s}. \quad (2.22.)$$

Oznaczając przez T_o czas trwania cyklu, moc efektywną można określić z zależności:

$$N_o = \frac{P_o \cdot V_s}{T_o}, \quad (2.23.)$$

a średnie czasowe zużycie paliwa:

$$G_o = \frac{\xi_1}{T_o}. \quad (2.24.)$$

Jeśli do wzoru (2.22.) na sprawność ogólną wprowadzić zależności (2.8.) i (2.21.), a następnie (2.23.) i (2.24.) otrzyma się związek:

$$\eta_o = \frac{1}{\frac{G_o}{N_o} \cdot W_d}. \quad (2.25.)$$

Iloraz $\frac{G_o}{N_o}$ nazywany jest jednostkowym zużyciem paliwa:

$$\xi_e = \frac{G_o}{N_o}. \quad (2.26.)$$

Sprawność ogólna η_o i jednostkowe zużycie paliwa powiązane są zależnością:

$$\eta_o = \frac{1}{\xi_e \cdot W_d}. \quad (2.27.)$$

lub

$$\eta_o \approx \frac{1}{g_e}.$$

Wynika to z faktu, że większość silników samochodowych zasilana jest paliwem o stosunkowo małym rozrzucie wartości opałowej W_d . Dlatego też można przyjąć, że sprawność ogólna jest odwrotnie proporcjonalna do jednostkowego zużycia paliwa.

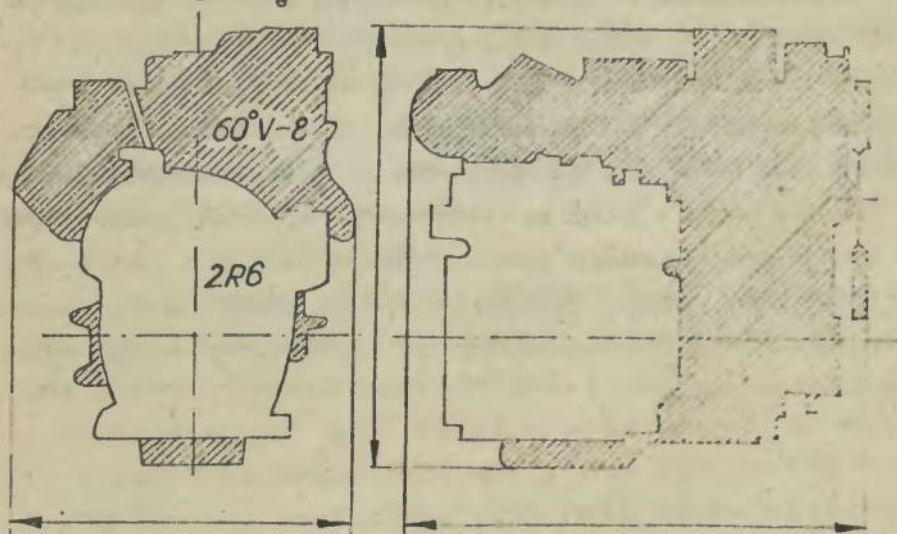
2.4. Masa jednostkowa i objętość jednostkowa

Istotnym wskaźnikiem mówiącym o stopniu wykorzystania materiału konstrukcyjnego jest masa jednostkowa silnika, tj. stosunek jego masy do mocy użytecznej wytwarzanej przez silnik:

$$m_j = \frac{M}{N_e} \quad [\text{kg/kW}]. \quad (2.28.)$$

Podobnym wskaźnikiem mówiącym o zwartości konstrukcji i możliwości zabudowy silnika jest objętość jednostkowa, tj. stosunek objętości wynikającej z obrysu gabarytowego silnika do jego mocy:

$$V_j = \frac{V_g}{N_e} \quad [\text{dm}^3/\text{kW}]. \quad (2.29.)$$



Rys.2.4. Wymiary gabarytowe silnika typu Wankel na tle silnika konwencjonalnego tej samej mocy



Na rys.2.4. przedstawiono gabaryty dwóch silników o identycznej mocy lecz różnej konstrukcji. Wynika z niego, że znacznie korzystniejszy wskaźnik objętości jednostkowej ma niekonwencjonalny silnik Wankla w porównaniu z konwencjonalnym silnikiem doładowanym.

2.5. Dymienie i toksyczność spalin

2.5.1. Dymienie silników wysokoprężnych

Jest ono nierozdzielnie związane z przygotowaniem i spalaniem mieszaniny paliwa z powietrzem. O rodzaju dymienia decyduje temperatura, w jakiej ono powstaje. Dym powstający w temperaturze poniżej 250°C ma barwę białą. Od temperatury 250°C do temperatury samozapłonu występuje dymienie niebieskie, powyżej temperatury samozapłonu dymienie czarne.

Dymienie białe - występuje bezpośrednio po uruchomieniu silnika. Spaliny są w różnym stopniu zanieczyszczone cząstkami odparowanego, lecz nie spalonego paliwa oraz gazowymi produktami niecałkowitego spalania. Dymienie to stopniowo zanika w miarę rozgrzewania się silnika. Białe dymienie może powstać również w wyniku kondensacji pary wodnej w spalinach w przypadku zimnego i wilgotnego powietrza otoczenia.

Dymienie niebieskie - powstaje wówczas, gdy w komorze spalania warunki tworzenia mieszaniny palnej są niejednakowe i nie wszędzie występuje samozapłon. Warunki takie mogą zaistnieć w przypadku niepełnego obciążenia, gdy płomień nie występuje w całej komorze spalania. Czasami dymienie to może być spowodowane spalaniem oleju silnikowego.

Dymienie czarne - polega na występowaniu w spalinach sadzy. Sadza ta zawiera ponadto produkty niecałkowitego spalania (np. węglowodory rozłożone przez kraking), produkty częściowego utleniania (np. aldehydy) oraz substancje powstałe przy spalaniu produktów rozpadu związków polimerycznych.

2.5.2. Stopień dymienia

Jest wielkością charakteryzującą zadymienie spalin, tj. masy sadzy zawartej w objętości spalin w warunkach normalnych (np. w g/m^3).

Najczęściej pomiaru zadymienia dokonuje się metodą pośrednią, przy czym w krajach europejskich stosuje się metodę BOSCHA, natomiast w krajach anglosaskich metodę LARTRIDGE. Kryteria dopuszczalnego zadymienia są bardzo zróżnicowane w różnych krajach, np. PSC Starachowice dopuszcza zadymienie spalin swoich silników równe 4 j. BOSCHA w całym zakresie użytecznych prędkości obrotowych. W innych krajach uzależnia się zadymienie spalin od ich ilości wydalonej przez silnik, przy czym określa się ją z zależności:

$$V = \frac{V_{ss} \cdot n}{120} \quad [\text{dm}^3/\text{s}], \quad (2.30.)$$

gdzie: V_{ss} - objętość skokowa silnika $[\text{dm}^3]$,
 n - prędkość obrotowa $[\text{obr}/\text{min}]$.

W RFN, Anglii przyjęto mniejszy dopuszczalny stopień dymienia dla silników o większych objętościach skokowych, wychodząc z założenia, że bezwzględna ilość sadzy wydzielana z większego silnika stanowi większe zagrożenie. Nie bez znaczenia jest też fakt, że w komorze spalania o mniejszej objętości trudniej jest w prawidłowy sposób przygotować proces spalania (stąd brak małych szybkoobrotowych silników o wtrysku bezpośrednim). We Francji przyjęto odwrotną zasadę, uznając, że większe pojazdy rzadziej pracują w miastach i dla nich dopuszcza się większy stopień zadymienia.

Porównanie wymagań dotyczących zadymienia spalin w niektórych krajach europejskich przedstawia tabela 2.1., a dopuszczalne zadymienie przy pomiarze różnymi metodami - rys.2.5. i 2.6.

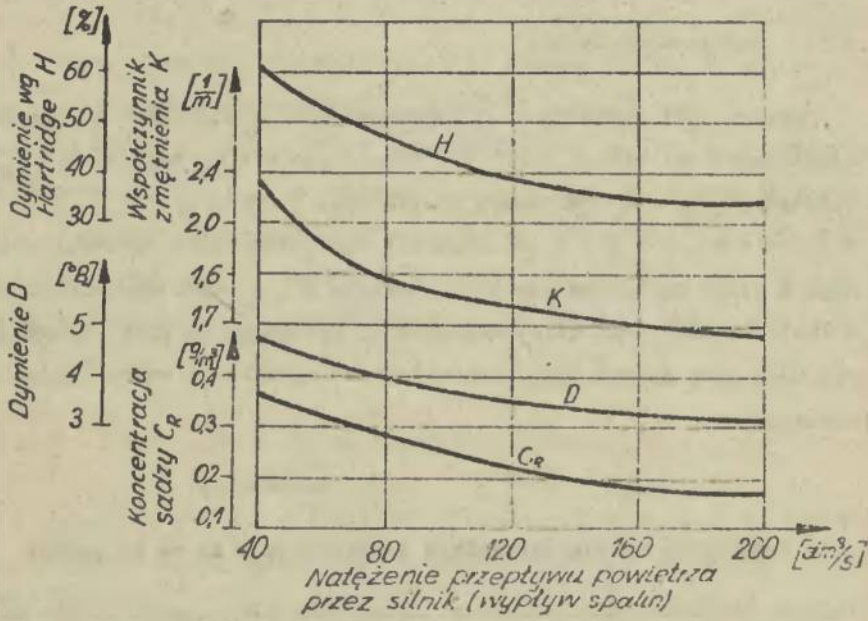
Obowiązujące ograniczenia w sumie są bardzo zbliżone do siebie i chyba najbardziej szczegółowo określa je norma brytyjska BSAU 141 z roku 1967 (łącznie z modyfikacjami z roku 1971). Dlatego też porównanie tych wymagań na rys.2.5. i 2.6. daje pogląd co do ich rozbieżności i

pozwała na przeliczenie dymienia określonego wg różnych metod.

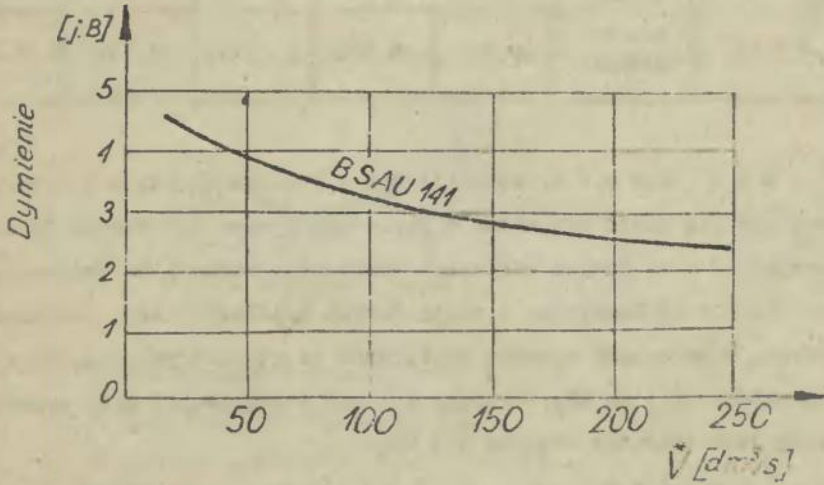
Tabela 2.1.

Normy zadymienia spalin obowiązujące w niektórych krajach

Kraj	Rok wprowadzenia	Dymomierz	Wartość dopuszczalna	Uwagi
Belgia	1966	Hartridge'a	60	
Finlandia	1960	Boscha	7	
Norwegia	1964	Hartridge'a Boscha	70 5,5	
NRD	1970	RDM-4	55 wzorce 75 nowe	Warunki ustalone
			55 nowe 70 używane	Metoda przyśpieszeń
Szwecja	1965	Boscha	3,5 nowe 4,5 używane	
Szwajcaria	-	Dopuszczalne zadymienie określa się wzorowo		
USA	1975	Hartridge'a	50	Maksymalna emisja
			50	Pełne hamowanie
			20	Pełne przyśpieszenie
Francja	-	Boscha	50	samochody ciężarowe $G_c < 19$ ton
			60	samochody ciężarowe $G_c > 19$ ton
Wielka Brytania	1971	Hartridge'a	$C_R = 0,35 \pm 0,12$ g/m^3	$V = 40 \pm 250$ dm^3/s Rozpędzanie bez obciążeń
Włochy	-	Hartridge'a	60	Samochody ciężar. rozpędzanie bez obciążeń



Rys.2.5. Najbardziej znane normy dymienia spalin



Rys.2.6. Dopuszczalne zadymienie spalin wg BSAU 141A

2.5.3. Toksyczność spalin

Podstawowymi składnikami toksycznymi spalin silników z zapłonem samoczynnym są: tlenek węgla CO, tlenki azotu NO_x , węglowodory C_nH_m i aldehydy $\text{C}_m\text{H}_n\text{O}$ oraz dwutlenek siarki SO_2 .

T l e n e k w ę g l a. W związku z tym, że silniki wysokoprężne pracują z dużym nadmiarem powietrza (tabela 2.2.) zawartość tlenu węgla w ich spalinach jest mała. Najczęściej występuje on przy biegu jałowym oraz przy najwyższych obciążeniach łącznie z sadzą (zadymienie spalin).

Tabela 2.2.

Przeciętna emisja składników toksycznych w kg na kg paliwa

Silnik współczynnik nadmiaru powietrza		Substancje toksyczne				
		CO .	C_nH_m	NO_x	SO_2	sadza
zapłon samoczyn- ny $\lambda = 1,5$	wtrysk bezpoś- redni	0,04	0,06	0,02	0,002	0,005
	komora wirowa	0,01	0,006	0,01	0,002	0,005

T l e n k i a z o t u. Powstają one w komorze spalania w wyniku utleniania się azotu zawartego w powietrzu o wysokich temperaturach występujących przy dużych stopniach sprężania. Warunki do tworzenia się tych tlenków są korzystne z racji dużych współczynników nadmiaru powietrza. W warunkach wydechu zbliżonych do atmosferycznych, tlenek azotu utlenia się na NO_2 , którego stopień szkodliwości dla organizmów żywych jest znacznie większy niż CO_2 .

W ę g l o w o d o r y i a l d e h y d y - występują one w wyniku niezupełnego spalania paliwa w pobliżu niedostatecznie nagrzanym ścianek komory spalania oraz częściowego rozpadu różnych frakcji węglowodorów zawartych w paliwie.

Węglowodorom ciężkim, które pochodzą z niecałkowitego spalania, krakingu i polimeryzacji przypisuje się właściwości rakotwórcze. Z kolei aldehyd - akroleina działa szkodliwie na organizm ludzki powodując obrzęk płuc, drażniąc skórę i oczy.

Dwutlenek siarki - zawartość SO_2 jest zależna wyłącznie od zawartości siarki w paliwie i na ogół jest nieznaczna w porównaniu do wcześniej wymienionych składników, jak wynika z tabeli 2.2.

Sadza - nie jest w zasadzie szkodliwym składnikiem, choć może być nośnikiem węglowodorów aromatycznych, które wywołują schorzenia rakowe.

2.5.4. Sposób wyrażania stężeń składników toksycznych

Stężenie objętościowe - mierzone jest w procentach objętości lub również objętościowo w częściach na milion (ppm) części powietrza, 1 część na 1 milion, czyli $1 \text{ ppm} = 0,0001\%$ objętości, $1\% \text{ obj.} = 10\,000 \text{ ppm}$

Stężenie masowe - stosuje się ogólnie do wyrażania zawartości różnych substancji w powietrzu atmosferycznym i oznaczone jest najczęściej w g/m^3 powietrza. Czasami określa się stężenie masowe toksyn w odniesieniu do 10 m^3 powietrza, tj. do maksymalnej ilości powietrza jaką człowiek wdycha w czasie 8-godzinnej pracy. Przeliczenie między stężeniem toksyn objętościowym a masowym jest następujące:

$$\begin{aligned} 1 \text{ g/m}^3 &= \frac{6,236 \cdot T}{M \cdot P} [\% \text{ obj.}] \quad \text{lub} \\ &= \frac{62360}{M \cdot P} [\text{ppm}] , \end{aligned} \quad (2.31.)$$

gdzie: T - temperatura bezwzględna $[\text{K}]$,

M - masa cząsteczkowa gazu $[\text{g}]$,

P - ciśnienie atmosferyczne $[\text{mm Hg}]$.

Dla określenia granic dopuszczalnego stężenia toksyn stosuje się najczęściej dwie normy:

MIK_p - norma stosowana w warunkach długotrwałego szkodliwego działania substancji toksycznych,

MIK_k - norma stosowana w warunkach krótkotrwałego jednorazowego działania substytucji toksycznych.

Wartości dopuszczalnych stężeń składników toksycznych zgodnie z Polskimi Normami przedstawiono w tabeli 2.3.

Tabela 2.3.

Polskie normy dopuszczalnych stężeń niektórych substancji toksycznych w powietrzu atmosferycznym

Nazwa substancji	Najważniejsze stężenie w ciągu 20 minut (MIK_k)				Średnie stężenie dobowe (MIK_p)			
	dla obszarów chronionych		dla obszarów specjalnie chronionych		dla obszarów chronionych		dla obszarów specjalnie chronionych	
	$\frac{mg}{m^3}$	ppm	$\frac{mg}{m^3}$	ppm	$\frac{mg}{m^3}$	ppm	$\frac{mg}{m^3}$	ppm
Tlenek węgla	-	-	3,0	2,7	-	-	0,5	0,4
Benzyna (paliwo)	-	-	2,5	0,6	-	-	0,75	0,2
Tlenki azotu (w przeliczeniu na N_2O_5)	0,6	0,33	0,15	0,08	0,2	0,1	0,05	0,03
Pyły o wielkości cząstek poniżej 20 mikrometrów	0,6	-	0,2	-	0,2	-	0,075	-

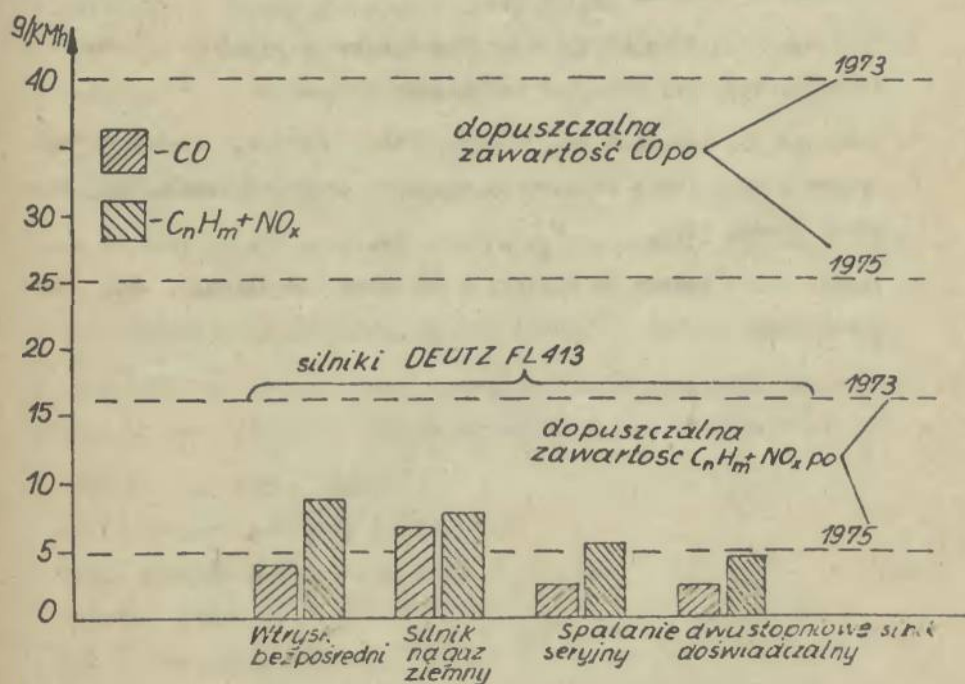
Czasami stosuje się też dla określenia zawartości związków toksycznych ich masę odniesioną do jednostki energii wyprodukowanej przez silnik. Wymagania takie dla silników amerykańskich przedstawiono w tabeli 2.4., a emisję niektórych silników europejskich na rysunku 2.7.

W chwili obecnej, w związku z kryzysem energetycznym, zagadnienie toksyczności spalin (ale nie dymienia) przeszło na plan drugi i

Tabela 2.4.

Dopuszczalne zanieczyszczenie spalin silników wysokoprężnych w
USA po roku 1975

Kraj	Test	Składnik	Dopuszczalne zawartości toksyn	
			g/KWh	g/kWh
USA	21-stopniowy	CO	7,5	5,5
		C_nH_m	3,0	2,2
		NO_x	12,5	9,2
Kalifornia	13-stopniowy	CO	25,0	18,4
		$C_nH_m + NO_x$	5,0	3,7



Rys.2.7. Zawartość składników toksycznych w spalinach silników wysokoprężnych

poszczególne kraje patrzą na te sprawy mniej rygorystycznie niż w latach poprzednich, dąży się natomiast do jak największego obniżenia zużycia paliwa i poprawy sprawności ogólnej silników.

Spis literatury do rozdziału 2.

1. Berhardt M., Dobrzyński St., Loth E.: Silniki Samochodowe. WKŁ, Warszawa 1965
2. Bernhardt M., Michałowska J., Radzimirski St.: Motoryzacyjne skażenia powietrza. WKŁ, Warszawa 1976
3. Dowkontt J.: Teoria silników cieplnych. WKŁ, Warszawa 1973
4. Mysłowski J.: Nowe silniki wysokoprężne do pojazdów wojskowych. Wojskowy Przegląd Techniczny 1972, nr 10
5. Mysłowski J.: Czystość spalin silników wysokoprężnych. Wojskowy Przegląd Techniczny 1975, nr 5
6. Mysłowski J.: Silniki wysokoprężne w świetle wymogów ochrony środowiska. Wojskowy Przegląd Techniczny 1974, nr 9
7. Roszczyk S., Maksimow Iu., Kowalski Zb., Cichy M.: Własności statyczne i dynamiczne okrętowych zespołów prądotwórczych. Wyd. Morskie, Gdańsk 1976,
8. Wajand J.A.: Trakcyjne silniki z zapłonem samoczynnym. WNT, Warszawa 1966

3. PODSTAWY DYNAMIKI SILNIKA TŁOKOWEGO

Dla określenia dynamiki silnika niezbędna jest znajomość następujących zależności:

- związku między przebiegiem ciśnienia w cylindrze, parametrami konstrukcyjnymi układu korbowego a przebiegiem wytwarzanego przez silnik spalinyowy momentu obrotowego,
- związku między różnymi parametrami określającymi przetwarzanie i przekazywanie energii przez silnik.

Związki te, mimo że są niezwykle istotne dla określenia zależności wyjściowych, nie wystarczają jednak do przedstawienia silnika jako obiektu sterowania lub automatycznej regulacji.

W tym celu wyodrębniono parametry wejściowe dla silnika.

Jako parametry wejściowe przyjęto:

- położenie h listwy sterującej dawkę paliwa,
- prędkość kątową ω_{sr} (uśrednioną na cykl) wału korbowego silnika,
- temperaturę t_w cieczy chłodzącej,
- temperaturę t_o oleju smarowego.

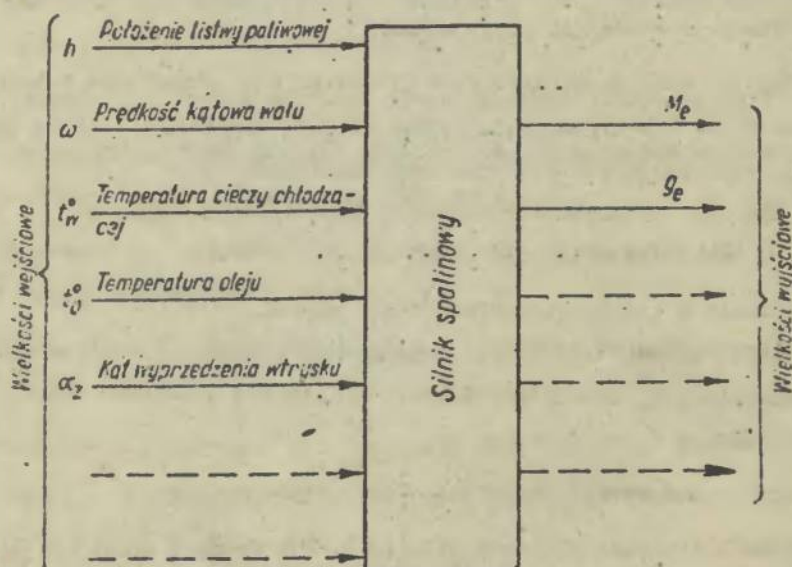
Jako parametry wyjściowe przyjęto:

- uśredniony moment obrotowy silnika M_e lub średnie ciśnienie użyteczne p_e ,
- jednostkowe zużycie paliwa g_e lub sprawność ogólną silnika η_e .

W zależności od potrzeb można przyjmować jako wielkości wejściowe i wyjściowe inne parametry charakteryzujące pracę silnika, jak:

- stopień zadymienia spalin,
- wydzielanie substancji toksycznych,
- hałas spowodowany pracą silnika,
- zużycie oleju,
- kąt wyprzedzenia wtrysku,
- ciśnienie wtrysku,
- parametry otaczającego powietrza.

Odpowiednikiem takiego ujęcia jest schemat przedstawiający silnik jako układ o wielu wejściach i wyjściach, co przedstawia rys.3.1. Do dalszych rozważań celowym jest wydzielenie z bloku reprezentującego silnik procesów składowych i umiejscowienia ich w określonych zespołach silnika lub jego osprzęcie. Są to wszystko zagadnienia makrodynamiki silnika w odróżnieniu od zagadnień mikrodynamiki zachodzących w układzie korbowym silnika i dających w wyniku nadwyżkową siłę styczną.



Rys.3.1. Schemat blokowy silnika jako obiektu wielowymiarowego

W dalszym ciągu omówione będą dwa procesy składowe makrodynamiki, tj.:

- układ zasilania paliwem,
 - układ zasilania powietrzem
- bardzo istotne w silnikach doładowanych.

3.1. Układ zasilania paliwem

W wyniku procesów zachodzących w elementach układu zasilania otrzymujemy dawkę paliwa g_1 wytryskiwaną na jeden cykl, przy czym zależy ona

w głównej mierze od położenia listwy sterującej h oraz prędkości obrotowej silnika lub pompy. Charakterystyka pompy przedstawiona może być w postaci zależności:

$$g_1 = g(h)_{\omega} = \text{const.} \quad (3.1.)$$

Każda pompa ma ogranicznik maksymalnej dawki wtryskiwanej jednorazowo, przy czym ograniczenie to może wynikać:

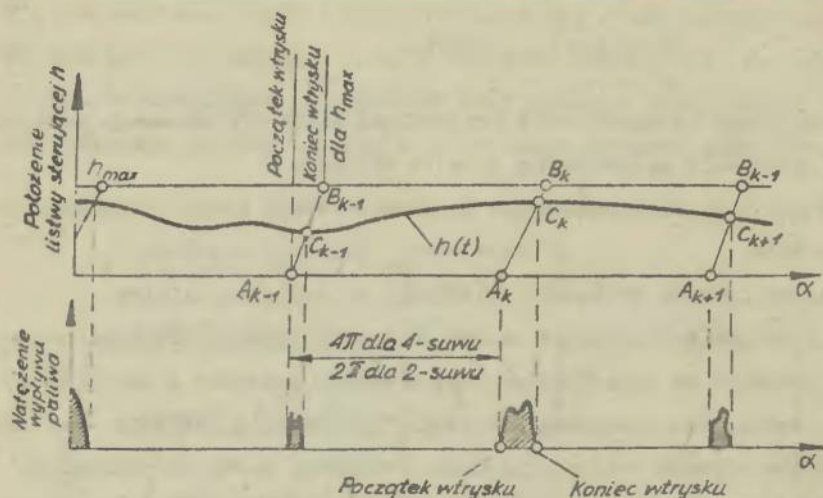
- z uwagi na niedopuszczenie do przekroczenia granicy dymienia przez silnik,
- ze względu na obciążenia cieplne i mechaniczne silnika.

Przebieg dostarczania paliwa do komory spalania silnika rozpatrzone zostanie na przykładzie pompy o stałym początku i zmiennym końcu tłoczenia, tj. o skośnej krawędzi sterującej. W systemie tym obrót tłoczka zmienia koniec tłoczenia i wielkość dawki wtryskiwanego paliwa. Na rys.3.2. przedstawiono zależność między położeniem kątowym α wałka napędowego pompy wtryskowej a położeniem listwy sterującej h . Linia AB na rys.3.2. przedstawia koniec wtryskiwania paliwa. Punkt A odpowiada początkowi wtrysku i dawce równej zeru, a punkt B maksymalnej dawce paliwa. Punkt przecięcia krzywej $h(t)$ z linią AB wyznacza koniec wtryskiwania paliwa, a zatem o wielkości wtrysniętej dawki decyduje wyłączenie chwilowe położenie listwy sterującej w momencie zakończenia wtrysku. Inaczej pompa nie podlega żadnym wpływom zachodzącym między kolejnymi wtryskami.

W pompie wtryskowej może zachodzić zjawisko nieregularnego podawania paliwa spowodowane drganiem listwy sterującej (szczególnie przy nadmiernym jej luzie) i do opisu matematycznego tego zjawiska należy pompę traktować jako dyskretny element impulsowy przy założeniu liniowości zależności:

$$g_1 = f(h) \quad (3.2.)$$

Prostszą metodą służącą do opisu dynamiki pompy wtryskowej jest metoda polegająca na traktowaniu pompy jako elementu bezinercyjnego o opóźnieniu τ_1 , którego wartość maksymalna wynika z liczby taktów



Rys.3.2. Zależność między położeniem kątowym α wałka napędowego pompy a położeniem listwy sterującej

silnika i liczby cylindrów

$$\tau_1 = \frac{4\pi}{\omega z} \quad \text{dla silników czterosuwowych,} \quad (3.3.)$$

$$\tau_1 = \frac{2\pi}{\omega z} \quad \text{dla silników dwusuwowych.}$$

gdzie: z - ilość cylindrów.

3.2. Układ zasilania powietrzem

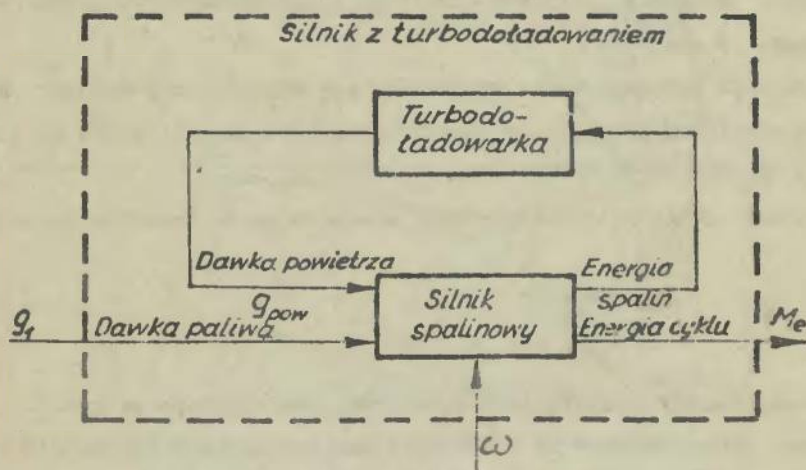
Ilość dostarczanego do cylindra powietrza warunkuje spalanie określonej dawki paliwa, co z kolei powoduje wywiązanie w cylindrze odpowiedniej energii. Znane są dwa sposoby zasilania silnika powietrzem:

- zasysanie naturalne powietrza pod ciśnieniem atmosferycznym,
- doładowanie, tj. sprężenie powietrza przez sprężarkę, a następnie

włóczenie go pod zwiększonym ciśnieniem do cylindra.

W silnikach wolnossących (o zasysaniu naturalnym) dawka powietrza zasysanego do cylindra zależy od prędkości obrotowej. W najczęściej stosowanym doładowaniu turbosprężarkowym, dawka powietrza zależy od obciążenia silnika, czyli od dawki paliwa wtrysniętej do komory spalania, co spowodowane jest sprzężeniem zwrotnym między silnikiem a turbosprężarką.

Istotną cechą ujemną turbodoładowania jest istnienie akumulatorów energii w postaci wirnika turbosprężarki oraz objętości przewodów akumulujących energię w postaci sprężonych gazów. W wyniku istnienia tych akumulatorów układ wykazuje dość dużą bezwładność, niekorzystną przy szybkich zmianach obciążeń. Schemat blokowy silnika turbodoładowanego przedstawia rys.3.3.



Rys.3.3. Schemat blokowy silnika turbodoładowanego

Zmiana momentu obrotowego M_e w wyniku szybkiego zmniejszenia dawki paliwa g_f powoduje, że zmniejsza się ilość powietrza g_{pow} przepływającego z szybkością zależną od bezwładności wirnika i wielkość objętości przepływających gazów spalinowych i powietrza. W tym przypadku nadmiar powietrza jest większy niż w stanie ustalonym i proces

spalania przebiega prawidłowo. Inaczej wygląda spalanie w trakcie przyspieszania spowodowanego gwałtownym zwiększeniem dawki wtrysniętego paliwa G_1 . Na skutek bezwładności wirnika i akumulacji energii w objętościach między turbosprężarką a silnikiem oraz urywania się strug powietrza z wirnika sprężarki następuje opóźnienie w podawaniu powietrza do cylindra. Zbyt mała ilość powietrza w cylindrze powoduje znaczne dymienie silnika, gdyż część paliwa wydalaną jest w postaci sadzy, która nie ulega zupełnemu spalaniu. Moment obrotowy przyrasta wolno i zmniejsza to wyraźnie właściwości dynamiczne silnika.

W tradycyjnym ujęciu przy doborze turbosprężarki do silnika opiera się głównie na jej charakterystyce statycznej, która przedstawia główne parametry energetyczne podane niżej:

- ciśnienie doładowania p_d lub spręż π , będące ilorazem ciśnienia doładowania i ciśnienia otoczenia $\frac{p_d}{p_o} = \pi$,
- masowe natężenie przepływu powietrza zredukowane do warunków otoczenia $\dot{m} = \dot{m} \frac{\sqrt{T_o}}{p_o}$,
- sprawność turbosprężarki wyrażająca się stosunkiem przyrostu energii strumienia powietrza za sprężarką do spadku energii gazów w turbinie η_{ts} ,
- prędkość obrotowa turbosprężarki zredukowana do warunków otoczenia

$$n_{ts} = \frac{n_{ts}}{\sqrt{T_o}}.$$

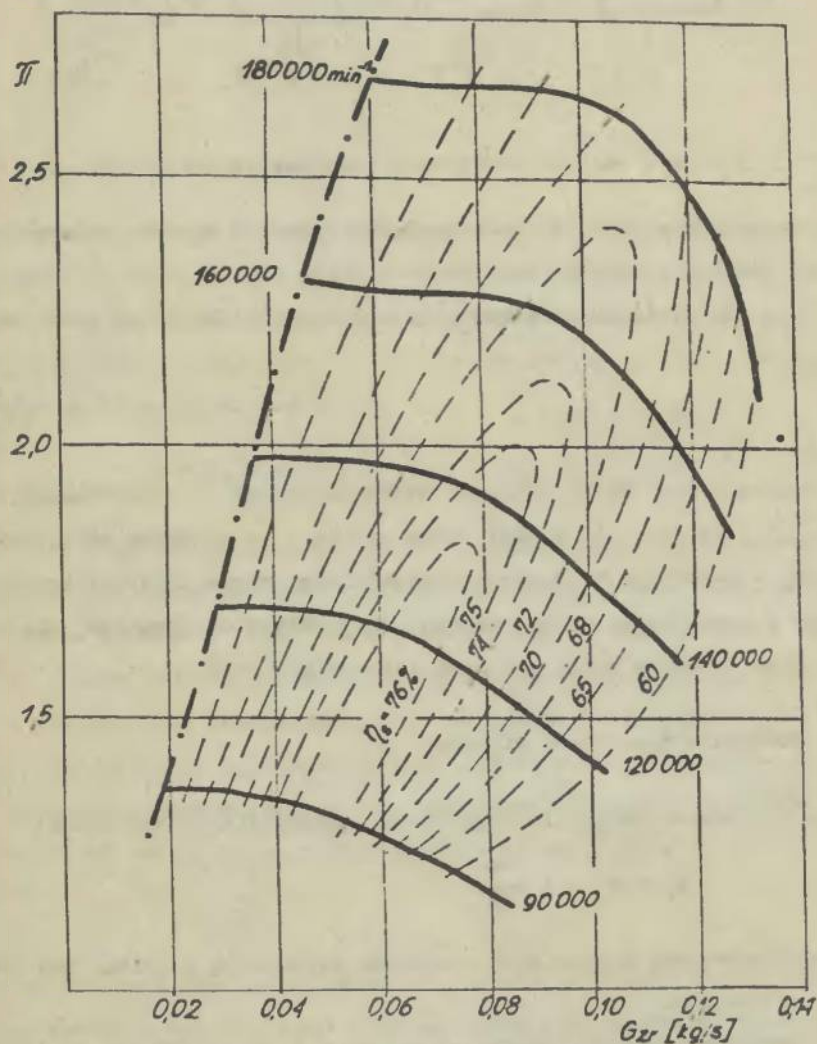
Wzorcową charakterystykę turbosprężarki przedstawiono na rys.3.4., zaś schemat przepływu energii w systemie doładowania silnika na rys.3.5.

Własności dynamiczne turbosprężarki można opisać w oparciu o bilans energetyczny przedstawiony na rys.3.5. w następującej postaci:

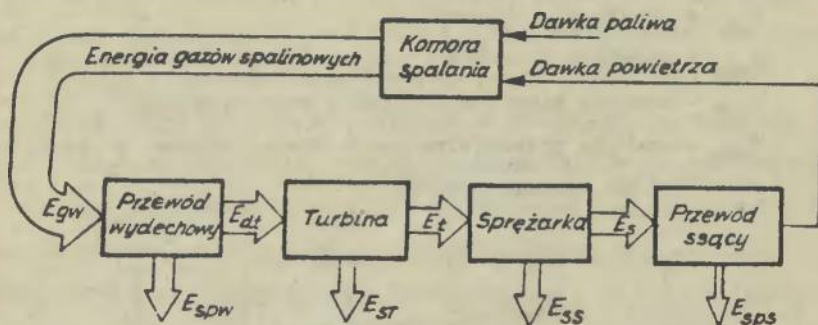
$$dE_g = dE_s + dE_{spw} + dE_{sT} + dE_{ss} + dE_{sps} + dE_{ksT} + dE_{pTs} \quad (3.4.)$$

gdzie : E_g - energia gazów wydechowych opuszczających komorę spalania
 E_s - energia powietrza dostarczanego do cylindra (przed zaworem ssącym)

- E_{spw} - straty w przewodzie wydechowym
 E_{st} - straty w turbinie
 E_{ss} - straty w sprężarce
 E_{sps} - straty w przewodzie ssącym (przed zaworem ssącym)
 E_{kst} - energia kinetyczna wirnika turbosprężarki
 E_{pTs} - energia potencjalna gazów zmagazynowana w przestrzeniach akumulacyjnych.



Rys.3.4. Charakterystyka statyczna turbosprężarki



Rys.3.5. Przepływ energii w systemie doładowania

Jak wspomniano wcześniej, turbosprężarka wpływa w sposób istotny na dynamikę tworzenia momentu obrotowego silnika.

W stanach ustalonych moment obrotowy silnika określony jest wyrażeniem:

$$M_e = M(g, \omega). \quad (3.5.)$$

Struktura dynamiczna silnika niedoładowanego i doładowanego jest (rys.3.3.) zależnością między dawką paliwa g , a momentem obrotowym M_e (lub p_e). Struktura ta zawiera elementy nieliniowe, niesymetryczne statyczne i dynamiczne, co spowodowane jest różnym zachowaniem się silnika przy wzroście dawki niż przy jej zmniejszeniu.

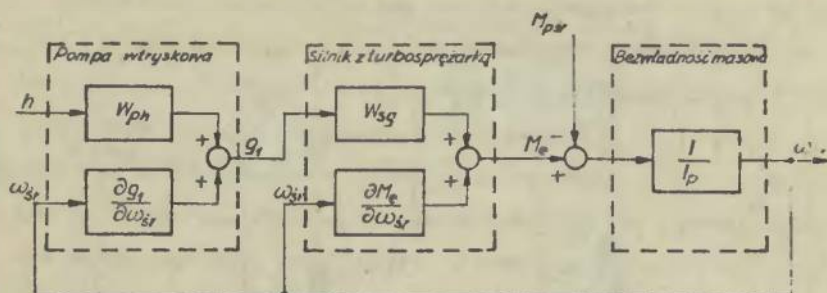
3.3. Struktura dynamiczna silnika

Na podstawie równania makrodynamiki układu silnik-odbiornik:

$$M_e - M_o = J \frac{d\omega}{dt} \quad (3.6.)$$

można przedstawić uproszczoną strukturę dynamiczną silnika, jak pokazano na rys.3.6.

W strukturze silnika wyodrębniono dwa człony opóźniające, tj. pompę wtryskową i turbosprężarkę.



Rys.3.6. Uproszczona struktura dynamiczna silnika

Schemat procesów "makro" zachodzących w silniku spalinowym przedstawiono na rys.3.7. Dla uproszczenia założono, że położenie listwy sterującej h zmienia się skokowo w dowolnym momencie. Skokowa zmiana wartości h daje opóźnienie τ_1 , które dla jednego cylindra czterosuwowego zawiera się w przedziale

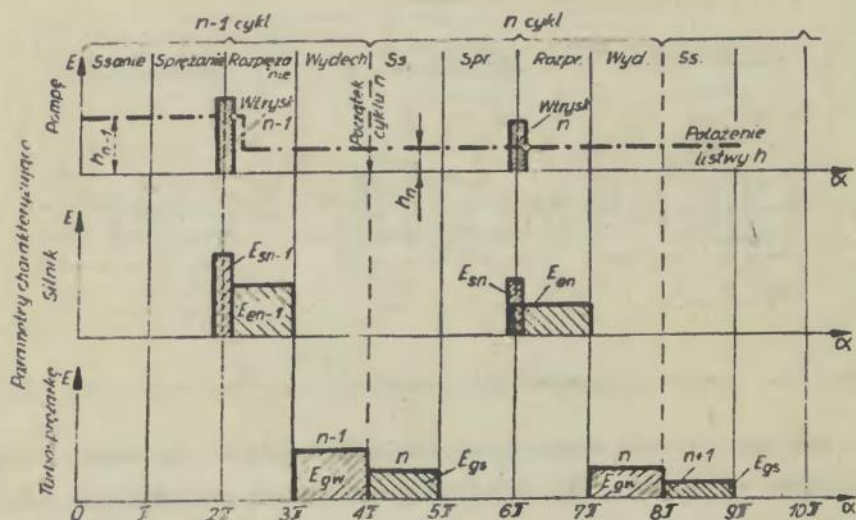
$$1 < \tau_1 < \frac{4\pi}{\omega} \quad (3.7.)$$

W sytuacji przedstawionej na rys.3.7. energia gazów E_g dostarczana do turbiny w cyklu $n-1$ jest wynikiem wtrysku paliwa w tym cyklu. Energia ta określa z kolei ilość powietrza dostarczanego przez sprężarkę, które dostaje się do cylindra w cyklu następnym, tj. n -tym.

W tej sytuacji skokowa zmiana listwy sterującej w cyklu $n-1$ daje efekt energetyczny w postaci zmiany ilości powietrza zużytego do spalania dawki paliwa w cyklu $n+1$. Turbosprężarka zatem wprowadza niezależnie od swojej bezwładności opóźnienie wynoszące:

$$\tau_2 = \frac{4\pi}{\omega} \quad (3.8.)$$

Jak wynika z powyższych rozważań, zmiana położenia listwy sterującej wywołuje dwustopniowy efekt energetyczny, pierwszy wynikający ze zmiany ilości wtryskiwanego paliwa, z opóźnieniem τ_1 . Drugi efekt



Rys.3.7. Schemat procesów "makro" zachodzących w silniku spalinowym

wynika ze zmiany ilości dostarczanego powietrza z opóźnieniem $\tau_1 + \tau_2$. Dla uproszczenia przyjmuje się istnienie jednego opóźnienia zawartego w granicach:

$$\tau_1 < \tau < \tau_1 + \tau_2. \quad (3.9.)$$

Spis literatury do rozdziału 3.

1. Roszczyk S., Maksimow INl., Kowalski Zb., Cichy M.: Własności statyczne i dynamiczne okrętowych zespołów prądotwórczych. Wyd. Morskie, Gdańsk 1976

4. SPOSOBY POPRAWY PARAMETRÓW ROBOCZYCH SILNIKA

Najbardziej znanym sposobem poprawy parametrów roboczych silnika jest jego doładowanie. Polega ono na wprowadzeniu do cylindra większej ilości powietrza niż by to wynikało z wymiarów geometrycznych cylindra i parametrów powietrza otaczającego (p_0 i t_0). Efekt ten uzyskuje się przez sprężenie powietrza i doprowadzenie go do cylindra w stanie sprężonym. Podczas sprężania zwiększa się gęstość powietrza, a tym samym jego masa w cylindrze. Oczywiście nadmierne sprężenie powietrza powoduje też jego podgrzanie, co z kolei zmniejsza gęstość powietrza i jest zjawiskiem niekorzystnym, a zapobiega się mu przez chłodzenie powietrza doładawanego.

4.1. Podstawowe pojęcia techniki doładowania

Jak już wspomniano, doładowanie polega na sprężeniu powietrza doprowadzonego do silnika, stąd parametrem charakteryzującym to zjawisko jest ciśnienie doładowania p_d lub spręż $\pi = \frac{p_d}{p_0}$ będący stosunkiem ciśnienia powietrza doładującego do ciśnienia otoczenia. Pojęcie sprężu stosuje się częściej w odniesieniu do sprężarek (podstawowy parametr dla charakterystyki sprężarek).

W ujęciu klasycznym doładowanie można podzielić ze względu na ciśnienie doładowania następująco:

- doładowanie niskie, przy którym p_d nie przekracza 150 kPa. Doładowanie to nie wymaga chłodzenia powietrza doładującego oraz wznacniania przekrojów części układu korbowego.

W silnikach czterosurowych przy tego typu doładowaniu wartość średniego ciśnienia efektywnego p_e zawiera się w granicach $0,75 \div 0,9$ MPa,

- doładowanie średnie, przy którym p_d wynosi 150 - 200 kPa. Przy tym doładowaniu konieczne jest chłodzenie powietrza doładującego, a także wzmocnienie elementów układu korbowego dla zapewnienia należytej trwałości silnika. Wartości średniego ciśnienia efektywnego p_e

wahają się w granicach 0,9 - 1,2 MPa,

- doładowanie wysokie, przy którym p_d jest większe od 0,2 MPa. W tym wypadku konieczne jest chłodzenie powietrza doładowującego i przekonstruowanie silnika w celu przeniesienia wyższych obciążeń mechanicznych i cieplnych. Wartość średniego ciśnienia efektywnego p_e wynosi od 1,2 MPa wzwyż.

Kolejnym parametrem charakteryzującym doładowanie jest stopień doładowania. Stopień doładowania mówi o ile przyrosła moc silnika w wyniku doładowania (podaje się go w %).

$$STD_N = \frac{N_2 - N_1}{N_1} \cdot 100\%, \quad (4.1.)$$

gdzie: N_1 - moc silnika wolnossącego w warunkach znamionowych,

N_2 - moc silnika doładowanego w warunkach znamionowych.

Ze względu na to, że charakter przebiegu momentu obrotowego ma wpływ na eksploatacyjne zużycie paliwa, celowym jest wprowadzenie wskaźnika określającego stopień doładowania w warunkach odpowiadających maksymalnemu momentowi obrotowemu:

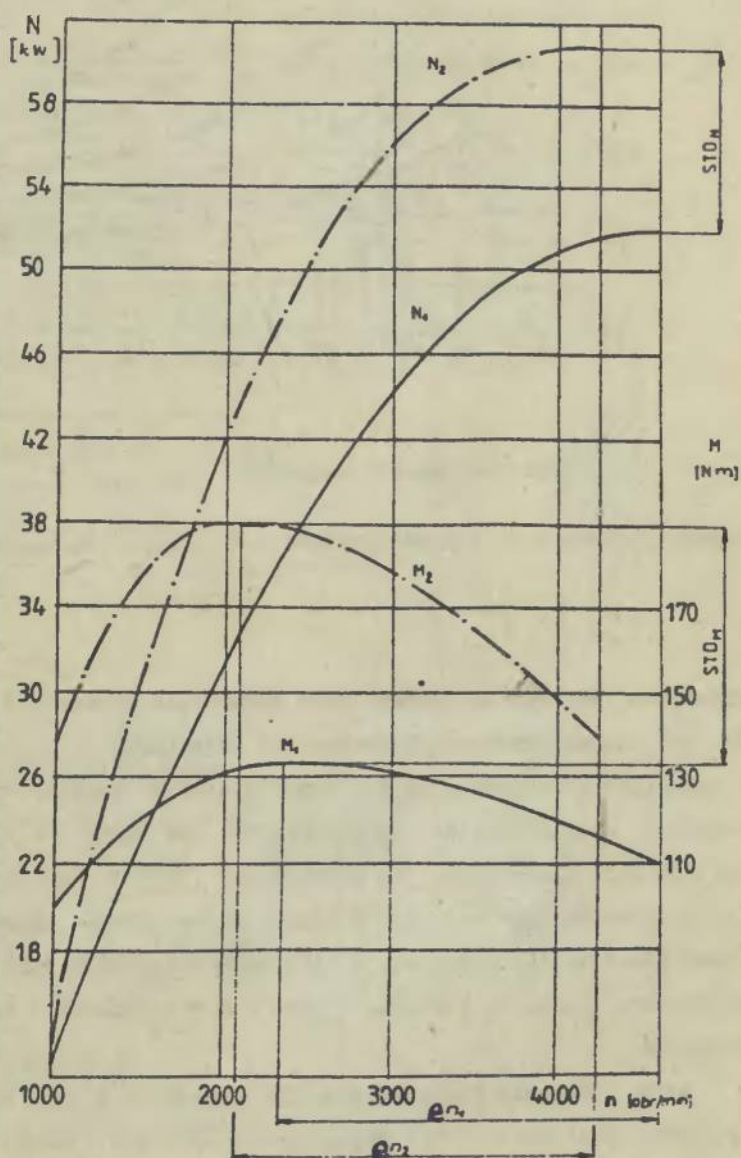
$$STD_M = \frac{M_{e2} - M_{e1}}{M_{e1}} \cdot 100\%, \quad (4.2.)$$

gdzie: M_{e1} - maksymalna wartość momentu obrotowego silnika wolnossącego

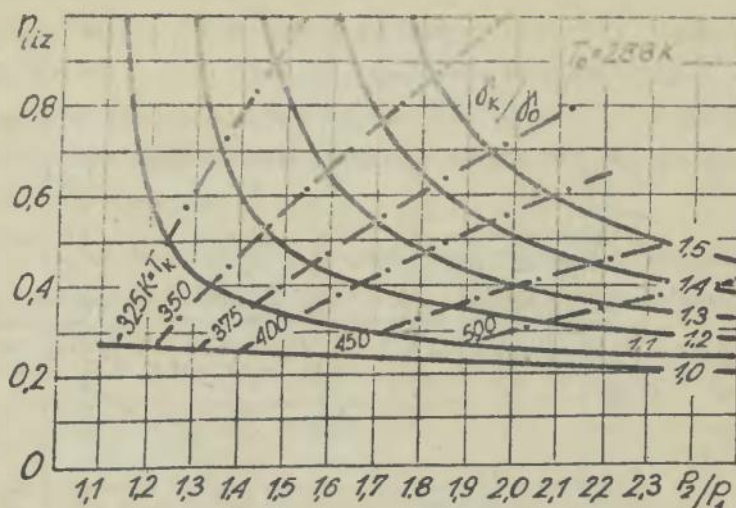
M_{e2} - maksymalna wartość momentu obrotowego silnika doładowanego.

Na rysunku 4.1. pokazano sposób określenia obydwu opisanych wyżej wskaźników. Również temperatura powietrza doładowującego t_d jest istotnym wskaźnikiem pozwalającym na określenie gęstości powietrza doładowującego.

Na rysunku 4.2. przedstawiono zależność sprawności izentropowej sprężarki od sprężu. Wykres wykonano przy założeniu, że temperatura początkowa wynosi $T_0 = 288K$. Naniesiono na nim linie stałych temperatur oraz linie stałych wartości współczynnika γ równego stosunkowi



Rys.4.1. Sposób określenia stopnia doładowania



Rys.4.2. Sprawność izentropowa sprężarki

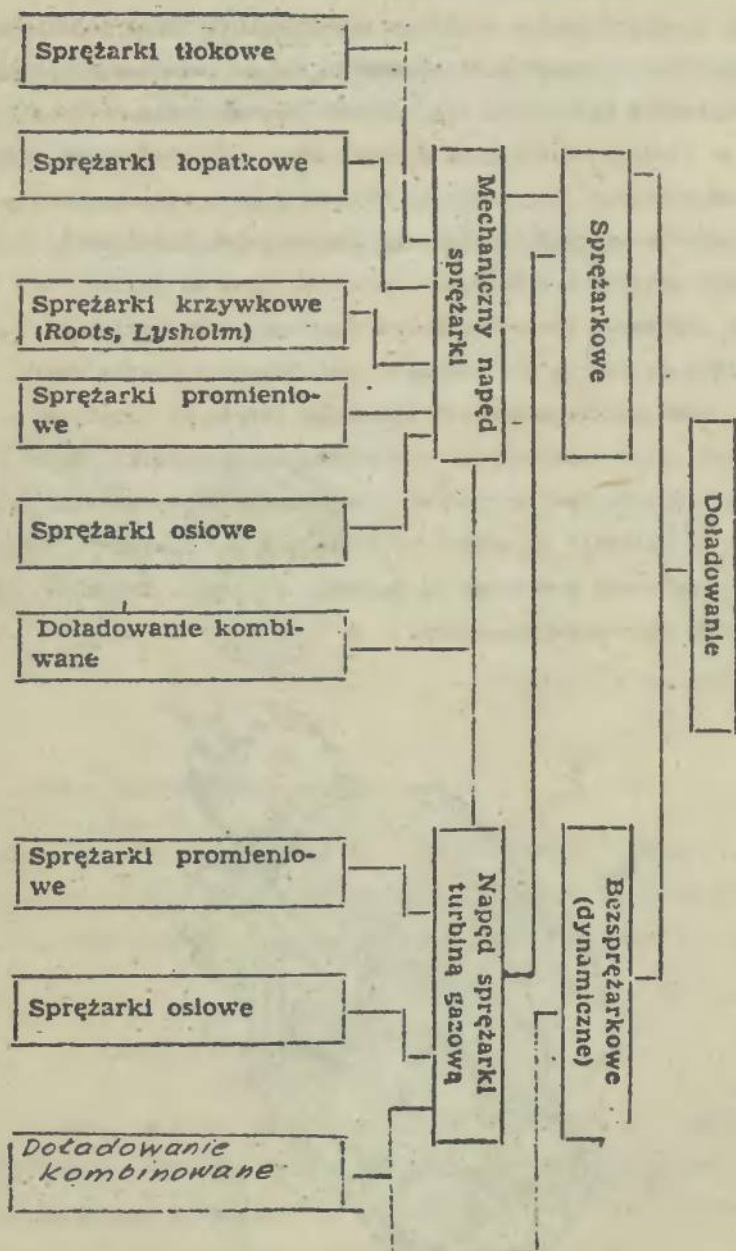
gęstości czynnika po i przed sprężeniem:

$$\eta = \frac{\rho_i}{\rho_0} \quad (4.3.)$$

Wykres ten jest bardzo pomocny przy określeniu sprawności izentropowej przy danych parametrach sprężonego czynnika.

Natomiast temperatura spalin przed wlotem do turbiny t_{sp} określa możliwości eksploatacyjne turbosprężarki. Na ogół we współczesnych konstrukcjach nie powinna ona przekraczać 760°C ze względu na żywotność łopatek turbiny, co między innymi przez długi czas ograniczało wprowadzenie turbodoładowania w silnikach z zapłonem iskrowym, gdzie temperatury spalin są znacznie wyższe niż w silnikach z zapłonem samoczynnym.

Istotne znaczenie dla zastosowania doładowania ma sposób napędu sprężarki. Możliwości w tym względzie przedstawia schemat pokazany na rysunku 4.3., który pozwala na jednoznaczne określenie stosowanego napędu dla określonego rodzaju doładowania.



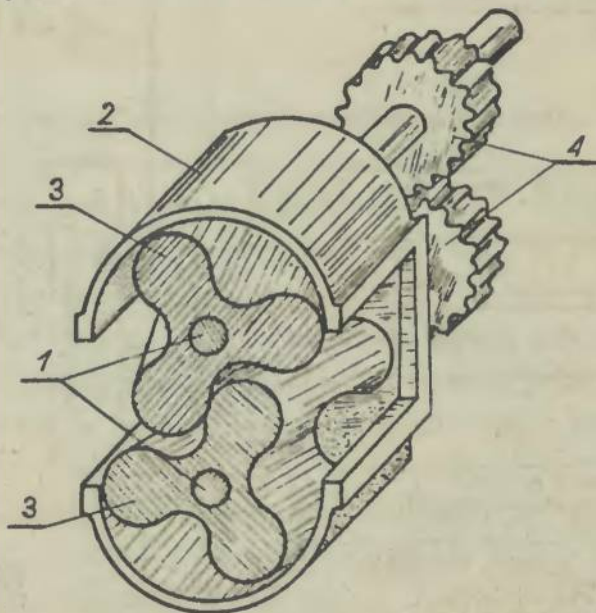
Rys.4.3.Rodzaj napędu sprężarki

4.2. Doładowanie mechaniczne

Jest to doładowanie, w którym sprężarka napędzana jest przez silnik doładowany. Ponieważ napęd odbywa się za pomocą przekładni zębatej lub pasków klinowych, zatem istnieje powiązanie mechaniczne sprężarki ze źródłem napędu (wał korbowy silnika), stąd nazwa tego sposobu doładowania.

W początkowym okresie prób nad tym sposobem doładowania stosowano sprężarki tłokowe i rotacyjne łopatkowe, lecz ze względu na znaczne wahania ciśnienia powietrza doładowującego, małą sprawność ogólną i skomplikowaną budowę nie znalazły one szerszego zastosowania.

Dość powszechnie natomiast stosowano sprężarki wirnikowe o poprzecznym lub osiowym przepływie powietrza, tj. sprężarki typu ROOTSA, LYSHOLMA. Zaletą tych sprężarek w porównaniu z poprzednimi jest to, że pracują ze znacznie większymi prędkościami obrotowymi i wahania ciśnienia sprężonego powietrza są znacznie mniejsze. Przekrój sprężarki typu ROOTS przedstawiono na rys.4.4.

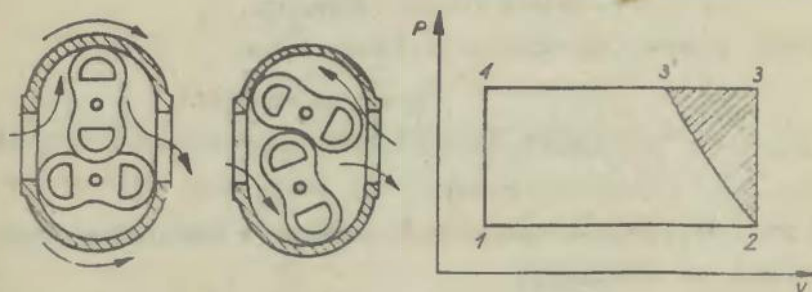


Rys.4.4. Schemat sprężarki Roots

1 - oś wirnika, 2 - obudowa sprężarki, 3 - wirnik, 4 - koła zębate napędu

Sprężarki te mogą być użytkowane z wirnikami dwu lub trzyłopatkowymi, przy czym dla zwiększenia równomierności przepływu powietrza przez sprężarkę stosuje się pochylenie linii łopat. Prędkość obrotowa tych sprężarek nie powinna przekraczać 7000 obr/min (są napędzane od silnika z przełożeniem przyspieszającym) ze względu na znaczną hałaśliwość (prędkość obwodowa wirnika 50 m/s).

Obieg porównawczy sprężarki ROOTS przedstawiono na rys.4.5. Przemiana 2-3 na tej charakterystyce odpowiada wyrównaniu ciśnienia w



Rys.4.5. Obieg porównawczy sprężarki Roots

przestrzeni tłocznej sprężarki. Sprężanie powietrza odbywa się tu izochorycznie, co jest powodem mniejszej sprawności izentropowej tej sprężarki. Sprawność izentropową sprężarki ROOTS oblicza się ze wzoru:

$$\eta_{iz} = \frac{\kappa'}{\kappa - 1} \cdot \frac{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\pi - 1} \quad (4.4.)$$

Wynika z niego, że w miarę wzrostu sprężu π sprawność izentropowa sprężarki maleje. Dlatego sprężę stosowane w tych sprężarkach są stosunkowo niewielkie i wynoszą 1,7 ÷ 1,8. Sprawność izentropowa wynosi 0,50 ÷ 0,70, zaś sprawność mechaniczna 0,96 ÷ 0,98.

Pod pojęciem sprawności izentropowej należy rozumieć stosunek pracy zużytej na sprężenie czynnika do danego ciśnienia (bez zmiany

entropii czynnika) do pracy wydatkowanej w sprężarce rzeczywistej na sprężenie tej samej ilości tego samego czynnika, w tym samym zakresie ciśnień:

$$\eta_{iz} = \frac{L_{iz}}{L} = \frac{\Delta_{is}}{\Delta_1},$$

gdzie: L_{iz} - praca izentropowego sprężenia (teoretyczna)
1 kg czynnika,

L - praca sprężenia 1 kg czynnika w sprężarce rzeczywistej,

Δ_{is} - izentropowy przyrost entalpii,

Δ_1 - rzeczywisty przyrost entalpii.

Wielkość L_{iz} można określić na podstawie wzoru:

$$L_{iz} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_0 \left(\pi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right). \quad (4.5.)$$

Stąd pracę sprężania dowolnej ilości czynnika w rzeczywistej sprężarce określa się zależnością:

$$L = L_{iz} \frac{G}{\eta_{iz}}, \quad (4.6.)$$

gdzie: κ - wykładnik izentropy dla danego czynnika.

R - stała gazowa czynnika,

G - ilość kg czynnika.

Dla powietrza po podstawieniu wartości stałych otrzymujemy:

$$L_{iz} = 1005 T_0 (\pi^{0,285} - 1) \quad [\text{J/kg}]. \quad (4.7.)$$

Przyrost temperatury powietrza przy sprężaniu izentropowym można określić z zależności:

$$\Delta t_s = L_{iz} \frac{\kappa - 1}{\kappa \cdot R} \quad [\text{K}]. \quad (4.8.)$$

Dla powietrza:

$$\Delta t_s = L_{1z} \cdot 0,0009955. \quad (4.9.)$$

Rzeczywisty przyrost temperatury powiązany jest z wymienionymi parametrami zależnością:

$$\Delta t_{rz} = \frac{\Delta t_s}{\eta_{1z}}.$$

Przyjmując, że sprężanie odbywa się wg politropy, której wykładnik jest znany, temperaturę sprężonego powietrza można określić ze wzoru:

$$T_d = T_o \sqrt[n]{\frac{n-1}{n}}, \quad (4.10.)$$

gdzie: n - wykładnik politropy.

Z kolei znając temperaturę początkową powietrza T_o i temperaturę po sprężeniu T_d można przez przekształcenie zależności (4.10) określić wykładnik politropy w następujący sposób:

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\lg T_d - \lg T_o}{\lg \sqrt[n]{n}}. \quad (4.11.)$$

Wydatek sprężarki typu ROOTS określić można z zależności:

$$V_K = 2 \left(\frac{\sqrt{n} D_o^2}{4} - F_w \right) \left(L \cdot \frac{n_k}{60} \cdot \eta V_K \right) [m^3/s], \quad (4.12.)$$

gdzie: D_o - średnica zewnętrzna wirnika w m,

F_w - pole przekroju poprzecznego wirnika w m^2 ,

$\sqrt{n}$ - stała 3,14,

ηV_K - współczynnik wydatku,

n_K - prędkość obrotowa sprężarki w obr/min.

Współczynnik wykorzystania przekroju poprzecznego wirnika określa się bezwymiarowym współczynnikiem λ :

$$\lambda = \frac{\frac{\pi \cdot D_o^2}{4} - P_v}{\frac{\pi \cdot D_o^2}{4}} = 1 - \frac{4P_v}{D_o^2 \cdot \pi} \quad (4.13.)$$

Podstawiając do wzoru (12) wyrażenie (13) otrzymujemy :

$$V_K = 2 \frac{\pi D_o^2}{4} \lambda \cdot L \cdot \frac{n_K}{60} \cdot \eta V_K \quad (4.14.)$$

Dla wirników o 2 "zębach" $\lambda = 0,49 + 0,527 \cdot$

Dla wirników o 3 "zębach" $\lambda = 0,53 + 0,59 \cdot$

Zakładając $L = b \cdot D_o$, przy czym $b = 0,8 + 1,5$ otrzymamy :

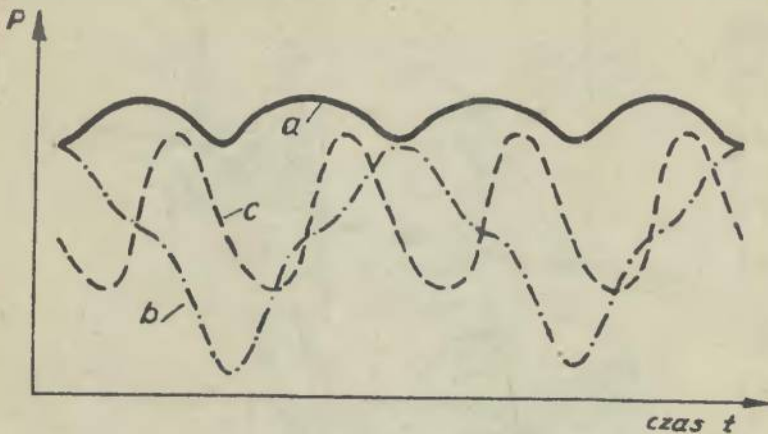
$$V_K = \frac{\pi D_o^3}{2} \cdot \lambda \cdot b \cdot \frac{n_K}{60} \cdot \eta V_K \quad (4.15.)$$

Uwzględniając fakt, że wykresam przebiegu sprężania zewnętrznego jest prostokąt (rys.4.5.), którego wysokość jest równa różnicy ciśnień, a podstawa odpowiada objętości początkowej, można łatwo obliczyć moc zużywaną przez sprężarkę:

$$N_K = \frac{(P_d - P_o) V_K}{102 \eta_m \eta_x} \quad (4.16.)$$

gdzie: P_d - ciśnienie powietrza po sprężeniu (ciśnienie doładowania),
 P_o - ciśnienie otoczenia,
 V_K - wydatek sprężarki,
 η_m - sprawność mechaniczna sprężarki,
 η_x - straty nieszczelności.

W równaniu tym pominięto straty przebiegu rzeczywistego sprężania poza stratami nieszczelności. W praktyce pozostałe straty ujmuje najczęściej sprawność mechaniczna sprężarki η_m . Nie jest to co prawda zupełnie ścisłe i nie odpowiada definicji tej sprawności, ale jest stosunkowo łatwe do doświadczalnego wyznaczenia. Poza tym wpływ dodatkowych strat jest stosunkowo niewielki. Na rysunku 4.6. przedstawiono przebieg zmienności pracy sprężarki ROOTS w czasie, a na rysunku 4.7.

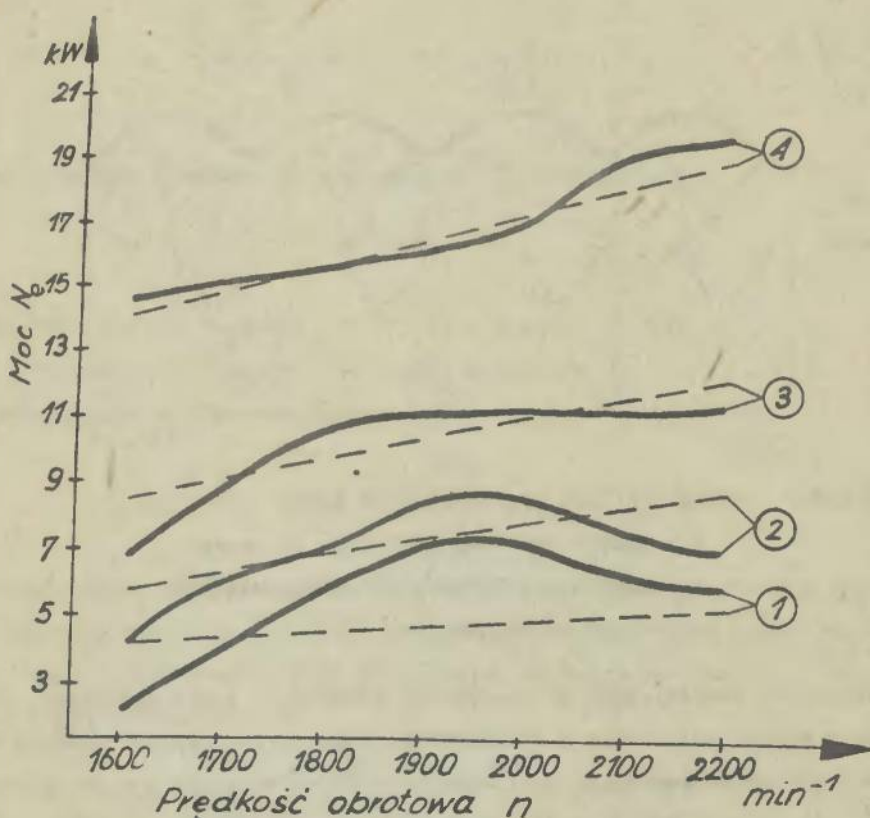


Rys.4.6. Charakterystyka sprężarki typu ROOTS

- a - moment obrotowy potrzebny do napędu
- b - nacisk międzyzębny kół sprzęgających
- c - chwilowy wydatek

obliczony teoretycznie i rzeczywisty pobór mocy przez sprężarkę. Różnice między wyliczonym a rzeczywistym poborem mocy spowodowane są zjawiskami przedstawionymi na rysunku 4.6. oraz sposobem napędu sprężarki. Ilość mocy traconej na napęd sprężarki zależy np. w znacznym stopniu od ilości i przekroju pasków klinowych napędzających ją. I tak znacznie korzystniej jest napędzać sprężarkę dużą ilością cienkich pasków o małym przekroju, gdyż w przypadku pasków cienkich znacznie mniejsza jest praca gięcia pasków oraz mniejsze straty poślizgu. Sprężarka, której pobór mocy przedstawiono na rysunku 4.7. była napędzana trzema paskami o dość dużych przekrojach, stąd między innymi znacznie większe różnice mocy teoretycznej i rzeczywiście wykorzystanej do napędu sprężarki przy niższych sprężach.

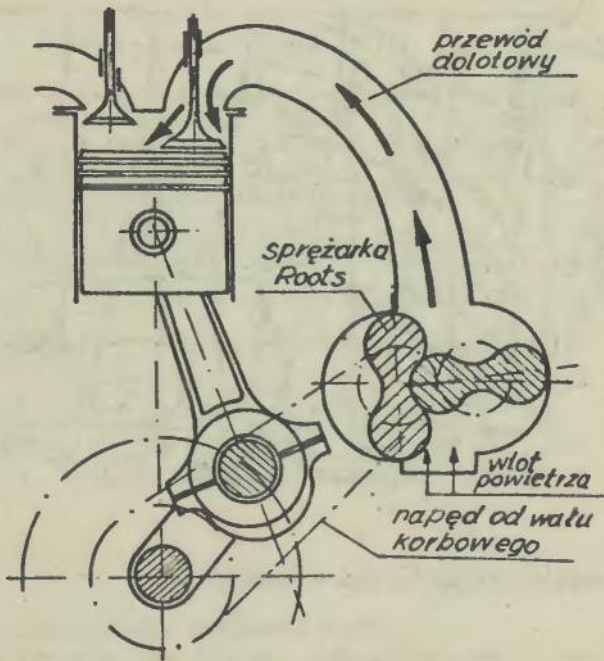
Również istotny wpływ na pracę sprężania ma wykładnik politropy, którego wartości zawierają się w przedziale $1,5 + 1,96$ w zależności od wartości luzów pomiędzy oboma wirnikami oraz wirnikami i obudową. Dla luzów poniżej $0,15$ mm zaleca się przyjmowanie $n = 1,5 + 1,6$, a dla luzów rzędu $0,4$ mm (w dużych sprężarkach) $n = 1,8 + 1,96$.



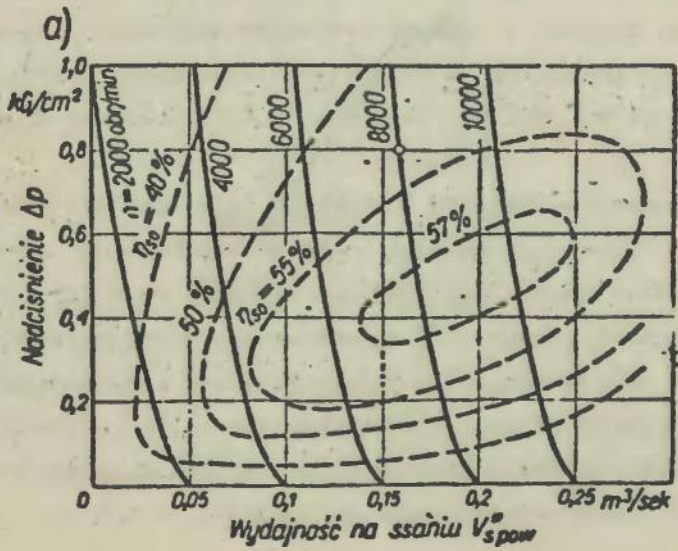
Rys.4.7. Dobór mocy na napęd sprężarki

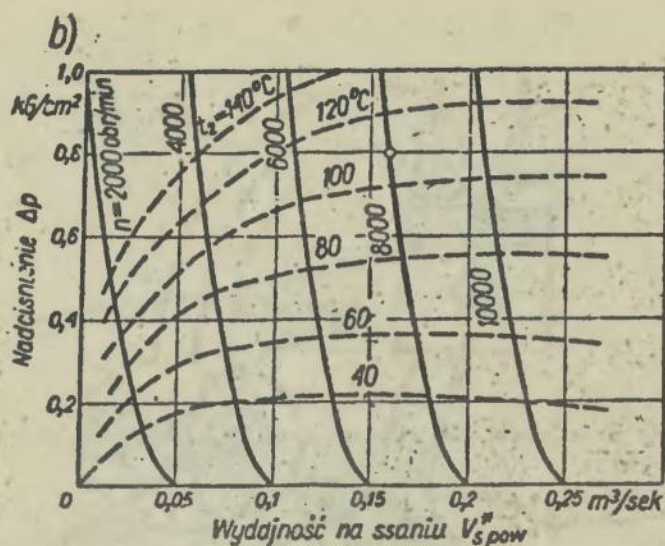
Na rysunku 4.8. przedstawiono schemat doładowania mechanicznego silnika czterosuwowego przy pomocy sprężarki typu ROOTS. Stopień doładowania silnika sprężarką ROOTS nie powinien przekraczać 45 + 50 %, ponieważ przy sprężach potrzebnych do większego wzrostu mocy praca sprężarki staje się nieekonomiczna (o czym wspomniano wcześniej). Stwierdzenie to oparto na znajomości charakterystyki sprężarki przedstawionej na rys.4.9.

Charakterystykę sprężarki stanowi układ krzywych wyznaczonych we współrzędnych, z którego rzędna określa spręż (ciśnienie lub nadciśnienie sprężania), zaś odcięta wydatek w m^3/s . Linie stałych przyrostów temperatury (lub stałej temperatury) pozwalają na określenie



Rys.4.8. Schemat doładowania mechanicznego

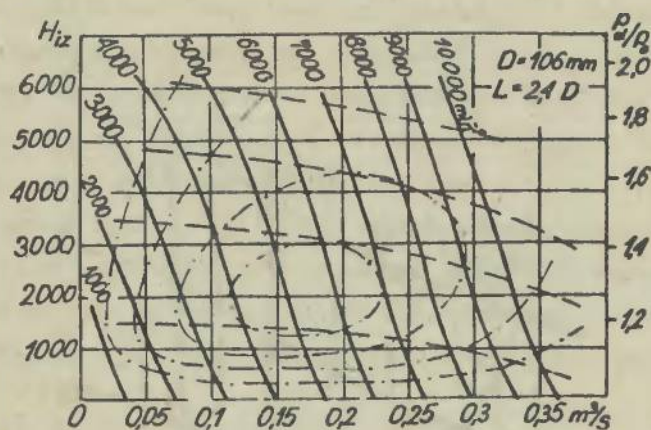




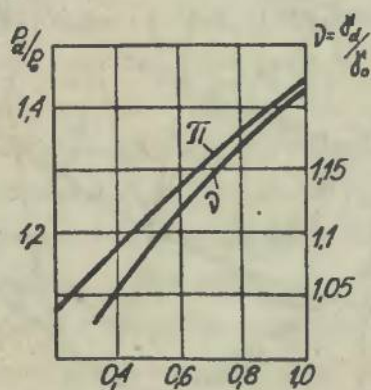
Rys.4.9. Charakterystyka ogólna sprężarki

sprawności izentropowej sprężarki, również naniesionych na charakterystykę w postaci wykresu muszlowego. Z przebiegu krzywych wynika, że spadek wydajności przy wzroście sprężu dla stałej prędkości obrotowej jest niewielki. Na podstawie takiej charakterystyki można sobie wyrobić pogląd, w jakich warunkach sprężarka pracuje najekonomiczniej, tj. przy jakim sprężu, wydajności i jakiej prędkości obrotowej sprężarki jej sprawność jest największa. Ustalenie tych najkorzystniejszych warunków pracy sprężarki umożliwia dobranie przełożenia między silnikiem a sprężarką.

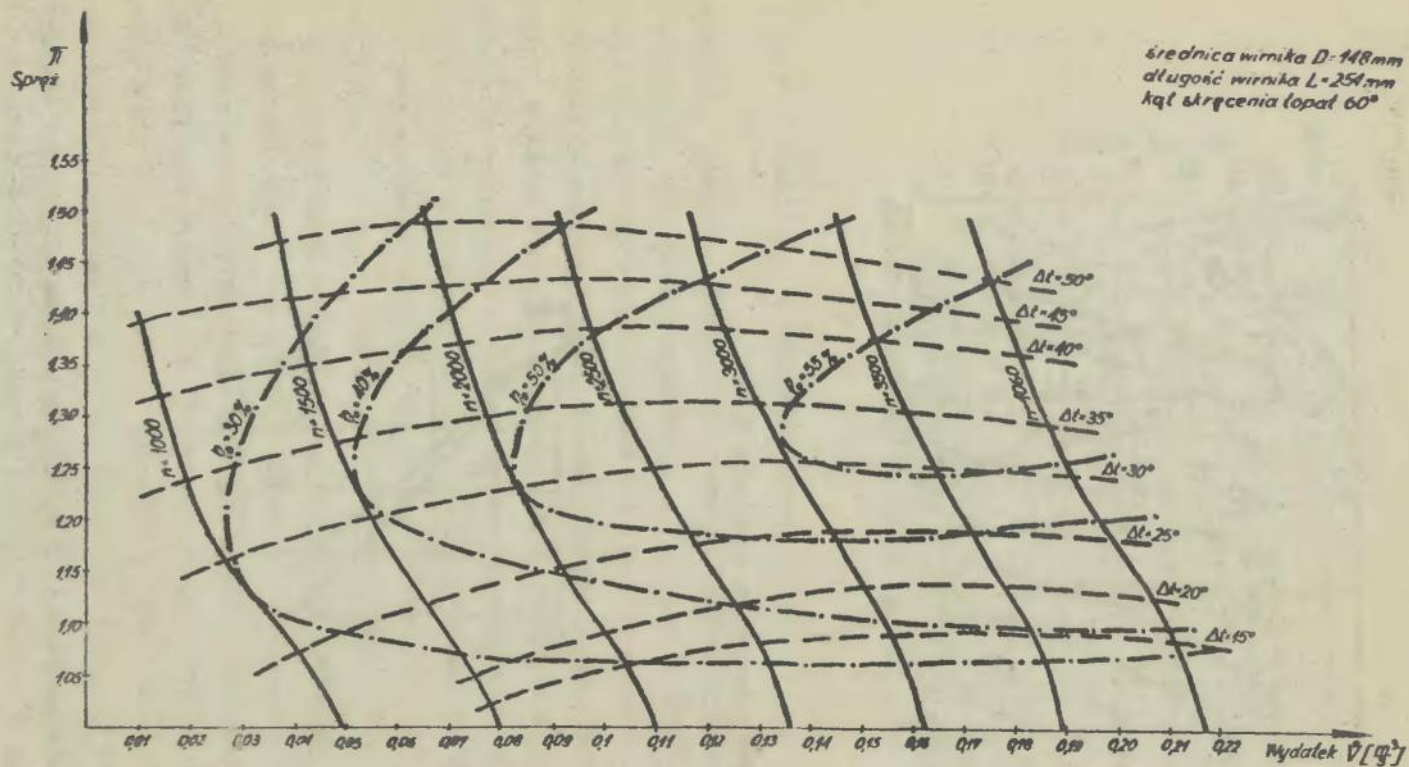
Stopień nagrzania powietrza w sprężarce jest istotnym wskaźnikiem, gdyż poprzez zmianę jego gęstości wpływa na współczynnik napełnienia i pozwala podjąć ewentualną decyzję o stosowaniu chłodnicy powietrza doładowującego. Na rysunku 4.10. przedstawiono charakterystykę sprężarki ROOTS, a na rysunku 4.11. zależność sprężu i współczynnika wzrostu gęstości powietrza dla tej sprężarki. Natomiast na rysunku 4.12. pokazano charakterystykę sprężarki ROOTS, dla której uprzednio wykonano badanie poboru mocy zużywanej na napęd (rys.4.7.).



Rys.4.10. Charakterystyka sprężarki Roots



Rys.4.11. Zależność sprężu i współczynnika wzrostu gęstości powietrza



Rys.4.12. Charakterystyka sprężarki Roots do silnika JAZ-204

Wszystkie te charakterystyki potwierdzają wcześniejsze stwierdzenia o zakresie stosowalności i możliwościach eksploatacyjnych sprężarek ROOTS. Dlatego też w chwili obecnej doładowanie mechaniczne przy pomocy sprężarek ROOTS stosuje się w znikomej ilości silników (np. DIESEL DETROIT) i to głównie dwusuwowych, gdzie jest niezbędne doprowadzenie powietrza pod zwiększonym ciśnieniem. W Europie stosowane było w pojazdach wojskowych (silniki JAZ-204 i JAZ-206), lecz ze względu na niższą sprawność ogólną w porównaniu do doładowanych silników czterosuwowych zostały wyrugowane jako jednostki napędowe w nowych konstrukcjach, mimo że mają tak poważną zaletę jak natychmiastowe reagowanie na zapotrzebowanie powietrza przez silnik (dzięki więzi mechanicznej).

Niemniej jednak ten sposób doładowania odegrał istotną rolę w jego zastosowaniu do silników spalinowych i pozwolił na poznanie szeregu zjawisk towarzyszących wysilaniu silników przez powiększanie średniego ciśnienia efektywnego.

4.3. Doładowanie turbosprężarkowe

Doładowanie turbosprężarkowe polega na wykorzystaniu energii uchodzących spalin do napędu turbiny umieszczonej na wspólnym wale ze sprężarką podającą powietrze pod zwiększonym ciśnieniem do cylindrów.

Zastosowanie turbodoładowania wiąże się z około 30 wzrostem ciężaru silnika (ciężar turbosprężarki i instalacji) przy wzroście mocy do 50%, a więc bardzo korzystnym. To samo dotyczy objętości zabudowy turbosprężarki i zmienionych przewodów dolotowych.

Produkowanie silników z turbodoładowaniem umożliwia zmniejszenie ilości typów wypuszczanych silników, gdyż jeden typ silnika doładowanego i wolnoobrotowego obejmuje większy zakres mocy użytecznych. Równocześnie połączenie działania dwóch maszyn przepływowych, tj. silnika o przepływie pulsacyjnym i sprężarki o przepływie ciągłym tworzy układ o dużej sprawności i małym ciężarze jednostkowym.

Z racji dużych wartości współczynnika nadmiaru powietrza, toksyczność spalin i jednostkowe zużycie paliwa są niższe niż w silniku

wolności o tej samej mocy. Zalety te uzyskują silniki turbodoładowane dzięki zwiększeniu poziomu ciśnień i lepszemu wykorzystaniu energii spalin przez co zwiększa się sprawności obiegu. Związany z tym wzrost maksymalnego ciśnienia spalania jest wolniejszy niż przyrost ciśnienia efektywnego, dzięki czemu rośnie sprawność mechaniczna silnika turbodoładowanego.

4.3.1. Napęd turbosprężarki

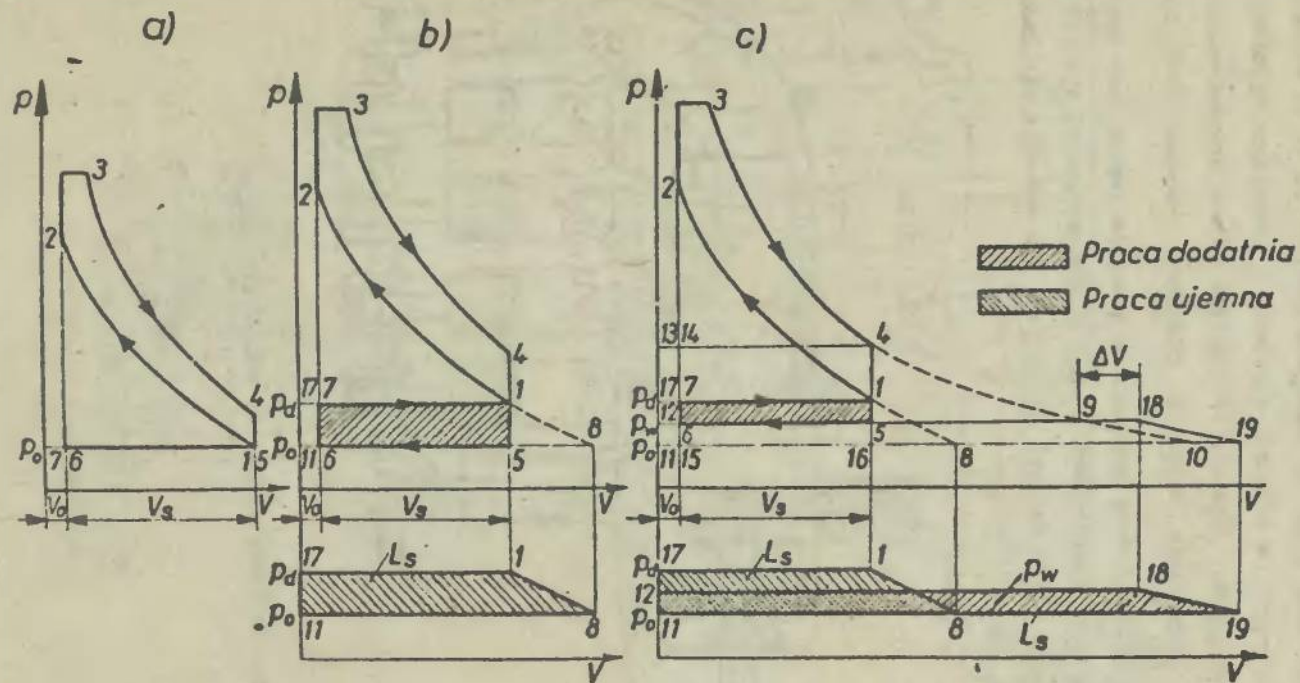
Dla optymalnego wykorzystania energii spalin oraz zapewnienia prawidłowej współpracy silnika z turbosprężarką musi być zachowana równowaga między mocą turbiny i sprężarki przy uwzględnieniu ich sprawności. Z tego powodu bardzo ważne jest prawidłowe skonstruowanie układu wylotowego, aby jak najlepiej wykorzystać energię spalin, która stanowi 30 - 40% całkowitej energii dostarczonej z paliwem. Teoretyczny obieg pracy silnika turbodoładowanego przedstawiono na rys.4.13.

Istnieją dwa sposoby napędu turbiny spalinami:

- system stałego ciśnienia (rys.4.14.), tj. ustalonego ciśnienia spalin na wlocie do turbiny,
- system pulsacyjny (rys.4.15.), tj. zmiennego ciśnienia spalin na wlocie do turbiny.

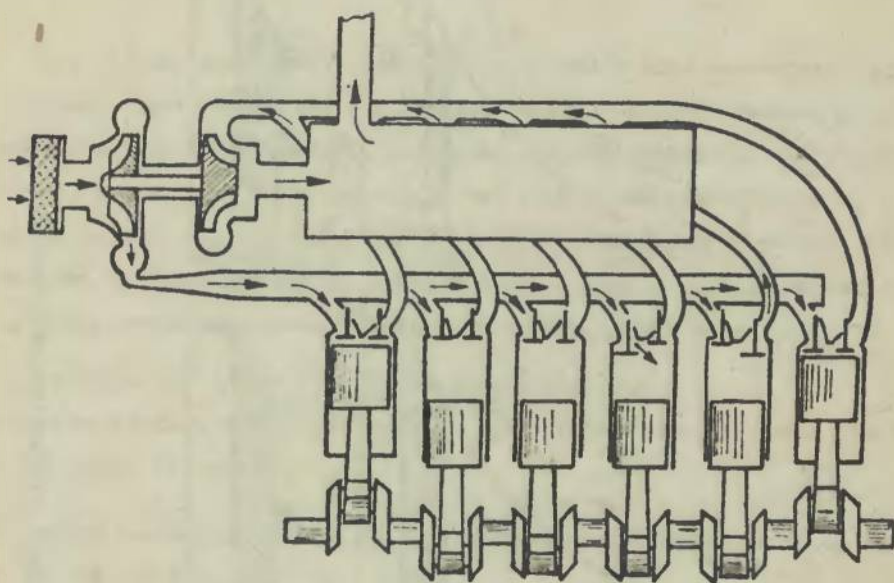
Na rys.4.16 przedstawiono sposób wykorzystania energii spalin w zależności od stopnia doładowania.

Ogólnie rzecz biorąc, zasilanie przy stałym ciśnieniu stosuje się głównie w silnikach pojazdów szynowych, gdzie wymagane są duże wartości sprężu i znacznie mniejsze przyspieszenia niż w silnikach samochodowych. Sprawność turbiny przy tego typu zasilaniu jest znacznie większa, a sprężę uzyskują wartość $\pi = 2,0$.

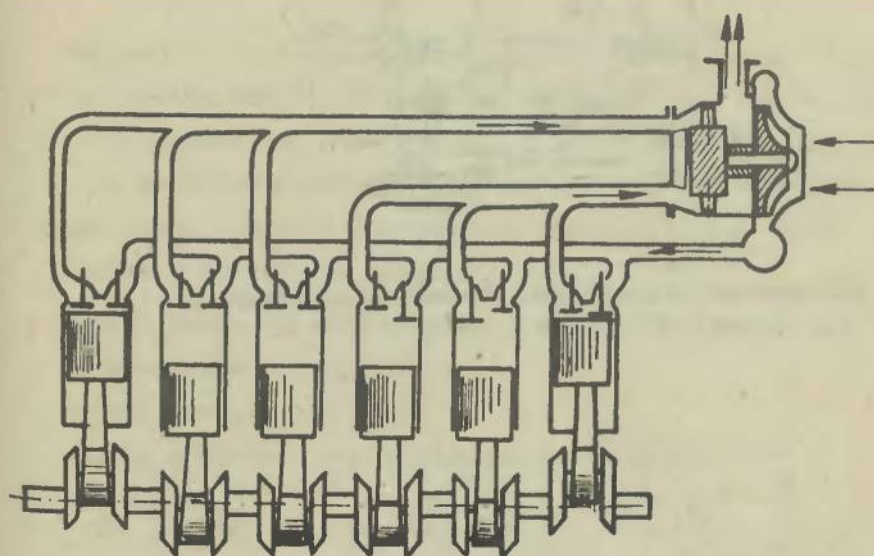


Rys.4.13. Obieg teoretyczny silnika turbodoładowanego

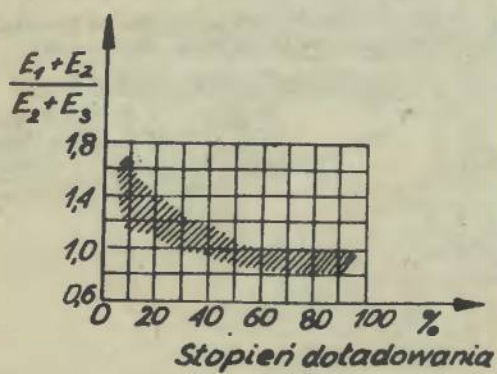
Zasilanie pulsacyjne wymaga łączenia przewodów wylotowych cylindrów, w których sumy pracy są odległe o 240° OWK. Ma to za zadanie odpowiednie wykorzystanie pulsacji ciśnienia w przewodzie wylotowym dla napędu turbosprężarki. Zapewnia on znacznie lepsze przyspieszenia turbosprężarki, szczególnie ważne w silnikach samochodowych. Również warunki przepłukania komory spalania są znacznie lepsze przy tym sposobie zasilania, co przedstawia rysunek 4.17., natomiast rysunek 4.18. - mechanizm wykorzystania energii spalin przy tym sposobie zasilania.



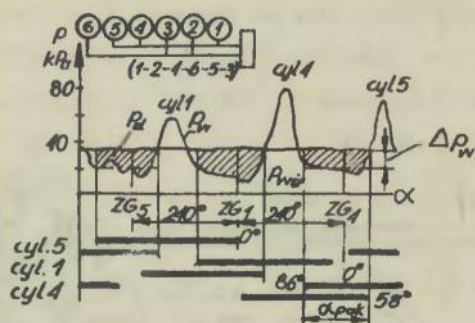
Rys.4.14. Napęd turbosprężarki pod stałym ciśnieniem



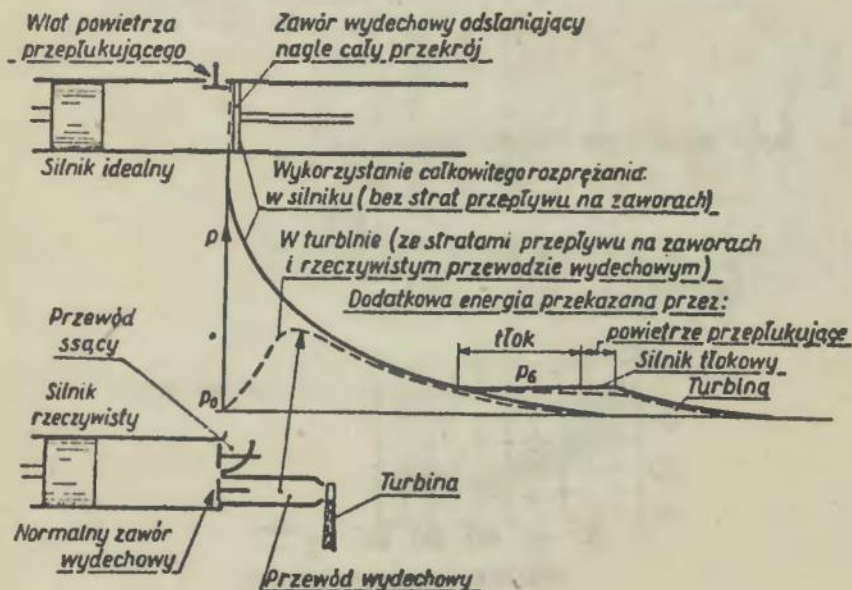
Rys.4.15. Napęd pulsacyjny turbosprężarki



Rys.4.16. Sposób wykorzystania energii spalin



Rys. 4.17. Korzyści wykorzystania systemu pulsacyjnego



Rys. 4.18. Mechanizm wykorzystania energii spalin

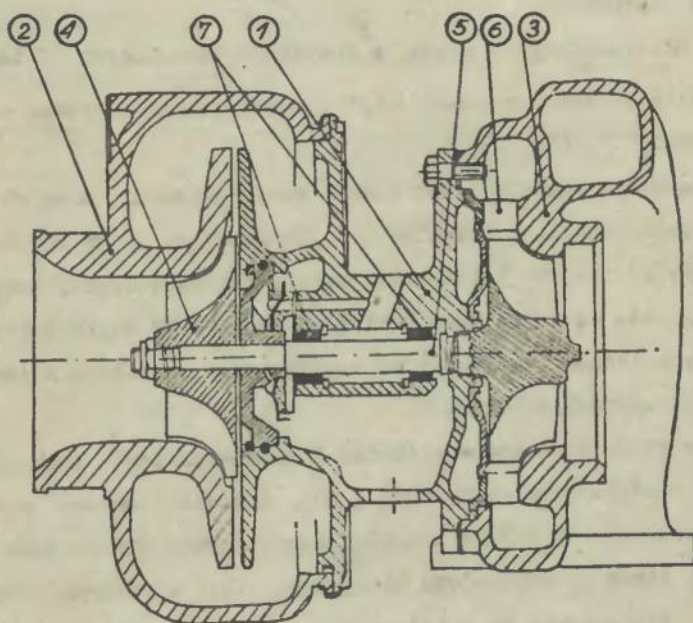
Sposób zasilania turbiny spalinami ma niewątpliwy wpływ na konstrukcję turbosprężarek i ich rozwój.

4.3.2. Turbosprężarki

Urządzenia doładowujące składające się z turbiny spalinowej powiązanej wspólnym wałkiem ze sprężarką przyjęto nazywać turbosprężarką. O ile od zarania konstrukcji sprężarka była sprężarką odśrodkową, turbina przeszła pewne ewolucje mające na celu lepsze wykorzystanie energii spalin i możliwość uzyskiwania większych przyspieszeń.

Typowa turbosprężarka składa się:

- kadłuba środkowego ułożyskowanego w nim wirnika (turbiny i sprężarki na wspólnym wałku),
- kadłuba turbiny,
- kadłuba sprężarki, co przedstawiono na rys.4.19.



1. Kadłub 2. Kadłub sprężarki 3 Kadłub turbiny 4 Wirnik sprężarki 5. Wałek wirników z wirnikiem turbiny 6. Kierownica 7. Łożyska wałka

Rys.4.19. Typowa turbosprężarka

Biorąc pod uwagę właściwości przepływowe turbosprężarki i jej zdolność przyspieszeń (czy też uzyskiwania znacznych prędkości obrotowych) można podzielić turbosprężarki na trzy generacje:

I - generacja

- sprężarka odśrodkowa,
- turbina osiowa,
- wirnik łożyskowany w łożyskach tocznych.

II - generacja

- sprężarka odśrodkowa,
- turbina dośrodkowa,
- wirnik łożyskowany w łożyskach tocznych.

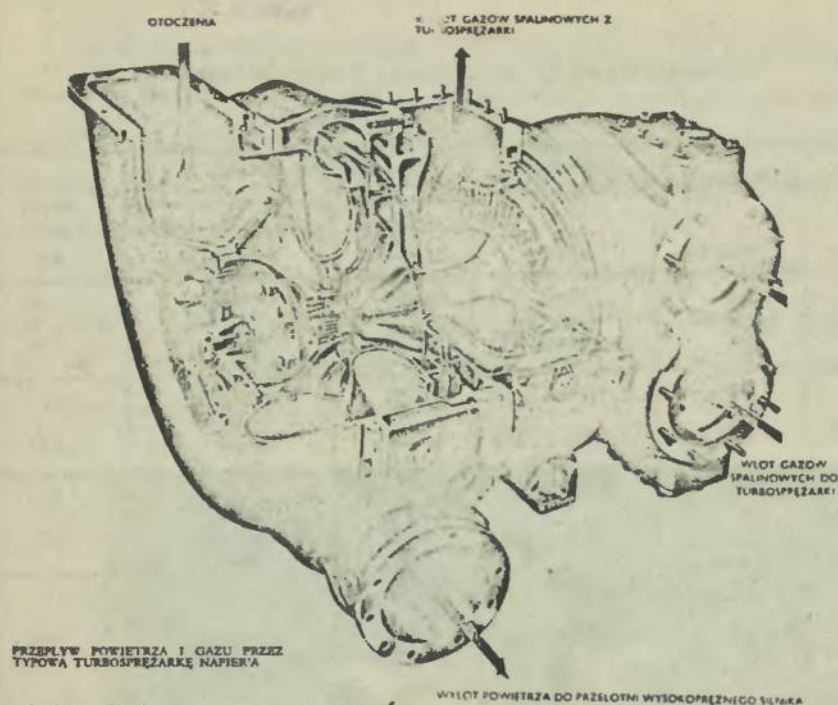
III - generacja

- sprężarka odśrodkowa,
- turbina dośrodkowa,
- wirnik łożyskowany ślizgowo w łożyskach pływających (ślizgowych).

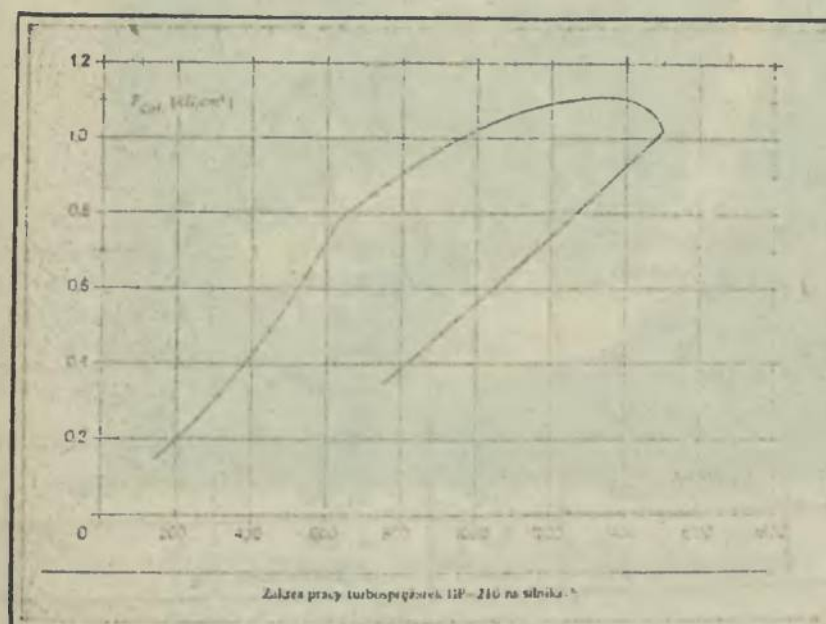
Jednocześnie z rozwojem konstrukcji turbosprężarek zawężono zakres ich użytkowania.

W początkowym okresie jeden model turbosprężarki miał obsługiwać bardzo szeroki wachlarz silników (np. Eberspächer 50 kW do ok. 150kW), podczas gdy późniejsze konstrukcje mają znacznie bardziej zawężony zakres pracy, ale są za to dużo lepiej dopasowane do silnika pod względem gazodynamicznym, uzyskując we współpracy z silnikiem wyższe sprawności i właściwości dynamiczne.

Typowym przykładem turbosprężarki I generacji jest turbosprężarka NAPIER'A przedstawiona na rysunku 4.20., natomiast zakres stosowania turbosprężarek NAPIER'A produkowanych przez WSK-Rzeszów na licencji tej firmy przedstawiono na rysunku 4.21. a program produkcyjny wytwórni w odniesieniu do mniejszych turbosprężarek w tabeli 4.1. i tabeli 4.2.



Rys.4.20. Turbosprężarka NAPIER A



Rys.4.21. Zakres stosowalności turbosprężarek NAPIER A

Tabela 4.1.

Charakterystyka typoszeregu turbosprężarek NAPIER

Turbosprężarka		Wydatek powietrza m^3/s	Prędkość obrotowa		Masa kg
typ	odmiana		stała obr/min	jednogodzinna obr/min	
90	MS	0,335-0,533	24000	27000	136
	HP	0,415-0,665	32500	34800	136
100	MS	0,533-0,855	20000	22500	227
	HP	0,655-1,061	26500	28000	227
200	MS	0,855-1,738	15750	18000	363
	HP	1,061-2,396	21500	23000	363
300	TS	1,368-2,195	13000	14000	499
	MS	1,738-2,786	11300	12750	
	HP	2,395-3,835	15500	16500	

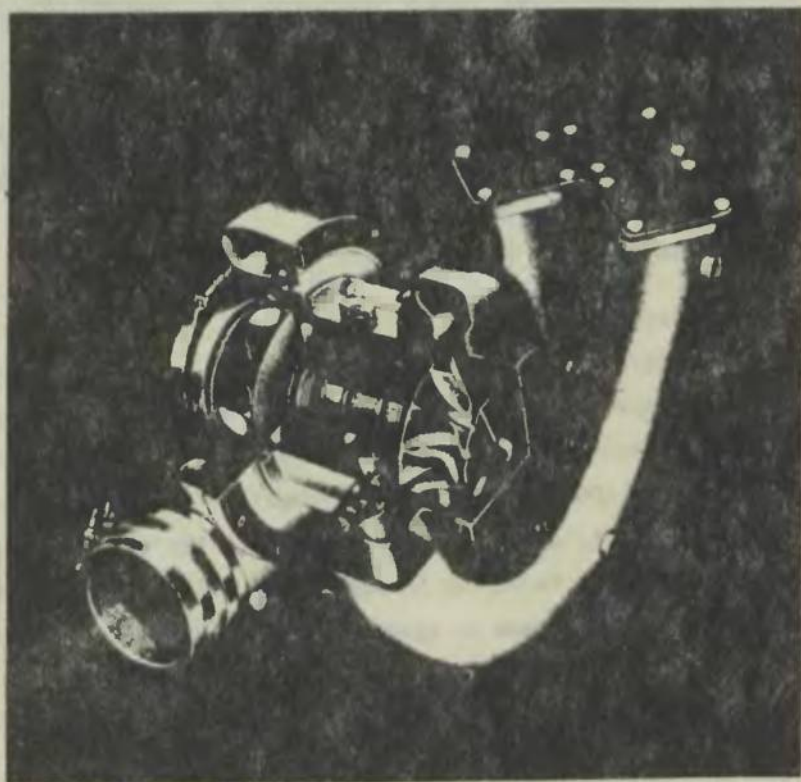
Tabela 4.2.

Charakterystyka typoszeregu turbosprężarek NAPIER

Odmiana	Obciążenie maksymalne	Spręż	Ciśnienie doładowania MPa	Dopuszczalna temperatura gazów spaliny- wych $^{\circ}\text{C}$
TS	stałe	1,5	0,150	650
	jednogodzinne	1,6	0,160	
MS	stałe	1,5	0,150	650
	jednogodzinne	1,7	0,170	
HP	stałe	2,0	0,200	650
	jednogodzinne	2,2	0,220	

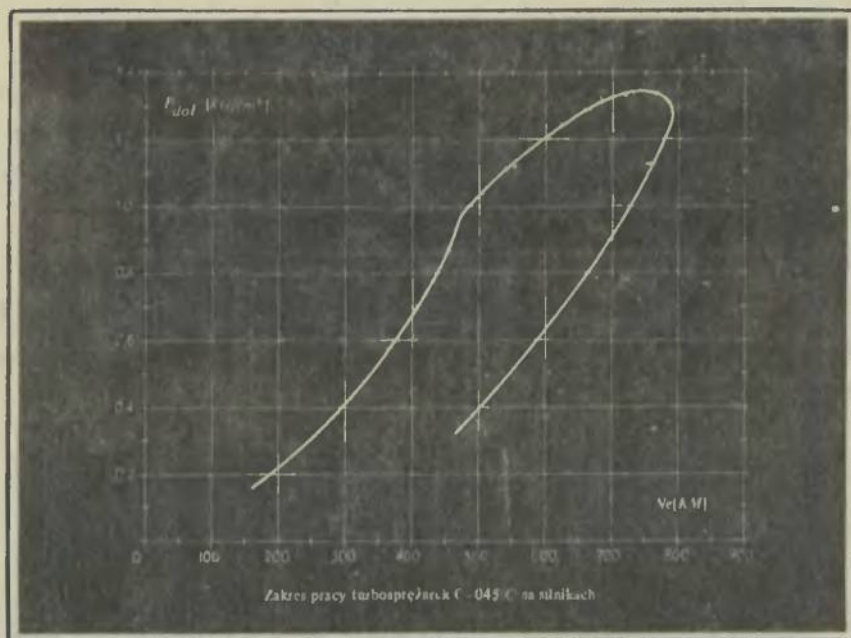
Jak widać z danych przytoczonych na rysunku 4.21 i tabelach 4.1. oraz 4.2. są to turbosprężarki przeznaczone do doładowania dużych silników (o dużym zapotrzebowaniu powietrza i dużej mocy) o względnie małych prędkościach obrotowych nie przekraczających 35000 obr/min. i uzyskiwanych sprężach $\tau = 1,5$ do 2,2.

Inną turbosprężarką produkowaną przez WSK Rzeszów na licencji firmy NAPIER A jest turbosprężarka C - 045 przedstawiona na rysunku 4.22., a jej charakterystyka na rysunku 4.23., lecz jest to konstrukcja nowszej generacji niż opisane wyżej.



Turbosprężarka WSK-Napier typ C-045/C

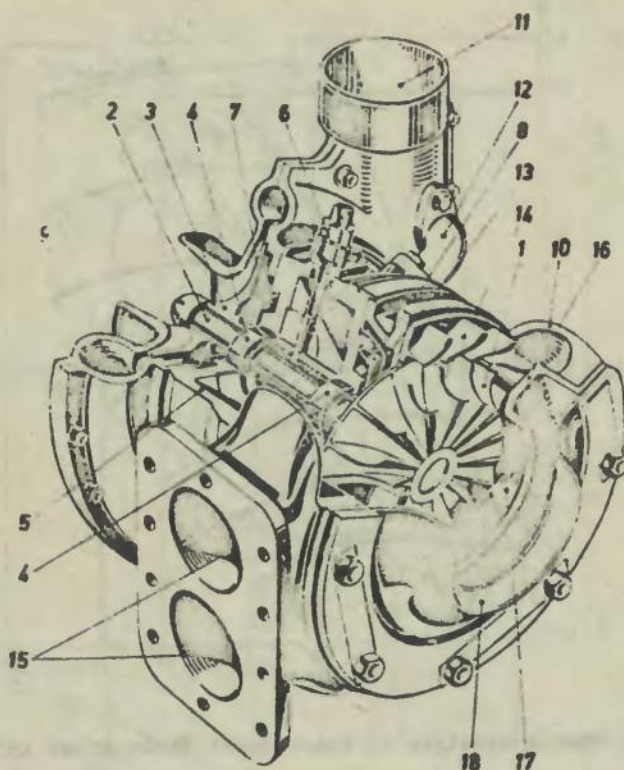
Rys.4.22. Turbosprężarka C-045



Rys.4.23. Charakterystyka turbosprężarki C-045

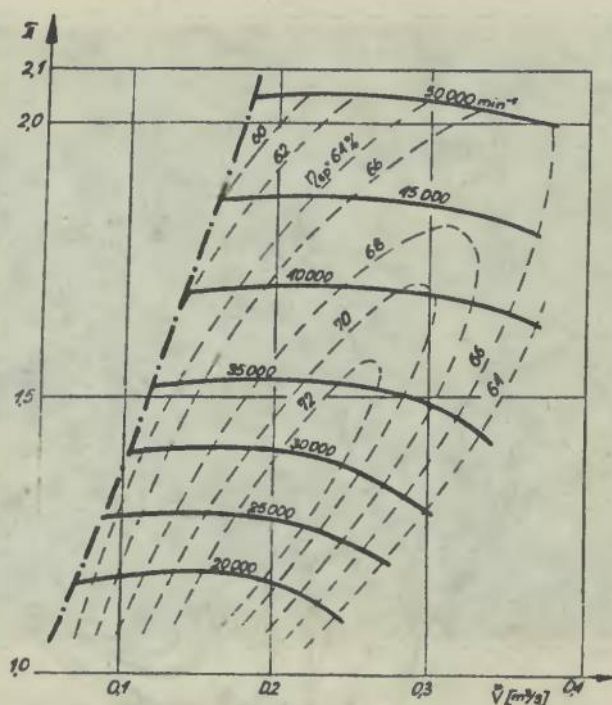
Typową konstrukcją dla sprężarek II generacji jest turbosprężarka Eberspächer 23350/3/3 KN przedstawiona na rysunku 4.24. Jest to turbosprężarka przeznaczona do doładowania silników o mocach od 50 kW do 150 kW, a więc w bardzo szerokim zakresie mocy. Prędkość obrotowa turbosprężarki wynosi 50000 obr/min. i jest znacznie większa niż turbosprężarek I generacji, natomiast sprężenie podobnie jak tam mieszczą się w granicach 2,0 - 2,2. Parametry robocze turbosprężarki przedstawia jej charakterystyka pokazana na rysunku 4.25, a możliwości poprawy parametrów silnika doładowanego nią rysunek 4.26 (wg danych reklamowych wytwórni). Potwierdzeniem przydatności turbosprężarki było doładowanie przy jej pomocy silnika URSUS S-316 o mocy wyjściowej 59 kW, a więc w dolnym zakresie stosowalności (co pokazano na rysunku 4.25). Zakres współpracy turbosprężarki z badanym silnikiem na tle jej charakterystyki przedstawiono na rysunku 4.27., a osiągi silnika doładowanego na charakterystyce zewnętrznej rysunku 4.28. oraz w tabeli 4.3.

Jak widać z przytoczonych charakterystyk turbosprężarka w pełni

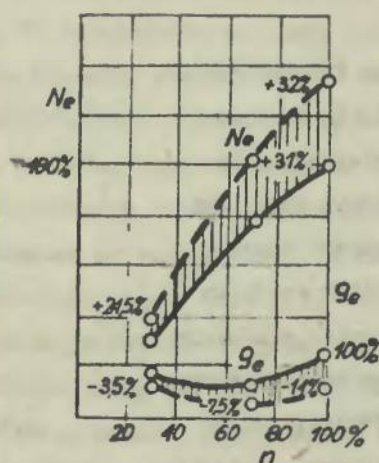


Rys.4.24. Turbosprężarka Eberspächer

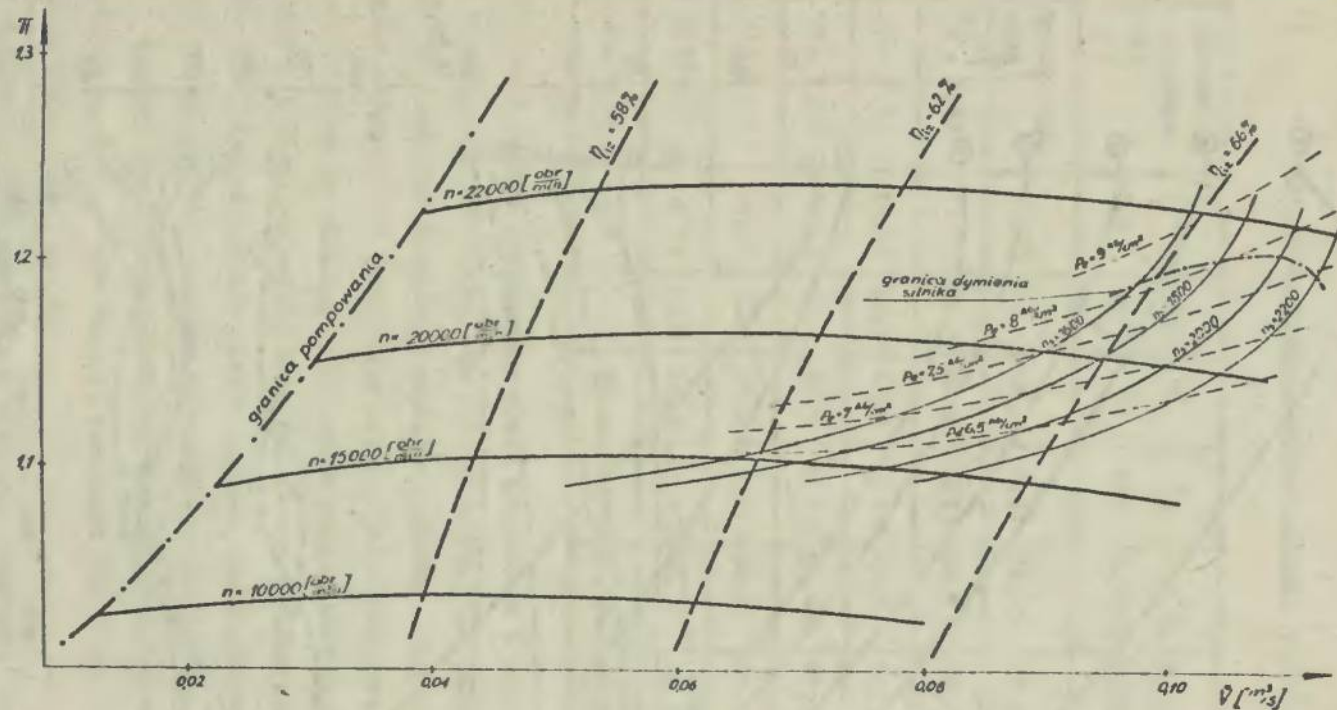
- | | |
|----------------------------|--|
| 1 - Wirnik turbiny | 12 - Króciec nadmiana-
ru powietrza |
| 2 - Wałek wirników | 13 - Komora powiet-
rza turbiny |
| 3 - Wirnik sprężarki | 14 - Kierownica tur-
biny |
| 4 - Łożysko toczne | 15 - Wlot spalin |
| 5 - Kadłub środkowy | 16 - Pokrywa zewn.
turbiny |
| 6 - Króciec oleju smarnego | 17 - Kanał wylotowy
turbiny |
| 7 - Komora powietrzna | 18 - Pierscień wylot. |
| 8 - Odrzutnik oleju | |
| 9 - Dyfuzer sprężarki | |
| 10 - Dyfuzer turbiny | |
| 11 - Wylot sprężarki | |



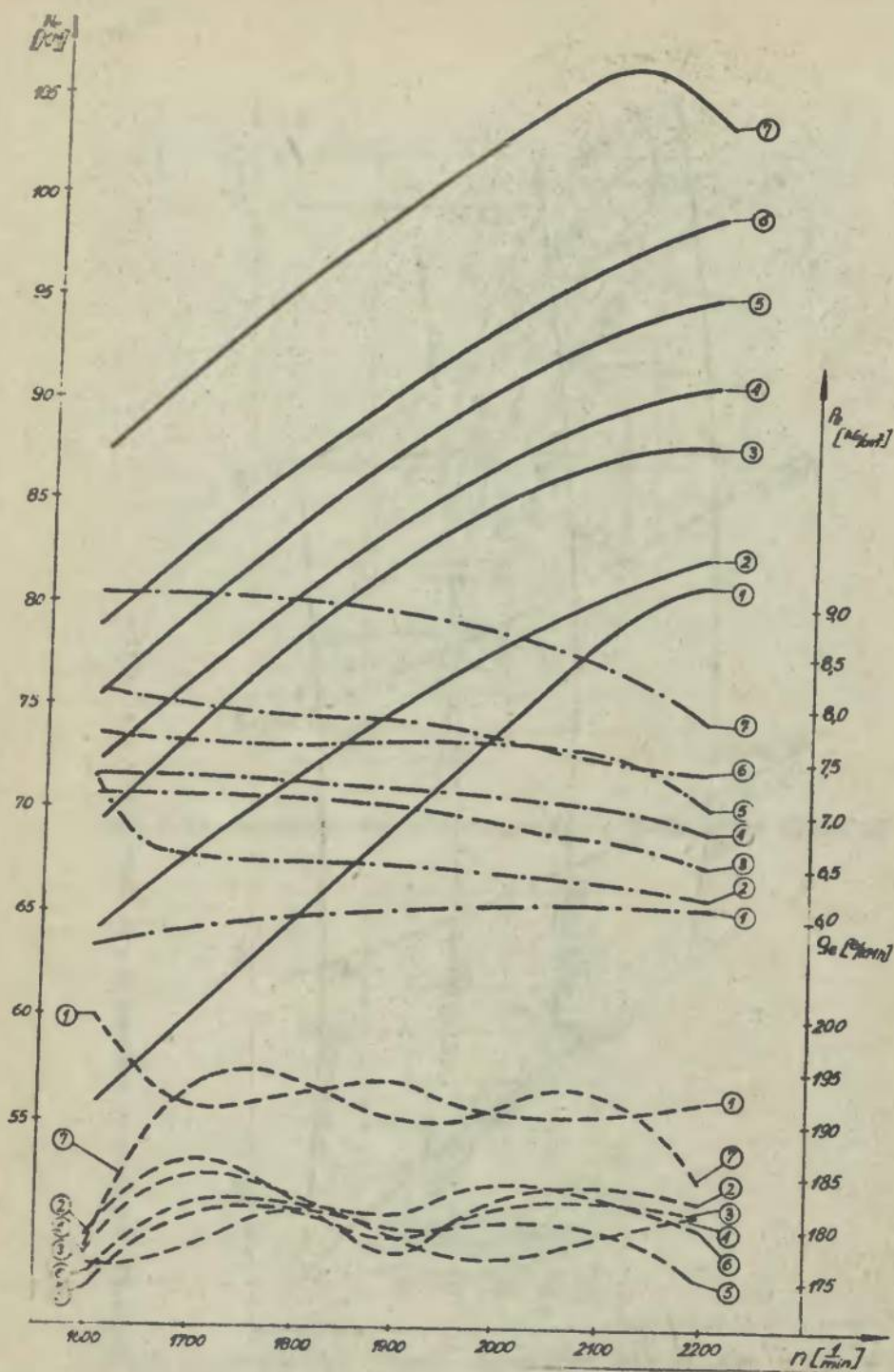
Rys.4.25. Charakterystyka turbosprężarki Eberspächer 23350/3KN



Rys.4.26. Możliwości poprawy parametrów silnika przy współpracy z turbosprężarką Eberspächer



Rys.4.27. Współpraca turbosprężarki Eberspächer z silnikiem



Rys. 4.28. Osiągi silnika turbodoładowanego

Tabela 4.3.

Osiągi turbodoładowanego silnika S-316

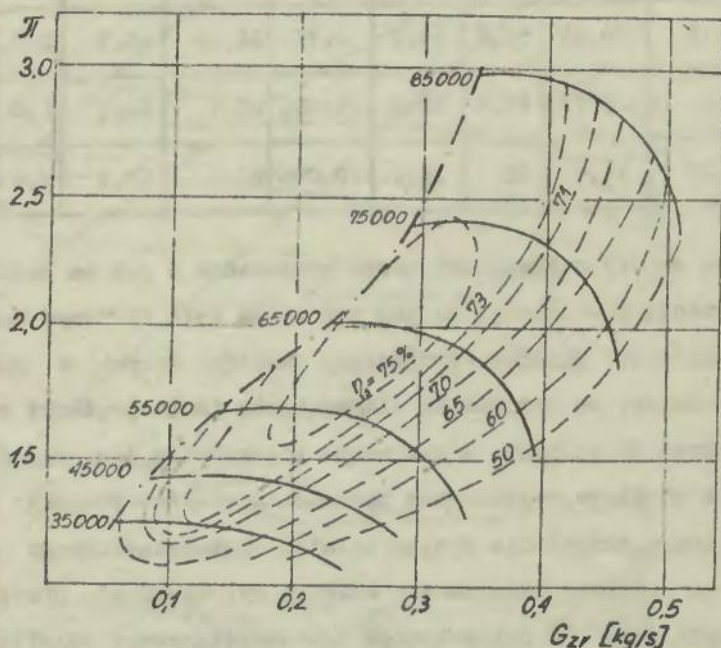
Lp.	Parametry doładowa- nia	P_{wtr} MPa	q $\frac{mm^3}{wtr}$	N_e KW	P_e MPa	$\xi_e N_e$ mg/kWs	ξ_{min} mg/kWs	D j. Bosch	η_o %
1.	Niedoładowany	13,75	54	60,3	0,61	72,15	72,0	2,0	32,85
2.	$\pi = 1,12$	13,75	56,5	60,5	0,731	68,7	66,0	0,6	34,7
3.	$\pi = 1,14$	14,22	56,5	62,8	0,735	67,2	64,5	0,7	35,5
4.	$\pi = 1,16$	14,22	58,5	65,9	0,728	67,15	65,1	1,5	35,5
5.	$\pi = 1,18$	14,22	59,5	69,2	0,77	66,05	65,7	2,0	36,1
6.	$\pi = 1,2$	13,75	62,0	72,2	0,804	68,1	66,2	1,8	35,0
7.	$\pi = 1,22$	14,7	65	76,0	0,836	67,5	67,5	3,6	35,3

potwierdzała walory reklamowane przez producenta i jak na tamte czasy była konstrukcją nowoczesną. Do jej wad można było zaliczyć nadmierny moment bezwładności wirnika, wynikający między innymi z jego dość znacznej średnicy, co powodowało nienadążanie turbosprężarki w podawaniu powietrza do silnika, a tym samym pogorszenie jego własności dynamicznych i chwilowe zwiększenie zadymienia spalin. Podczas pracy w stanie ustalonym zadymienie spalin silnika turbodoładowanego kształtowało się na poziomie niższym niż silnika wolnossącego. Dlatego też liczni autorzy prac nad doładowaniem turbosprężarkowym silników wysokopiętnych upatrują w nim również skuteczny sposób na obniżenie zadymienia i toksyczności spalin.

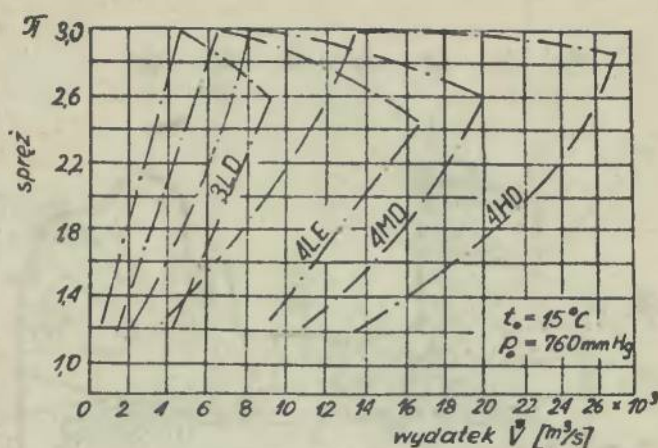
Nienadążanie turbosprężarki w podawaniu wymaganej ilości powietrza silnikami w stanach nieustalonych zostało w znacznej mierze zmniejszone przez miniaturyzację wirników, co spowodowało obniżenie ich

masowego momentu bezwładności i przy zastosowaniu łożyskowania pływającego (ślizgowego zamiast dotychczas stosowanego tocznego) pozwoli na uzyskanie znacznie większych prędkości obrotowych i spręży. Warunki te spełniają turbosprężarki III generacji, które uzyskują prędkości obrotowe rzędu 70 000 do 130 000 obr/min. (doświadczalne egzemplarze nawet 175 000 obr/min) oraz sprężę $\pi = 3,0$ do 3,5.

Do typowych turbosprężarek tej generacji należą turbosprężarki Eberspächer - Bosch EB 10/12, której charakterystykę przedstawiono na rys.4.29., oraz cały typoszereg turbosprężarek HOLSET, których uproszczoną charakterystykę przedstawia rysunek 4.30., a przekrój jednej z nich rysunek 4.31.



Rys.4.29. Charakterystyka turbosprężarki Eberspächer Bosch

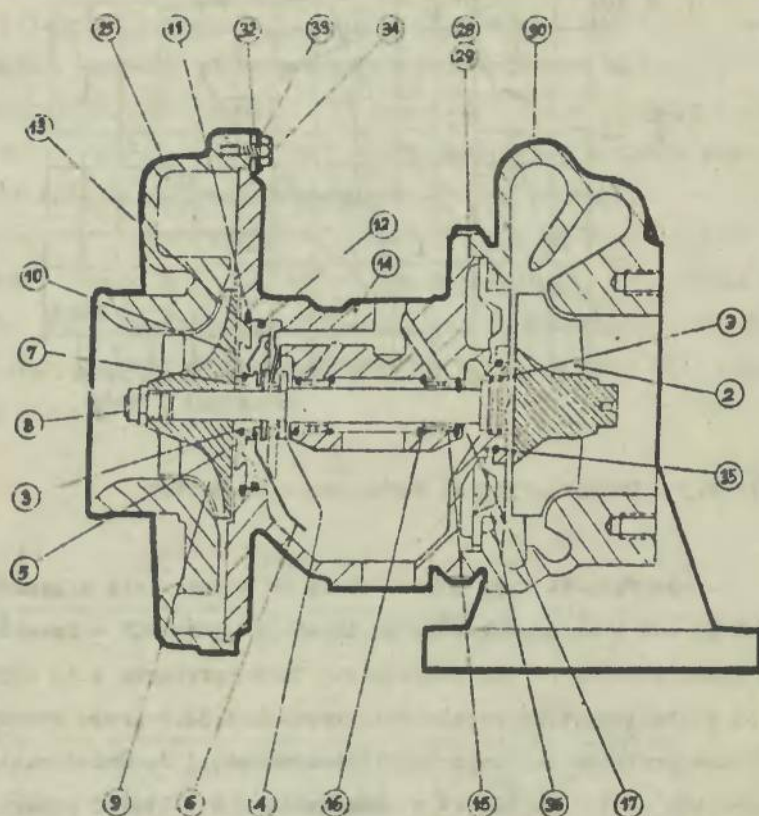


Rys.4.30. Charakterystyki turbosprężarek Holset

Turbosprężarki typu Holset służą do doładowania silników 4 CT 90 oraz SW 680 i są produkowane na licencji przez WSK - Rzeszów. Dla doładowania silnika SW 680 stosuje się turbosprężarkę B 4A - 270/21, której charakterystykę przedstawia rysunek 4.32. W kraju opracowano i wykonano prototyp turbosprężarki przeznaczonej do doładowania silników o mocach od 110 do 180 kW o oznaczeniu B 85, której przekrój przedstawia rysunek 4.33., a charakterystykę egzemplarza oznaczonego symbolem 01 rysunek 4.34.

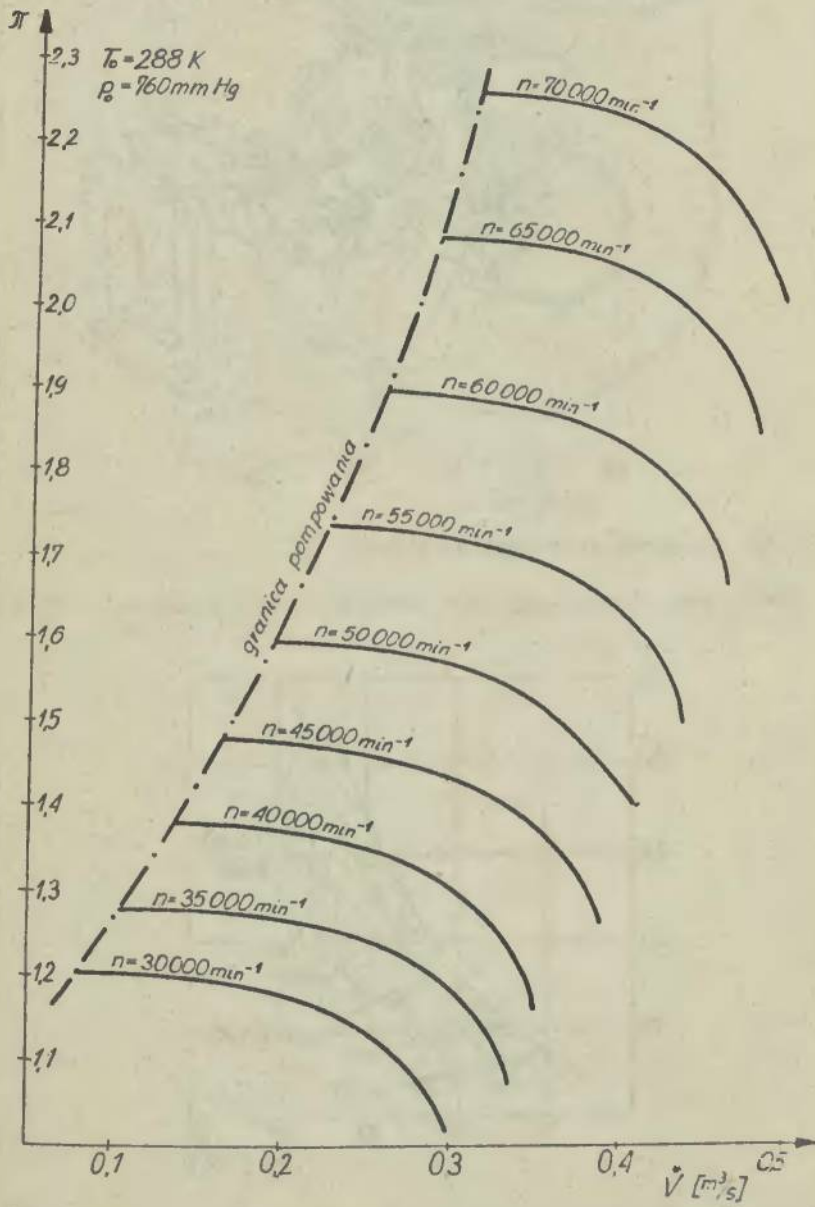
Porównanie wydatków tej turbosprężarki z typoszeregiem Holset produkowanym w WSK - Rzeszów przedstawia rysunek 4.35.

Oznaczenie typoszeregu 85 pochodzi od średnicy wirnika turbosprężarki wynoszącej 85 mm i jest znormalizowanym typoszeregiem RWPG. W tabeli 4.4. zawarto podstawowe dane gazodynamiczne turbosprężarki B-85 na tle światowej klasy turbosprężarek GARRETT i HOLSET. Podstawowe parametry charakteryzujące turbosprężarki kilku wybranych firm przedstawiono w tabeli 4.5.

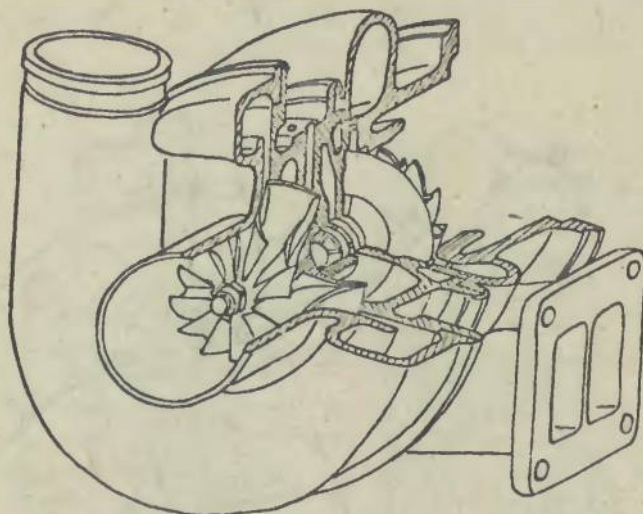


Rys.4.31. Przekrój turbosprężarki Holset 3LD

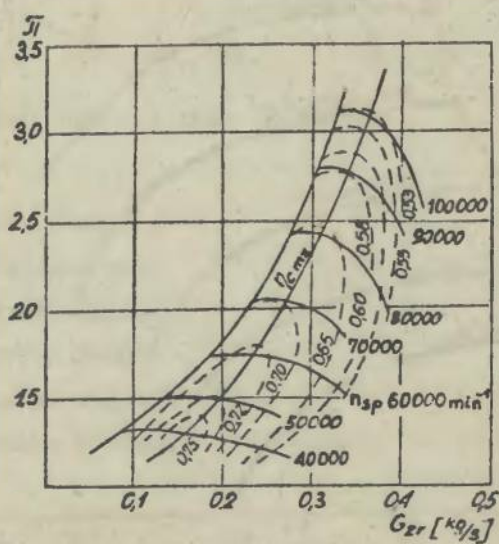
- 2 - wirnik turbiny
- 3 - uszczelnienie
- 9 - wirnik sprężarki
- 14 - kadłub środkowy
- 25 - kadłub sprężarki
- 30 - kadłub turbiny



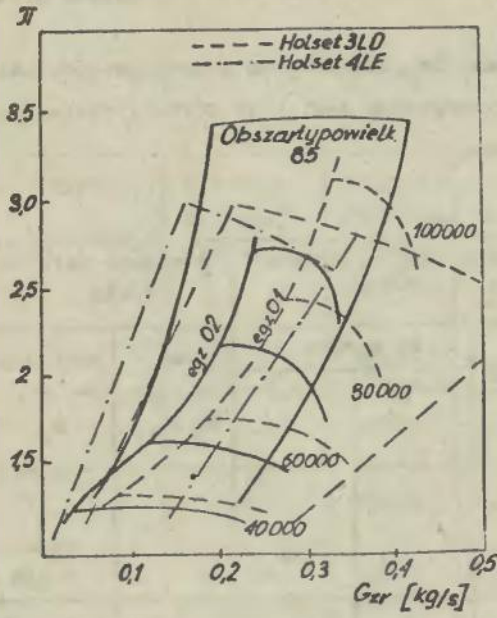
Rys.4.32. Charakterystyka turbosprężarki Holset 3-B44-270/21



Rys.4.33. Przekrój turbosprężarki B-85



Rys.4.34. Charakterystyka turbosprężarki B-85



Rys.4.35. Porównanie charakterystyk turbosprężarek Holset z B-85

Tabela 4.4.

Porównanie podstawowych danych gazo-dynamicznych
turbosprężarek B-85 oraz turbosprężarek Holset
i Garret

Lp.	Parametr	Sprawność całkowita η_c %			Prędkość obrotowa 1/min		Spręż maksymal- ny $\pi_{\max}$ n_n
		max	przy sprężu		przy sprężu $\pi_c=2,5$	nominalne n_n	
			$\pi=2,0$	$\pi=2,5$			
1.	Wymaga- nia tur- bo- sprężar- ka RWPG	-	-	68	-	-	3,0
2.	B-85 01	75	71	65	82000	100000	3,15
3.	B-85 02	76	71	65	90000	100000	2,75
4.	Holset 3LD-14	65	65	62	93000	100000	2,80
5.	Holset 3LD-12	68	68	65	90000	100000	2,85
6.	Holset 3LD-1	69	69	-	-	90000	2,45
7.	Garret T04-76	68	68	-	-	105000	2,35

Tabela 4.5.

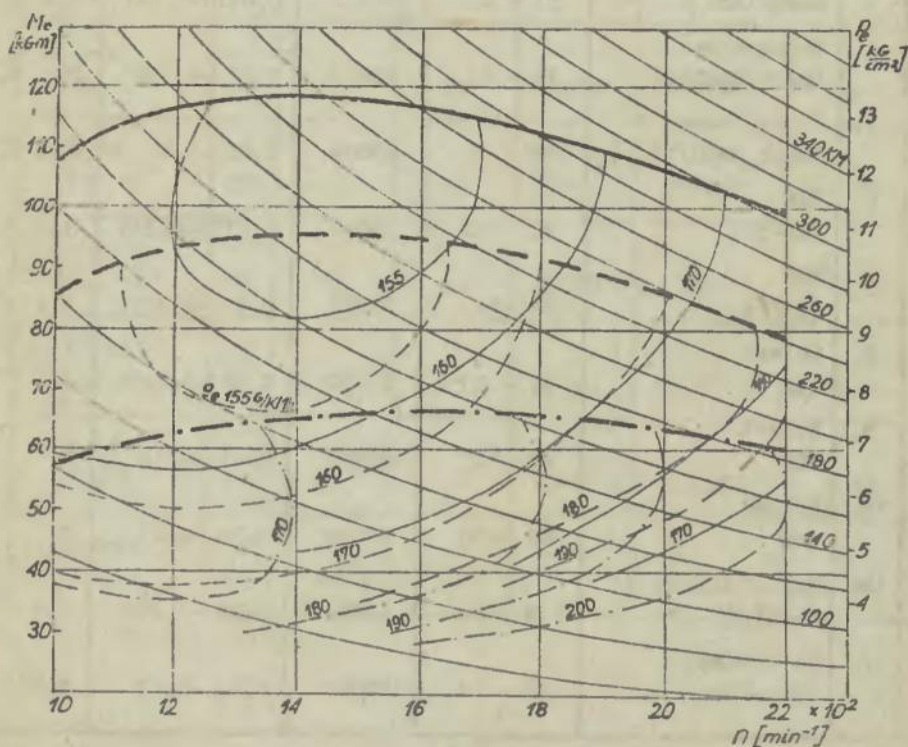
Parametry robocze niektórych turbosprężarek

Lp.	Turbosprężarka	Moc silnika doładowanego	Prędkość obrotowa turbosprężarki	Wydatek powietrza	Spręż
		kW	1/min	m ³ /s	
1.	Ja MZ	76 - 90	45000	0,075-0,31	2,5 ≤
2.	Eberspächer 23350/3KN	50 -150	50000	0,05 -0,35	2,1
3.	Eberspächer Bosch EB- 0	37 - 81	100000	0,0775-0,217	2,4 ≤
4.	Eberspächer Bosch EB10/10	74 -125	90000	0,05 -0,320	2,4 ≤
5.	Eberspächer Bosch EB10/12	110 -184	85000	0,05 -0,45	3,0 ≤
6.	KKK 3HD-354	50 -110	90000	0,0775-0,348	3,4 <
7.	KKK 4B-754	74 -147	80000	0,093-0,465	3,4 <
8.	Holset 3LD	37 - 80	93000	0,013-0,22	3
9.	Holset 3LE	40 -100	75000	0,016-0,44	3
10.	Holset 4MD	60 -270	70000	0,22 -0,63	3
11.	Napier C-045/C	118 -660	30000	0,58 -1,275	2,3
12.	Mitsubishi TD04-09B	30 - 70	180000	0,02 -0,13	2,7

4.3.3. Osiągi silników turbodoładowanych

Zastosowanie doładowania turbosprężarkowego wiąże się ze zmianami szeregu wskaźników charakteryzujących pracę silnika. Dla lepszego zobrazowania różnic w osiągnięciach silników wolnossących doładowanych najbardziej nadaje się charakterystyka uniwersalna przedstawiająca cały obszar pracy silnika.

Przykładem poprawy ekonomiczności pracy silnika SW 680 doładowanego turbosprężarką HOLSET 4 LE jest charakterystyka uniwersalna jednostkowego zużycia paliwa przedstawiona na rysunku 4.36. Z rysunku tego widać wyraźną poprawę jednostkowego zużycia paliwa, które w wyniku doładowania obniżyło się o około 9% przy jednoczesnym znacznym przyroście mocy. Również obszar objęty warstwicą najmniejszego zużycia paliwa w silniku doładowanym jest większy niż w silniku wolnossącym.

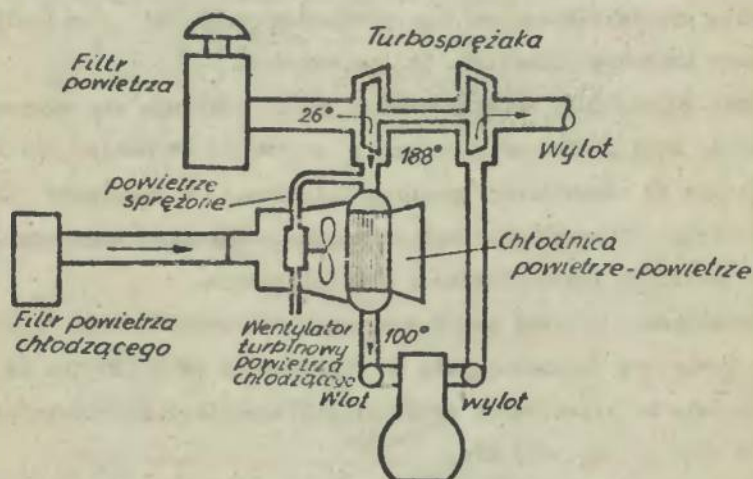


Rys. 4.36. Charakterystyka uniwersalna jednostkowego zużycia paliwa turbodoładowanego silnika SW 680

4.3.4. Doładowanie Maxidyn

Rozwiązanie typu Maxidyn polega na takim skoordynowaniu wydatku turbosprężarki z wydatkiem pompy wtryskowej, ażeby silnik uzyskiwał maksymalny moment obrotowy zapewniając utrzymanie stałej mocy w zakresie małych prędkości obrotowych.

Zamierzenie to można osiągnąć przez zastosowanie dodatkowej turbiny powietrznej (1) napędzającej wentylator (2) chłodzący powietrze doładujące jak to przedstawia rysunek 4.37.



Rys.4.37. Doładowanie Maxidyn

Turbina powietrzna napędzana sprężonym wstępnie powietrzem w turbosprężarce działa jako swego rodzaju regulator dostosowujący napięcie powietrzem cylindrów silnika do jego prędkości obrotowej i obciążenia.

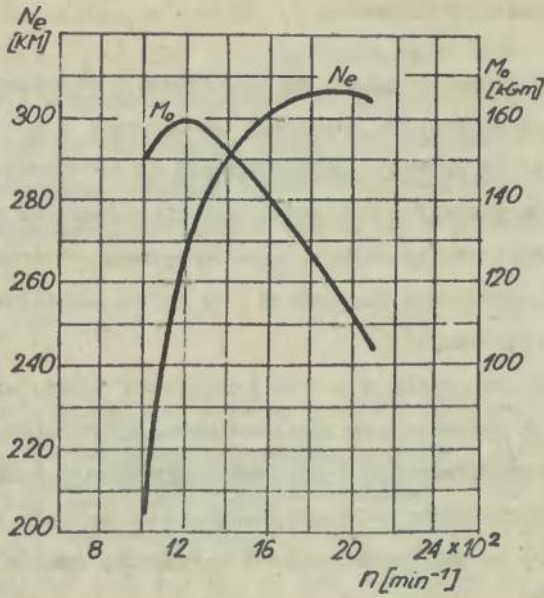
Każde zwiększenie chwilowego wydatku sprężarki turbosprężarki powoduje wzrost chwilowej wydajności wentylatora chłodzącego, a więc zwiększenie skuteczności chłodzenia wstępnie sprężonego powietrza. Przy niewielkim natężeniu dopływu spalin do turbiny turbosprężarki (tj. podczas biegu jałowego silnika lub jego pracy z małym obciążeniem),

a więc przy niewielkim wydatku powietrza doładowującego, które w znikomym stopniu zasila turbinę powietrzną, wentylator chłodzący prawie nie wymusza przepływu powietrza przez chłodnicę, tak że powietrze dopływające do cylindrów prawie nie ulega schłodzeniu. Tego rodzaju więc gazowa między sprężarką turbosprężarki i turbiną powietrzną sprawia, że chwilowa skuteczność chłodzenia wstępnie sprężonego powietrza jest proporcjonalna do zmiennego natężenia dopływu spalin do turbiny turbosprężarki (czyli do prędkości obrotowej i obciążenia silnika). Odpowiednie opracowanie parametrów sterowanego przez turbinę powietrzną bezpośredniego chłodzenia wstępnie sprężonego powietrza zapewnia praktyczne uniezależnienie największej mocy użytecznej turbodoładowanego silnika wysokoprężnego od jego chwilowej prędkości obrotowej w stosunkowo szerokim przedziale jej zmienności.

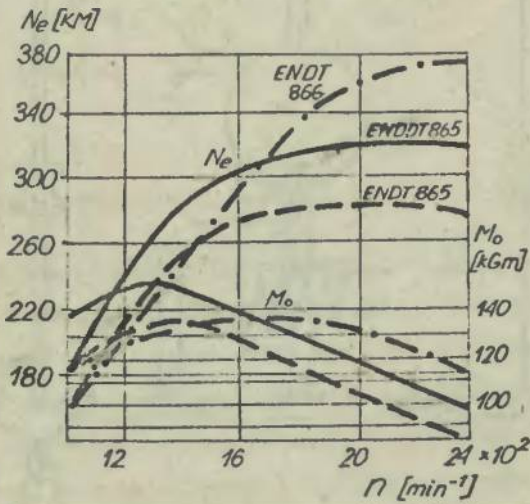
Szczególnie duże napełnienie cylindrów uzyskuje się wówczas, gdy napływa do nich powietrze o znacznej gęstości. Uzyskuje się to przez sprężenie do odpowiednio wysokiego ciśnienia, a następnie intensywne schłodzenie. Zapewnienie takiego turbodoładowania (wysokiego) stwarza różne problemy konstrukcyjno - technologiczne.

Doładowanie systemu Maxidyn wymaga stosowania dość wysokich ciśnień powietrza doładowującego bo wynoszących od 0,220 MPa do 0,262 MPa, co pozwala na uzyskiwanie przez silnik średniego ciśnienia efektywnego od 1,28 MPa do 1,83 MPa.

Na rysunku 4.38. przedstawiono charakterystyki zewnętrzne silników MACK-MAXIDYN ENTB 675 i 676, a na rysunku 4.39. charakterystyki silników ENDT 866 i ENDDT 865, które wskazują na możliwości kształtowania przebiegu krzywej momentu obrotowego przy zastosowanie tego typu doładowania.



Rys.4.38. Charakterystyka zewnętrzna silnika MACK-Maxidyn ENTB

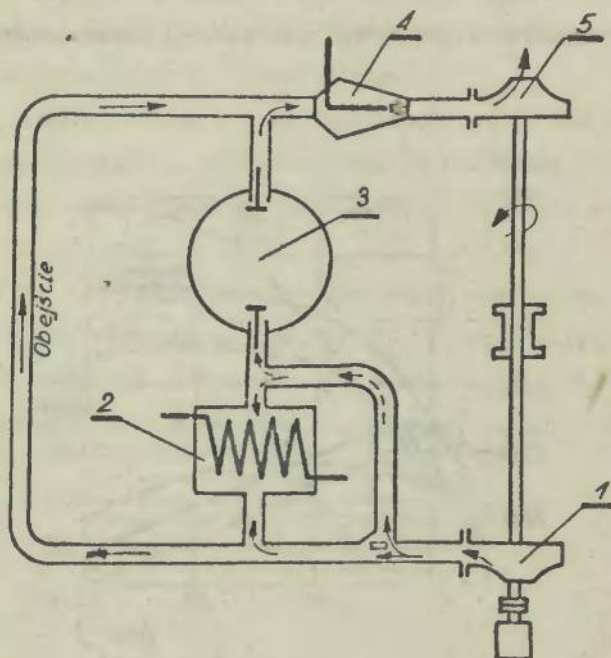


Rys.4.39. Charakterystyka zewnętrzna silnika MACK-Maxidyn ENDDT

4.3.5. Doładowanie Hyperbar

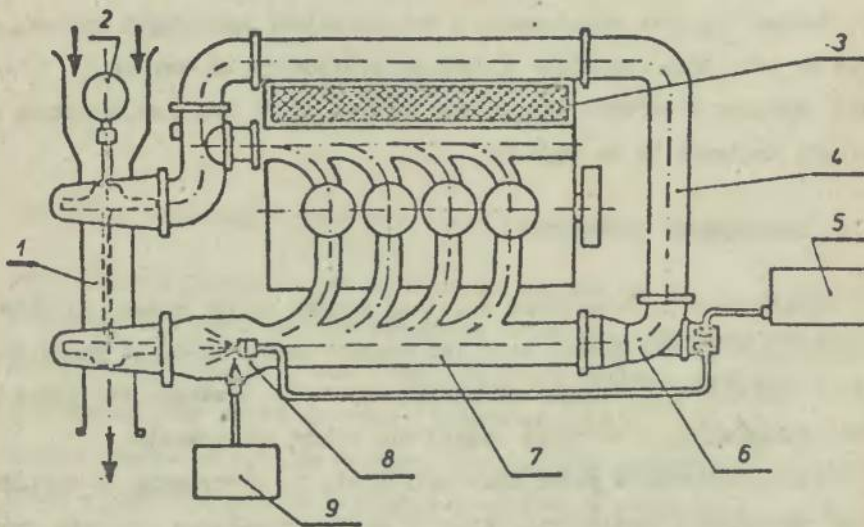
Doładowanie Hyperbar polega na zastosowaniu wysokowydajnej wytwornicy spalin, które wraz ze spalinami uchodzącymi z cylindrów silnika są doprowadzane do turbiny doładującej go turbosprężarki. Pozwala to na zasilanie turbiny strumieniem energii ciśnienia wystarczającym do wysokiego doładowania silnika wysokoprężnego, szczególnie w obszarze niskich prędkości obrotowych (co jest niemożliwe przy tradycyjnym turbodoładowaniu).

Instalacja doładowania Hyperbar (rys.4.40) składa się z: turbosprężarki (1) o dużym sprężu znamionowym, wytwornicy spalin (2), odgałęzienia obejściowego (3) z zaworem recyrkulacji spalin (4) oraz elektrycznego rozrusznika turbosprężarki (5) i zespołu wysokociśnieniowych pomp (6) do zasilania paliwem wytwornicy spalin oraz olejem łożysk wirników.



Rys.4.40. Doładowanie Hyperbar

Silnik z doładowaniem Hyperbar uruchamiany jest pneumatycznie (silnik czołgu AMX) - rys.4.41. a turbosprężarka w tym czasie zasilana jest wyłącznie z wytwornicy spalin. Do cylindrów silnika niechłodzone sprężone powietrze wstępnie napływa wówczas przez odgałęzienie obejściowe chłodnicy, ulegając dodatkowemu nagrzewaniu od spalin (będących w recyrkulacji), z którymi miesza się w strefie ich wypływu z wytwornicy.



Rys.4.41. Silnik doładowany Hyperbar

Stosowanie tego doładowania zapewnia różne korzyści z punktu widzenia funkcjonowania silnika wysokoprężnego. Przy dużym sprężu znamionowym turbosprężarki można obniżyć stopień sprężania silnika, co pozwala na uzyskiwanie dużego średniego ciśnienia użytecznego bez konieczności przekraczania dopuszczalnych obciążeń mechanicznych i cieplnych. Umożliwia to sterowanie podstawowymi parametrami silnika, a szczególnie przebiegiem krzywej momentu obrotowego, co poprawia pracę silnika w warunkach nieustalonych i zapewnia dobre właściwości dynamiczne silnikowi. Dodatkowym plusem zastosowania doładowania

Hyperbar jest łatwość rozruchu zimnego silnika w niskich temperaturach otoczenia (dzięki zastosowaniu wytwornicy spalin).

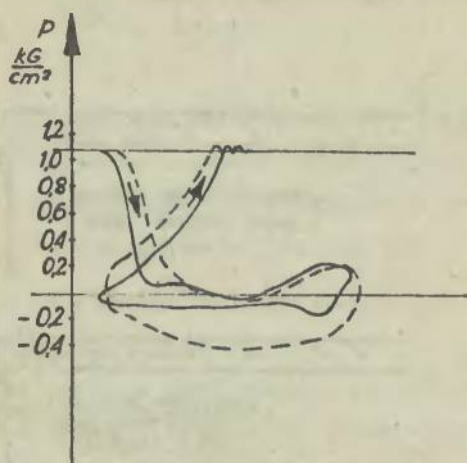
Do niedogodności stosowania tego urządzenia należy zaliczyć dość duże jednostkowe zużycie paliwa przez silnik (w okresach działania wytwornicy spalin), znaczny koszt urządzenia oraz dość dużą toksyczność spalin (typowe dla wysokiego doładowania) wyrażającą się znaczną zawartością tlenków azotu w spalinach. Dlatego też rozwiązanie to znalazło zastosowanie głównie w pojazdach wojskowych (silnik POYAUD czołgu AMX).

Wartość stopnia doładowania w konstrukcjach wykonanych wynosi od 2,7 do 5,5 przy stopniach sprężania obniżonych, od wartości 7,8 do 9,2, średnim ciśnieniu użytecznym 1,36 do 3,215 MPa i maksymalnym ciśnieniu spalania 14 do 16,5 MPa.

4.4. Doładowanie dynamiczne

Doładowanie to opracowane w latach trzydziestych przez Polaków A. WICIŃSKIEGO i J.Z. BUJAKA nosi też czasami nazwę Wi-Bu od pierwszych liter ich nazwisk. Polega ono na wykorzystaniu bezwładności słupa gazów przepływających w rurze ssącej dla celów doładowania.

Metoda opracowana przez nich opiera się na stworzeniu w cylindrze dość znacznego podciśnienia, które w chwili zupełnego otwarcia grzybka zaworu dolotowego wywołuje w przewodzie prędkość przepływu zbliżoną do prędkości dźwięku. Wywołanie podciśnienia uzyskuje się przez późniejsze otwarcie zaworu dolotowego, gdy tłok już przesunął się wyraźnie w kierunku zwrotu korbowego. Uzyskane w ten sposób duże prędkości przepływu powodują, że słup gazu ma znaczny zapas energii kinetycznej, który zamienia się na pracę przyrostu ciśnienia w cylindrze (spiętrzenia). Efekt doładowania uzyskiwany przy średnich prędkościach przepływu około 200 m/s jest, zdaniem autorów metody, 15 do 20 razy większy niż w przypadku normalnych prędkości przepływu, wynoszących 30 do 60 m/s. Korzyści wynikające z doładowania Wi-Bu ilustruje wykres przebiegu suwu napełnienia silnika C30/45 badanego przez autorów metody (rys.4.42). Stwierdzono, że nie opłaca się uzyskiwać w cylindrze

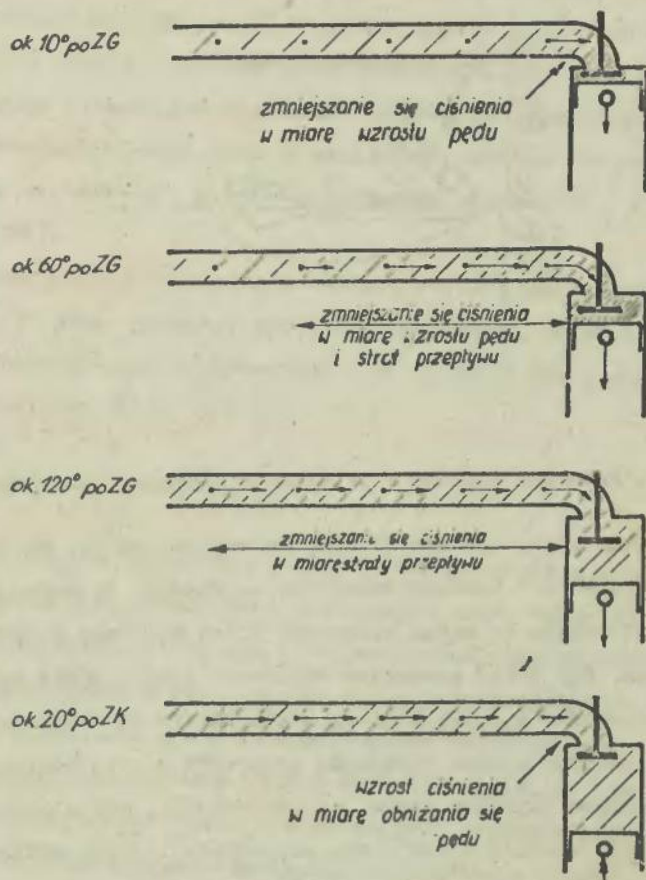


Rys.4.42. Przebieg ciśnień w silniku doładowanym dynamicznie

podciśnienia większego niż 50 kPa, ze względu na to, że w przewodzie dolotowym nie jest możliwe wywołanie prędkości większej niż prędkość dźwięku. Zjawisko to można tłumaczyć przez analogię dopływu z dyszy Bendemanna. Gdy przed przewodem dolotowym panuje stałe ciśnienie (ciśnienie otoczenia p_0), to w miarę zmniejszania ciśnienia w rurze dolotowej p_g zarówno masowe natężenie przepływu w przewodzie, jak i prędkość przepływu czynnika rosną aż do chwili, gdy stosunek ciśnienia p_g/p_0 osiąga wartość 0,5283 (dla powietrza, którego wykładnik adiabaty $\kappa = 1,4$). Dalsze obniżanie ciśnienia p_g (poniżej 50 kPa) nie powoduje zmiany prędkości przepływu, ani też zmiany natężenia przepływu. Stosunek ciśnień 0,5283 nazywamy krytycznym i odpowiada mu prędkość przepływu w rurze dolotowej równa prędkości dźwięku. Dlatego też ze względów praktycznych niecelowe jest stosowanie większych podciśnień niż 50 kPa. Mechanizm zjawiska doładowania dynamicznego przedstawia rysunek 4.43.

Po otwarciu zaworu powstaje fala podciśnienia, która przemieszcza się w kierunku otwartego końca przewodu (faza 1 i znak -), od którego odbija się zmieniając znak na + (faza 2) i zdąża w kierunku zaworu. Zgranie czasu powrotu fali odbitej z największym otwarciem zaworu

pozwała na zwiększenie napełnienia cylindra.



Rys.4.43. Mechanizm zjawiska doładowania dynamicznego

Jak wynika z tego wyводу dla uzyskania efektu doładowania dynamicznego istotnymi elementami są prędkość dźwięku, długość przewodu oraz element wymuszający częstość drgań własnych w układzie dołotowym, tj. prędkość obrotowa silnika. Długość przewodów dołotowych (indywidualnych) można wyznaczyć z zależności:

$$L_D = \frac{6 \cdot a_0}{n} \pm 0,075 \quad [m] \quad (4.17.)$$

lub

$$L_D = \frac{2574}{n} \quad [m] \quad , \quad (4.18.)$$

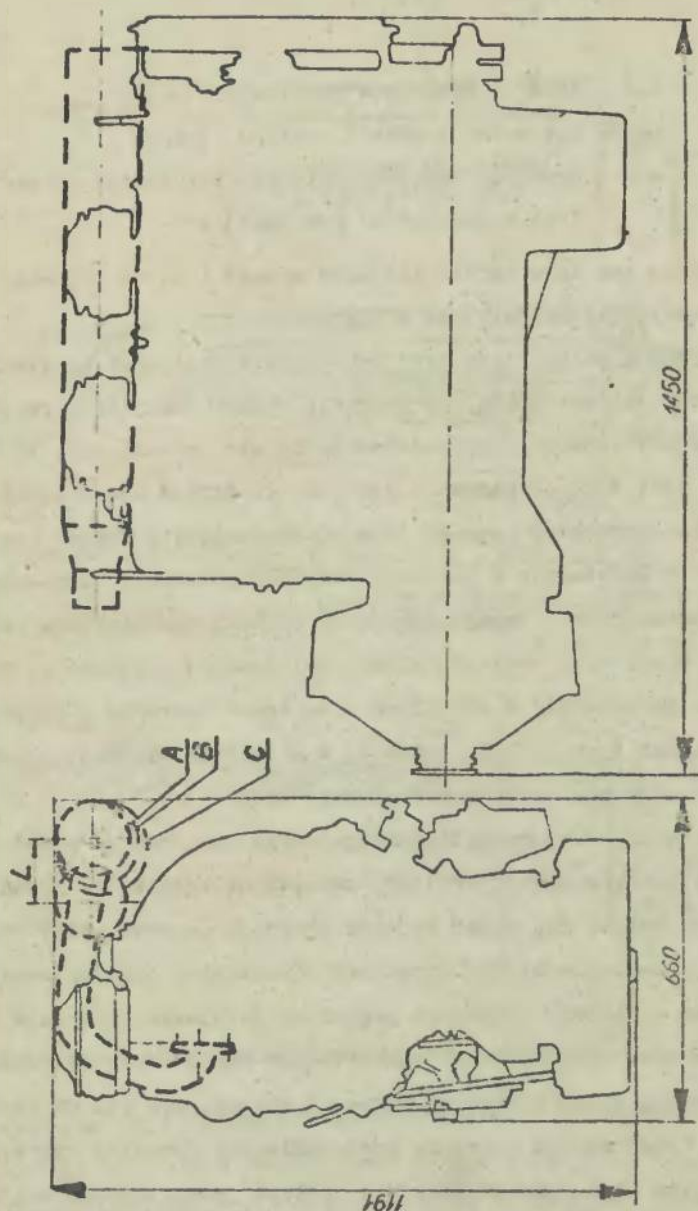
gdzie:

- L_D - długość przewodów dolotowych [m],
- a_o - miejscowa prędkość dźwięku [m/s],
- n - prędkość obrotowa silnika, przy której chcemy uzyskać efekt doładowania [obr/min].

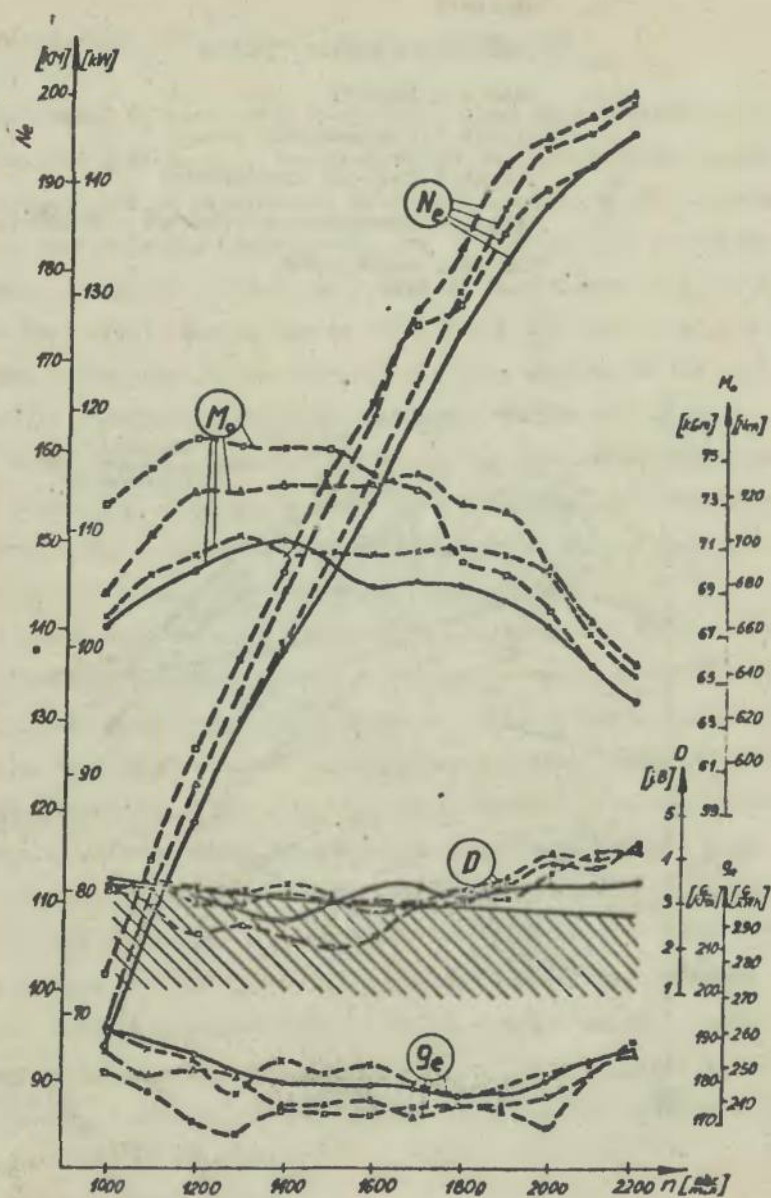
Stosowanie ich daje bardzo zbliżone wyniki i są to najprostsze wzory, a tym samym najwygodniejsze w użyciu.

Oczywistą zaletą tego typu doładowania jest brak urządzeń doładujących typu sprężarka, co znacznie obniża cenę jego zastosowania, ale też uzyskiwane stopnie doładowania nie przekraczają 15 - 20%. Istotną wadą tego doładowania jest to, że działa ono w wąskim zakresie prędkości obrotowej (wynika to z przedstawionych wzorów) oraz wymaga przewodów dolotowych o znacznej długości. Utrudnia to zabudowę silnika w samochodzie i wymaga znacznego wysiłku konstruktora dla zapewnienia wymaganych wymiarów układu dolotowego. Doładowanie to stosowane bywa powszechnie w silnikach z zapłonem iskrowym o wtrysku paliwa, w silnikach typu Wankel, rzadziej w silnikach wysokoprężnych, w których stosuje się głównie turbodoładowanie.

Sposób zabudowy zmodyfikowanego układu dolotowego przedstawiono na rysunku 4.44, a charakterystykę zewnętrzną silnika na rysunku 4.45. Z charakterystyki tej widać wyraźny przyrost momentu obrotowego, szczególnie w zakresie niskich prędkości obrotowych oraz przesunięcie jego maksimum w kierunku niższych prędkości obrotowych. Znacznie lepiej niż na wykresie charakterystyki zewnętrznej widać korzyści wynikające z doładowania dynamicznego na wykresie charakterystyki uniwersalnej (rys. 4.46). Widać na nim znacznie korzystniejszy przebieg krzywej momentu obrotowego oraz rozkład warstwic stałego jednostkowego zużycia paliwa.



Rys.4.44. Zabudowa zmodyfikowanego układu dolotowego silnika SW 680/1

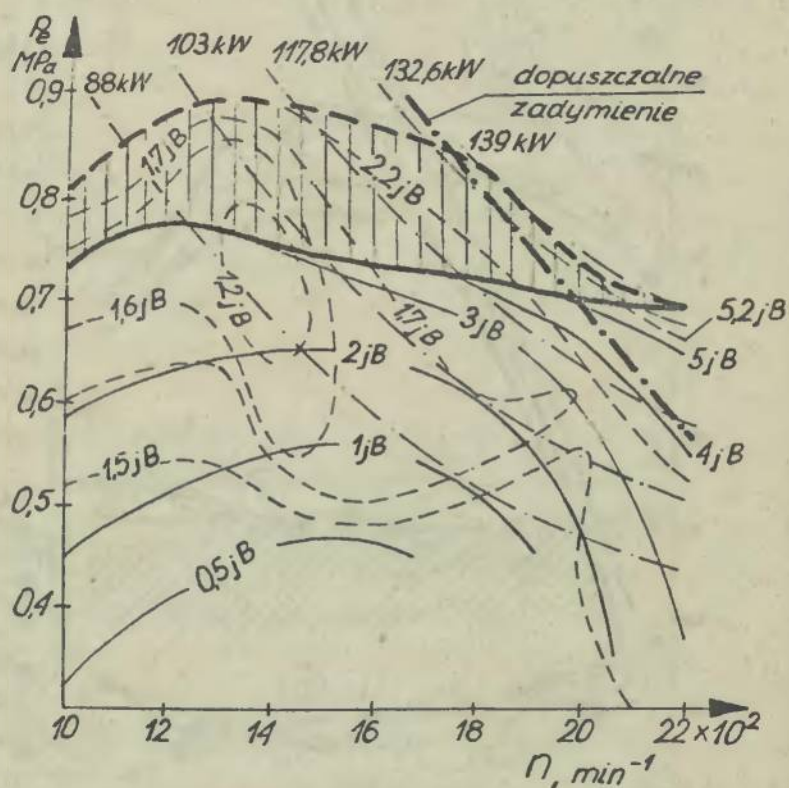


Rys.4.45. Charakterystyka zewnętrzna doładowanego dynamicznie silnika
SW 680/1

N_e - moc efektywna

M_e - moment obrotowy

- D - dymienie
 ξ_0 - jednostkowe zużycie paliwa
 — silnik wyjściowy
 x silnik bez układu dolotowego
 Δ silnik z krótkimi konfuzorami
 $\square$ silnik z przewodami dolotowymi o długości około 900 mm i konfuzorami



Rys.4.46. Charakterystyka uniwersalna silnika SW 680/1 doładowanego dynamicznie

4.5. Doładowanie kombinowane (turbo + dynamiczne)

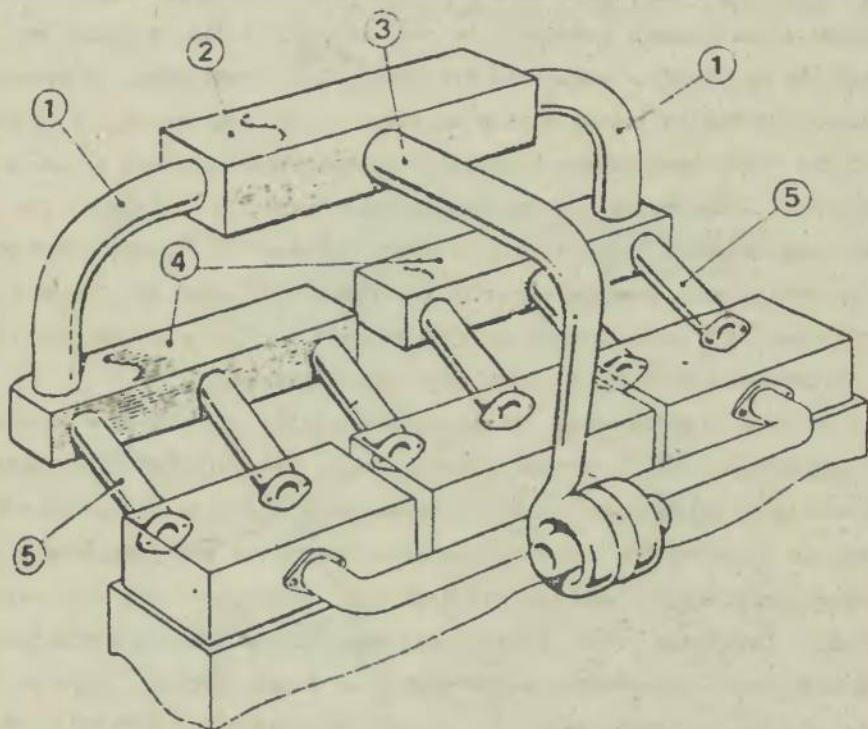
Doładowanie to opracowane zostało w latach sześćdziesiątych przez GYULĘ CSERĄ. Powstało ono dzięki analizie niedostatków turbodoładowania polegających na pogorszeniu właściwości dynamicznych silnika w stanach nieustalonych (szczególnie przy przyspieszeniu) w wyniku niedoładania sprężarki w podawaniu wymaganej ilości powietrza, co spowodowane jest więzią gazową między silnikiem i turbosprężarką, a w związku z tym opóźnionym czasem reakcji na zmianę obciążenia lub prędkości obrotowej. Doładowanie kombinowane spełnia wszystkie wymagania stawiane współczesnym jednostkom napędowym. Doładowanie turbosprężarkowe w tym rozwiązaniu powinno zapewnić uzyskanie wymaganego napełnienia i w związku z tym parametrów roboczych silnika w rejonie dużych prędkości obrotowych (zbliżonych do obrotów znamionowych).

W stanach nieustalonych, kiedy turbosprężarka nie nadąża w podawaniu niezbędnej ilości powietrza do cylindra, działa układ doładowania dynamicznego zapewniając należyte napełnienie cylindra. Doładowanie dynamiczne "wspomaga" również turbosprężarkę podczas pracy silnika w warunkach ustalonych w zakresie niskich i średnich prędkości obrotowych silnika. Korzystny efekt zwiększonego napełniania silnika można jeszcze powiększyć przez ochłodzenie powietrza doładującego, które ma na celu również obniżenie długości przewodów dolotowych zapewniających wykorzystanie zjawisk falowych. Wpływ na długości wspomnianych przewodów ma lokalna prędkość dźwięku, która z kolei zależy od temperatury przepływającego czynnika, tzn. powietrza. Ogólnie rzecz biorąc przy przystosowaniu silnika do doładowania kombinowanego należy wziąć pod uwagę następujące czynniki:

- objętość skokową silnika,
- rezonansową liczbę obrotów,
- średnicę i długość przewodu dolotowego,
- objętość zbiornika rezonansowego (kolektora).

W oparciu o takie założenia skonstruowano układ dolotowy silnika wysokoprężnego przedstawiony na rysunku 4.47. Turbosprężarka 6 podaje

powietrze pod zwiększonym ciśnieniem przez przewód 3 do zbiornika wyrównawczego (kolektora) 2. Z kolektora powietrze przepływa przewodami rezonansowymi 1 do rezonatorów 4, a dalej przewodami dolotowymi 5 do cylindrów.

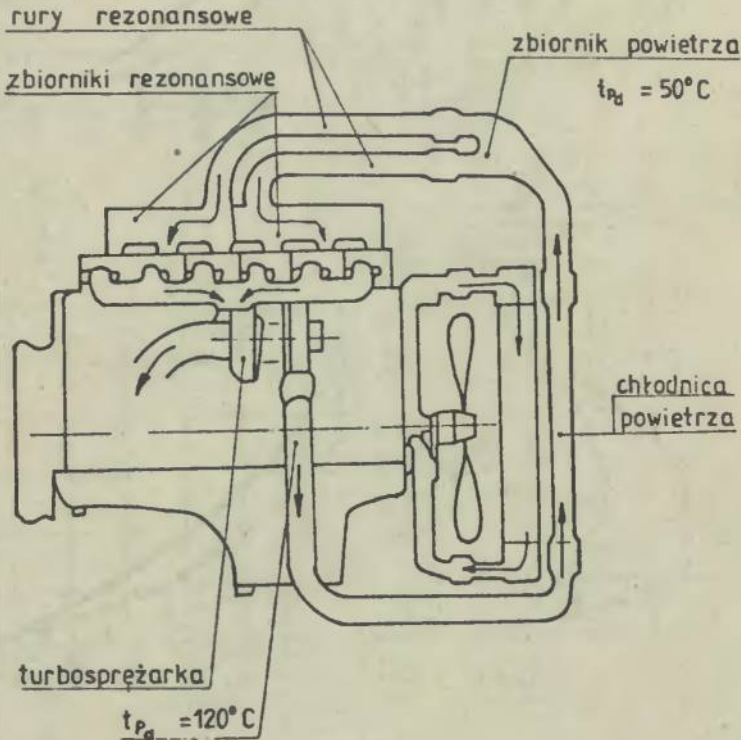


Rys.4.47. Układ dolotowy silnika z doładowaniem kombinowanym, wg. G. Csere

- 1 - rura rezonansowa,
- 2 - zbiornik wyrównawczy,
- 3 - rura łącząca turbosprężarkę ze zbiornikiem wyrównawczym,
- 4 - zbiornik rezonansowy,
- 5 - rura dolotowa

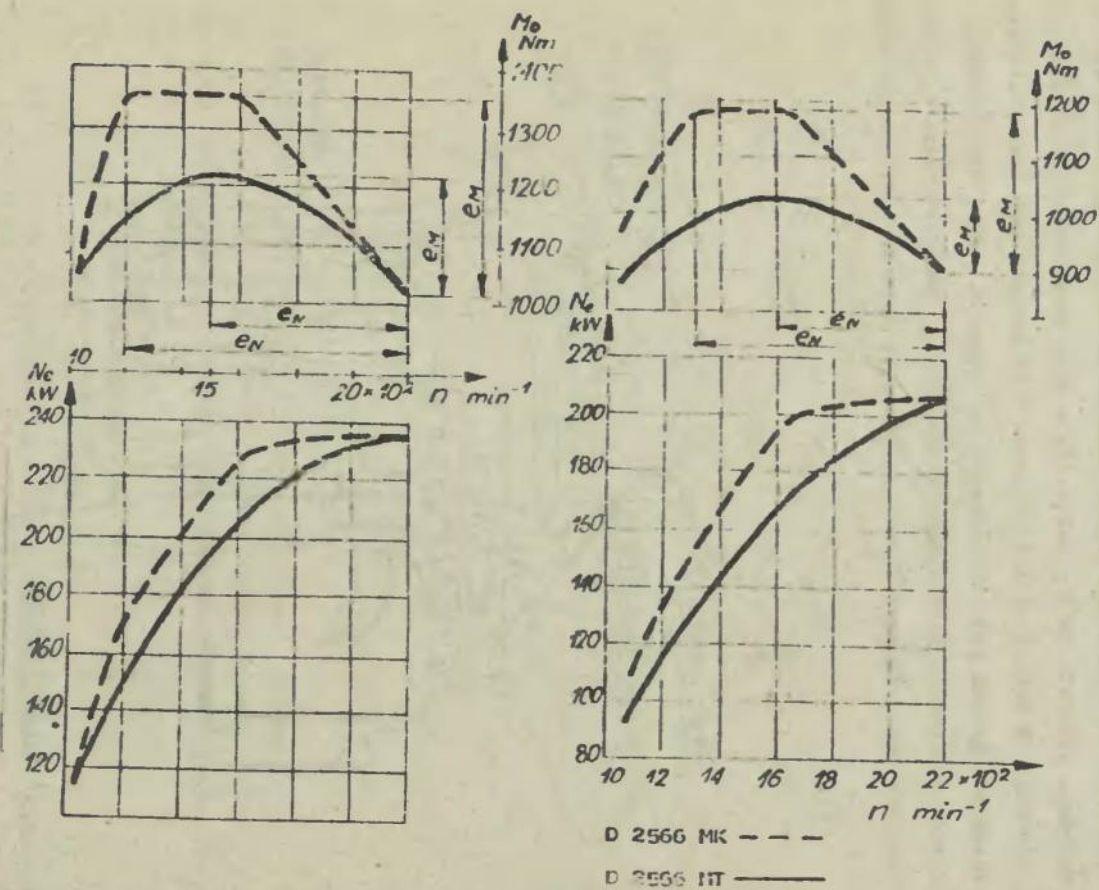
W oparciu o te założenia znane wytwórnia silników wysokoprężnych MAN - RFN i SAURER - Szwajcaria opracowały silnik z doładowaniem

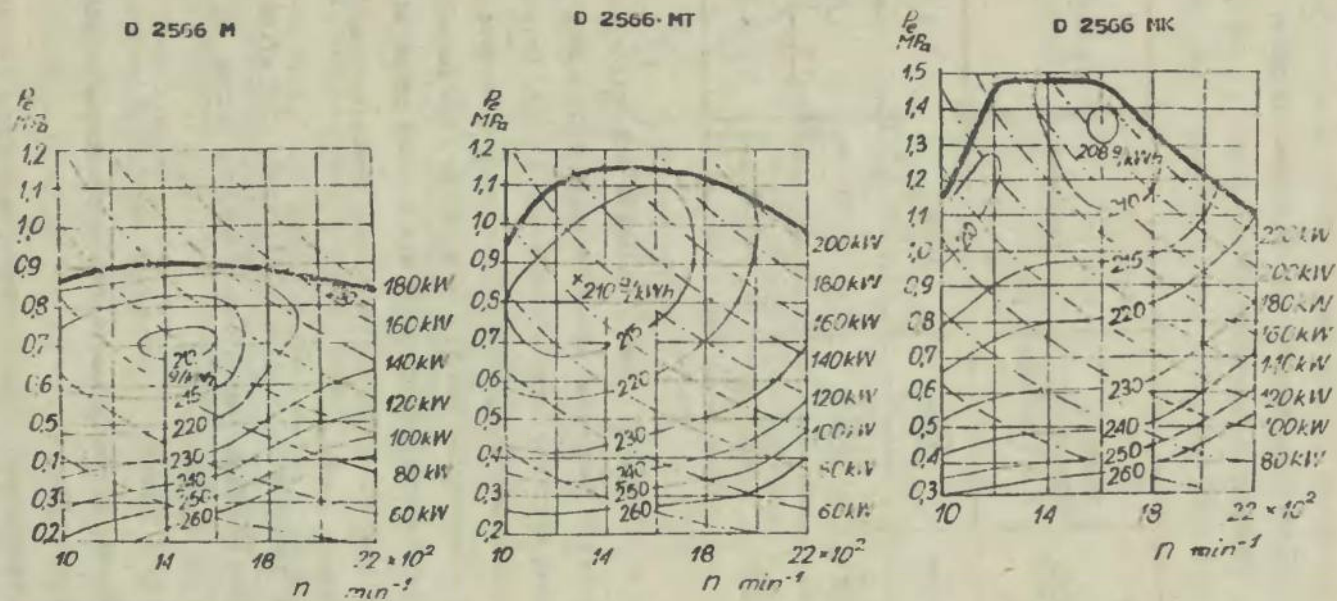
kombinowanym, które mają wyraźnie korzystne wskaźniki w porównaniu z silnikami wolnossącymi czy też turbodoładowanymi. Sposób rozwiązania systemu doładowania z jednoczesnym chłodzeniem powietrza doładowującego przedstawia rysunek 4.48, a dane charakterystyczne silników wytwórni MAN tabela nr 4.6. Rysunek 4.48 przedstawia praktyczną realizację schematu przedstawionego na rysunku 4.47. uzupełnionego o chłodzenie powietrza doładowującego, które, jak wspomniano wcześniej, znacznie poprawia napełnienie silnika. Na rysunku 4.49 przedstawiono



Rys.4.48. Doładowanie kombinowane z chłodzeniem powietrza doładowującego

Rys. 4.49. Charakterystyki zewnętrzne silników KAN z doświadczeniem kom-
binowanym





Rys.4.50. Charakterystyka uniwersalna silników MAN z doładowaniem kombinowanym

Tabela 4.6.

Dane charakterystyczne rzędowych silników
sześciocylindrowych MAN

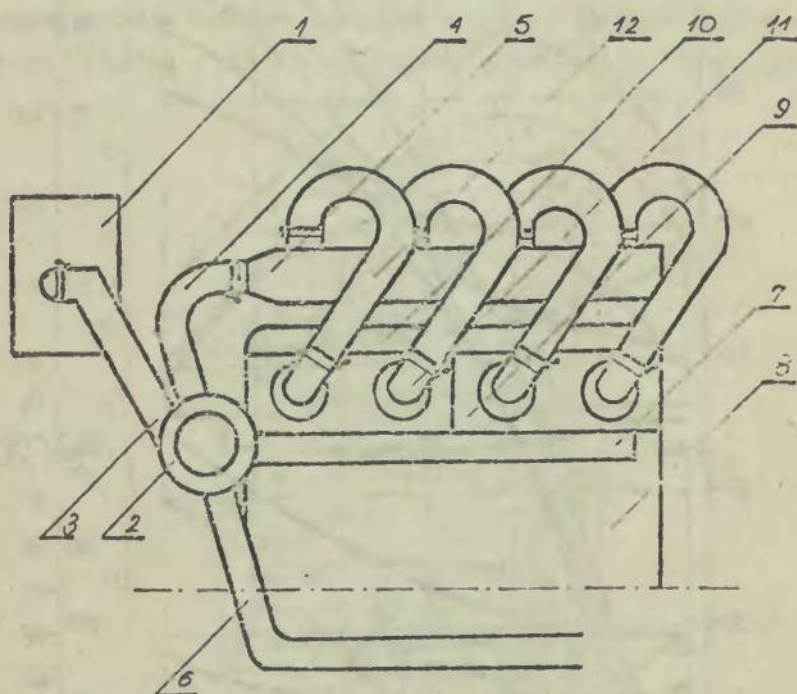
Silnik	N_e Moc kW/obr min	M_o Moment obrotowy N.m (obr/min)	ξ_e min jedn. zużycia paliwa g/kWh	Współczynnik elastyczności
D2566M	$\frac{177}{220}$	$\frac{830}{1600}$	212	1,512
D2566MT	$\frac{206}{2200}$	$\frac{1030}{1500}$	210	1,581
D2566MK	$\frac{235}{2200}$	$\frac{1350}{1200-1600}$	208	2,438

charakterystyki zewnętrzne dwu wersji silników MAN opisanych w tabeli 4.6. Z charakterystyk tych widać wyraźnie wpływ doładowania kombinowanego na przebieg krzywych momentu obrotowego i mocy. Uzyskany przebieg krzywej momentu obrotowego wskazuje na znaczną poprawę elastyczności silnika z doładowaniem kombinowanym. Wpływ tego rodzaju doładowania na wskaźniki ekonomiczne silników MAN - D2566 prześledzić można za pomocą ich charakterystyk uniwersalnych przedstawionych na rysunku 4.50. W efekcie uzyskano:

- bardzo niskie jednostkowe zużycie paliwa rzędu 208 g/kWh ,
- obszar względnie niskiego jednostkowego zużycia paliwa 215 g/kWh zajmuje około 40% charakterystyki,
- przy mocy 180 kW i średnich prędkościach obrotowych (najczęściej wykorzystywanych podczas jazdy samochodem) jednostkowe zużycie paliwa nie przekracza 210 g/kWh,
- współczynnik elastyczności tego silnika wynosi 2,438 i jest bardzo wysoki, co świadczy o dużej zdolności przystosowywania się w stanach

nieustalonych.

Nieco inny schemat doładowania kombinowanego zastosowano w ZT i ES dla obejścia patentu G.CSERA, co przedstawia rysunek 4.51. Rolę zbiornika wyrównawczego i jednocześnie rezonatora ma spełniać kolektor dolotowy o powiększonej objętości. Poza tym nie stosowano chłodzenia

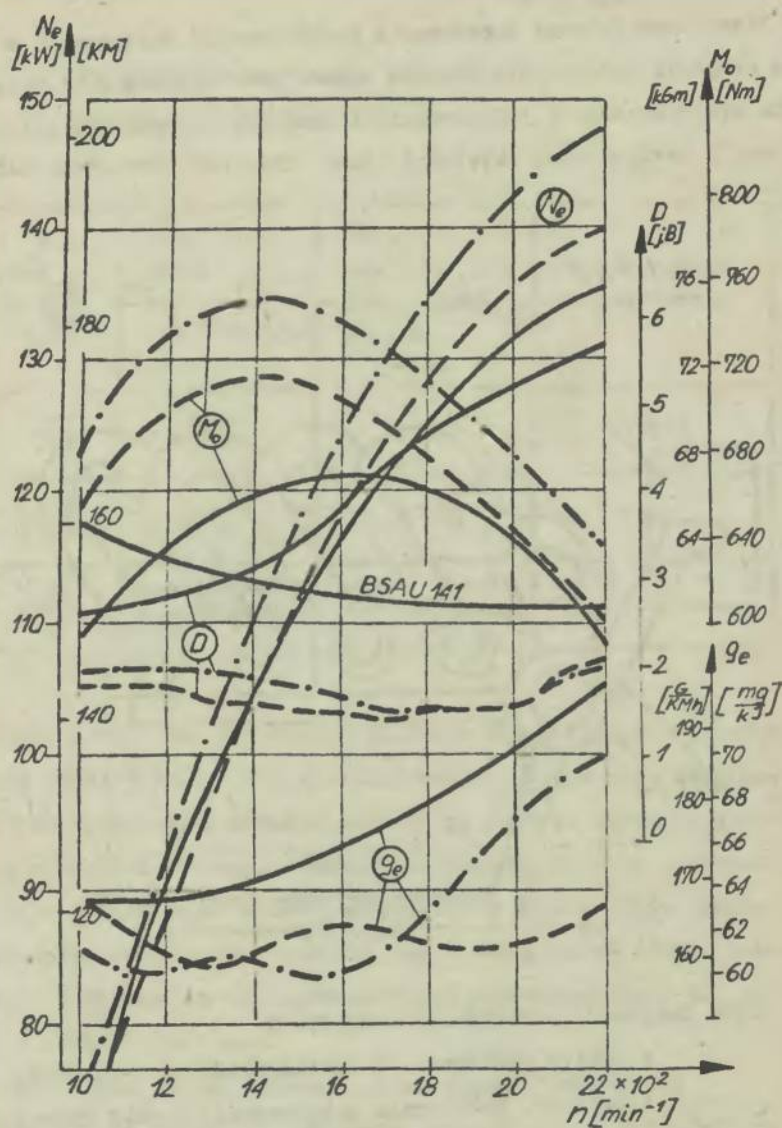


Rys.4.51. Doładowanie kombinowane wg ZT i ES

- 1- filtr powietrza, 2-turbosprężarka, 3-przewód,
- 4-przewód, 5-zbiornik wyrównawczy, 6-rura wydechowa,
- 7-kolektor wydechowy, 8-blok silnika, 9-głowica,
- 10-pokrywa, 11-przewód dolotowy, 12-przewód

Powietrza doładowującego, co powoduje, że nie wykorzystano wszystkich rezerw tkwiących w badanym silniku. Charakterystykę zewnętrzną silnika SW 680/17 z takim sposobem doładowania przedstawia rysunek 4.52.

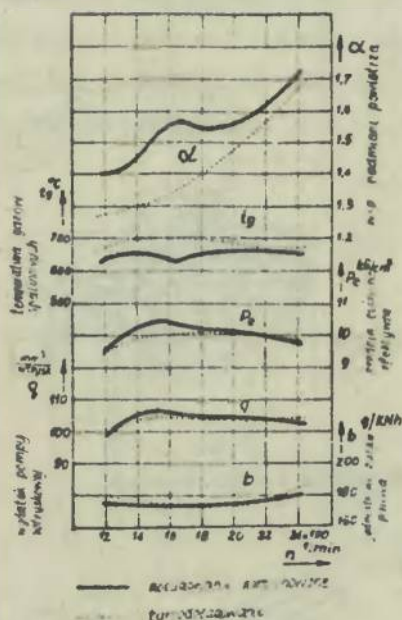
Uzyskano przyrost momentu obrotowego w wysokości 13% i przemieszczenie



Rys.4.52. Charakterystyka zewnętrzna silnika SW 680/17 z doładowaniem kombinowanym

EL 226

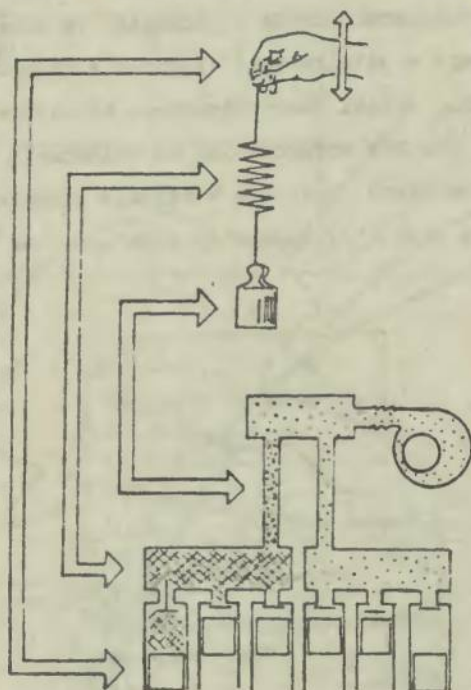
jego maksimum o 200 obr/min w kierunku niższych prędkości obrotowych, co spowodowało wzrost współczynnika elastyczności z 1,56 do 1,86, tj. o 19,9%, a więc dość znaczny. Uzyskano to przy zadymieniu spalin nie przekraczającym 2 jednostek BOSCHA i jednostkowym zużyciu paliwa niższym średnio o 5% niż w silniku bez doładowania. Wszystkie te korzystne rezultaty uzyskano dzięki zharmonizowaniu działania wspomnianych na wstępie obydwu sposobów doładowania, co uwidacznia się w przyroście współczynnika nadmiaru powietrza w rejonie średnich prędkości obrotowych silnika - rys.4.53. Parametry przedstawione na tym rysunku



Rys.4.53. Przyrost współczynnika nadmiaru powietrza w doładowaniu kombinowanym

były podstawą do opracowania przez G.CSERA metody doładowania kombinowanego. Metodę tę najbardziej obrazowo przedstawia rysunek 4.54., gdzie przeprowadzono porównanie do ciężarówki drgającej na sprężynie. Poszczególne elementy układu dolotowego przyrównano do ręki (element

wymuszający drgania), sprężyny (zbiorniki rezonansowe) i ciężarka (przewody rezonansowe).



Rys.4.54. Istota doładowania kombinowanego

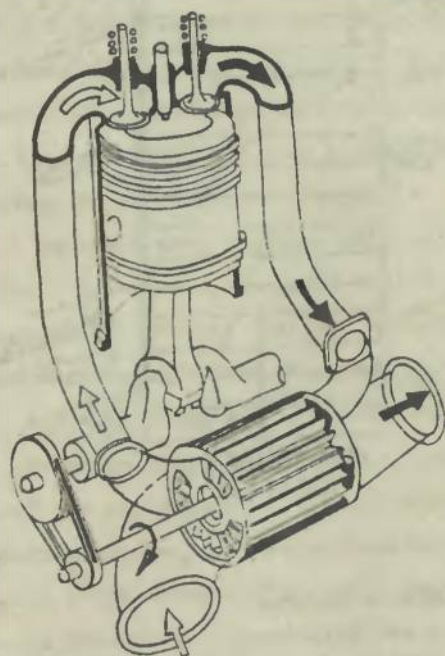
4.6. Doładowanie Comprex

Doładowanie turbosprężarkowe znalazło dość powszechne zastosowanie w budowie silników przeznaczonych do napędu samochodów o dużej ładowności i praktycznie rozwiązano większość problemów utrudniających jego wprowadzenie. Jednocześnie konstruktorzy pragną wyeksponować dodatnie cechy turbodoładowania, a w szczególności możliwość modelowania przebiegu krzywej momentu obrotowego, co w efekcie pozwala na obniżenie eksploatacyjnego zużycia paliwa. Jednym z rozwiązań korzystnych z tego punktu widzenia jest przedstawione na Międzynarodowym Salonie Genewskim w roku 1974 doładowania Comprex. Opracowana przez znaną firmę

Brown Boveri doładowarka typu Comprex wykorzystująca zjawiska gazodynamiczne w ciepłych maszynach przepływowych została zastosowana do samochodu 5DF marki Saurer o ciężarze 16 ton napędzanego silnika D1K o mocy 211 kW.

Średnie ciśnienie efektywne w silniku z doładowaniem Comprex wyniosło 1,352 MPa, co odpowiadało maksymalnemu momentowi obrotowemu 1226 Nm, podczas gdy silnik bez doładowania miał odpowiednio 0,852 MPa i 774 Nm, a więc przyrost wyniósł 58%.

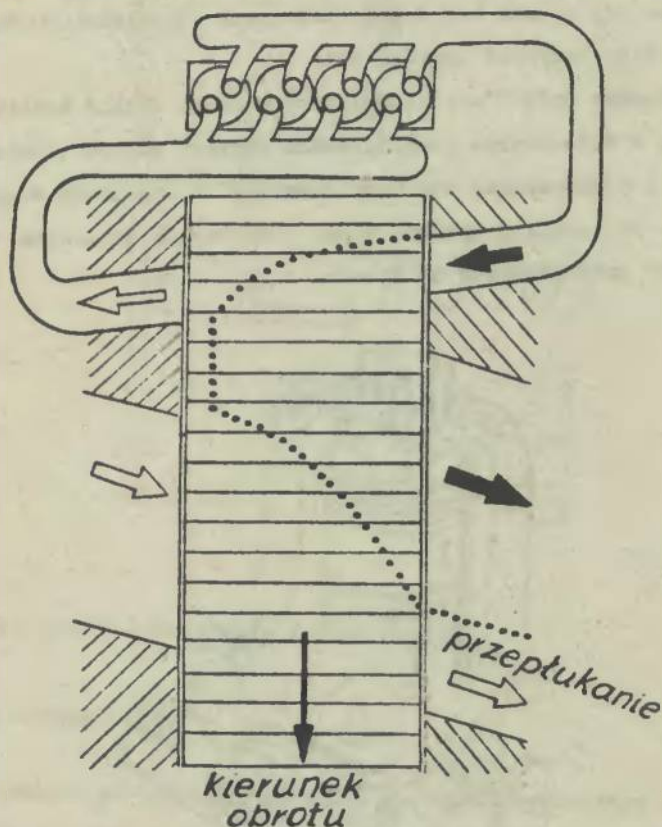
Jednocześnie dzięki częściowej recyrkulacji spalin możliwej do zrealizowania w doładowarce Comprex można obniżyć emisję tlenków azotu o około 40% i równocześnie utrzymać zawartość w spalinach węglowodorów około 20 - 30% poniżej wymagań normy ECE. Zasadę działania doładowania Comprex przedstawiono na rysunku 4.55 i 4.56.



→ powietrze
→ spaliny

Rys.4.55. Schemat doładowania Comprex

Na rysunku 4.55. pokazano ogólny sposób realizacji opisanego wyżej doładowania i schemat napędu wirnika doładowarki od wału korbowego silnika, przy czym napędzana jest ona przekładnią przyspieszającą w stosunku $5 \div 6,6$ raza ze względu na nieprzekraczanie prędkości obwodowej wierzchołków łopatek 80 m/s , aby nie przekroczyć dopuszczalnej częstotliwości ich drgań własnych.



Rys.4.56. Zasada działania Compress

Na rysunku 4.56. przedstawiono wirnik doładowarki w rozwinięciu a na jego tle przebieg pierwszej cząsteczki gazu spalinowego, który jest równocześnie rozgraniczeniem między gazami spalinowymi a powietrzem. W wykonanych już sprężarkach bywa realizowany też nieco bardziej

skomplikowany obieg gazów z tzw. "kieszeniami gazowymi", przy czym wykonywane są one w trzech typowościach:

CX 125 - 95 + 125 kW moc silnika doładowanego,

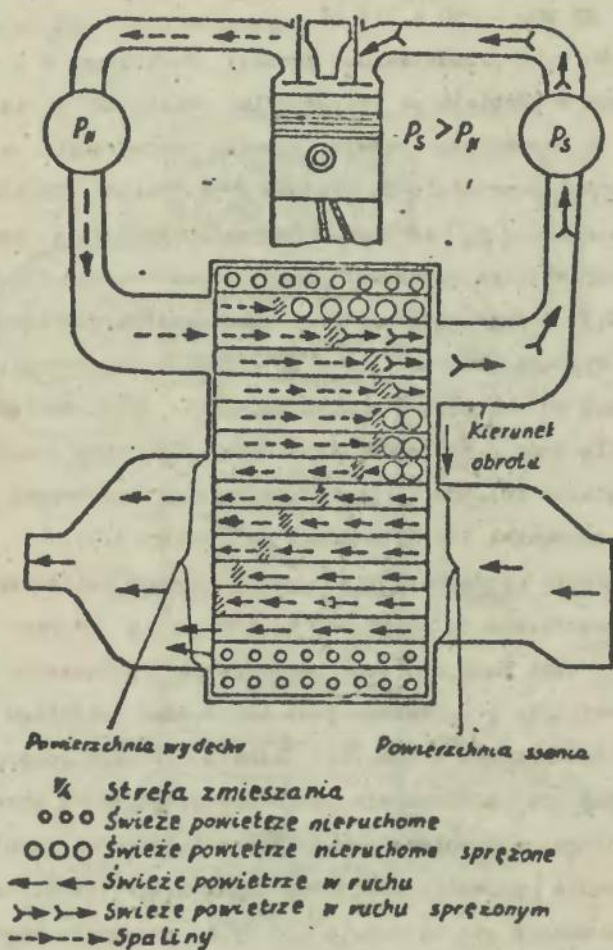
CX 180 - 147 + 250 kW,

CX 200 - 250 + 316 kW.

Na rysunku 4.57. przedstawiono procesy zachodzące w wirniku sprężarki Comprex w rozbiciu na poszczególne cząsteczki powietrza i spalin. Jest to rozwinięta wersja zjawisk zachodzących w sprężarce, przedstawionych poprzednio na rysunku 4.56. Spaliny wpadają pod zwiększonym ciśnieniem (p_w) ze stosunkowo małą prędkością przepływu między przegrody wirnika sprężarki (przy sprężu $\bar{\tau} = 2,0$ liczba Macha wynosi $Ma = 0,3$). Przegrody wypełnione są świeżym powietrzem, wpływające spaliny wypierają to powietrze do przewodu dolotowego, sprężając je i przekazując mu energię. W chwili nadejścia fali ciśnienia przegroda musi być połączona z przewodem dolotowym. W podobny sposób przegroda musi być łączona kolejno z innymi kanałami dolotowymi i wylotowymi zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 4.57.

Po zamknięciu (przez obrót przegrody) kanału dolotowego spalin (w celu niedopuszczenia do zakłóceń w przepływie poprzez odbicie fali ciśnienia) z tego samego powodu zamykane jest połączenie z kanałem doładowanego powietrza i opóźniane jest ono o czas przebiegu fali. Przez odpowiedni dobór momentu otwarcia kanału wydechu rozprężarki spalin wydostają się one (niezupełnie jeszcze rozprężone) z przegrody do kanału wylotowego, a wywołana ich wpływem fala podciśnienia pozwala na wlot (zasysanie) świeżego powietrza kanałem dolotowym. W ten sposób proces może zacząć się od nowa, o ile tylko przegroda wypełniona jest całkowicie powietrzem. Momenty otwarcia kanałów, wyznaczone czasem rozchodzenia się fal i prędkościami przepływu w przegrodach, określają geometrię otworów. Na rysunku 4.57. przedstawiono zachodzące jednocześnie we wszystkich przegrodach procesy dla określonego punktu pracy. Aby uzyskać systematyczne obciążenie łożysk i odkształcenia wynikłe z naprężeń termicznych, jak również by zredukować długość wirnika, każdy stator zawiera po dwa połączone między sobą otwory dla niskiego i

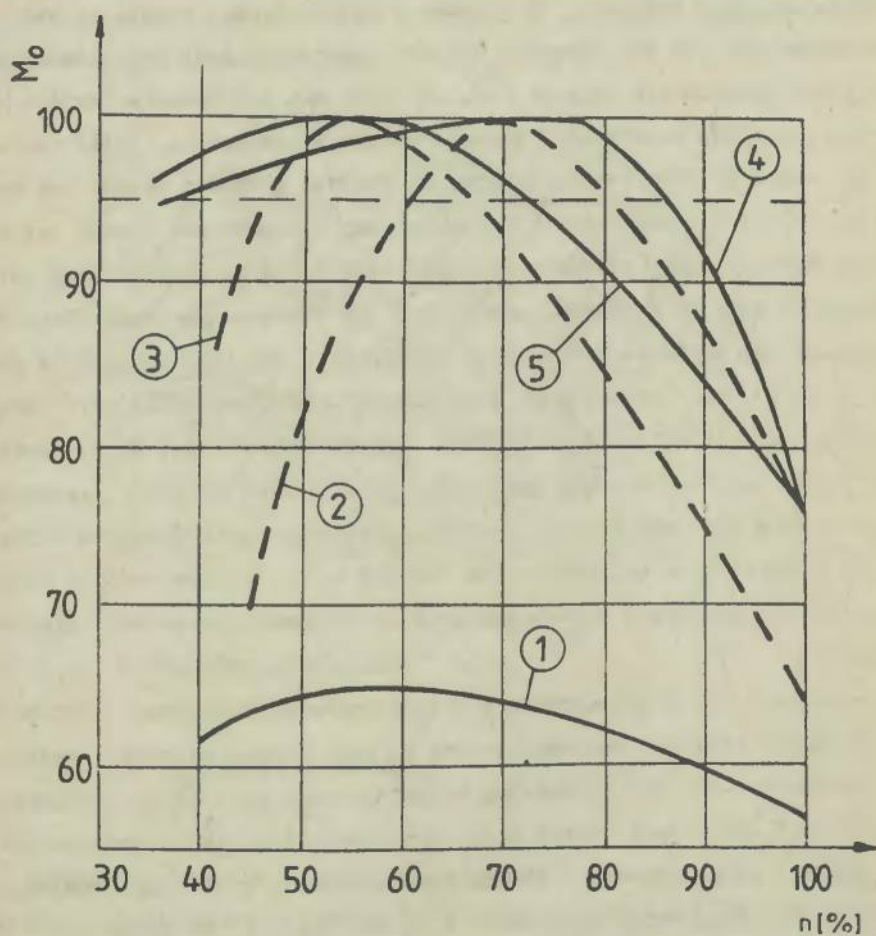
wysokiego ciśnienia. Każda przegroda przebiega w ciągu jednego obrotu wirnika dwa suwy pracy.



Rys.4.57. Szczegółowy ruch cząsteczek powietrza i gazu w doładownicy Comrex

Moment obrotowy

Przebieg krzywych momentu obrotowego silników doładowanych na tle silnika wolnossącego przedstawiono na rysunku 4.58, z którego widać,



- 1. wolnossący
- 2. turbodoładowany konwencjonalnie
- 3. turbodoładowany MAXIDYN
- 4, 5. doładowanie COMPREX

Rys.4.58. Porównanie efektów doładowania Comprex i turbodoładowania

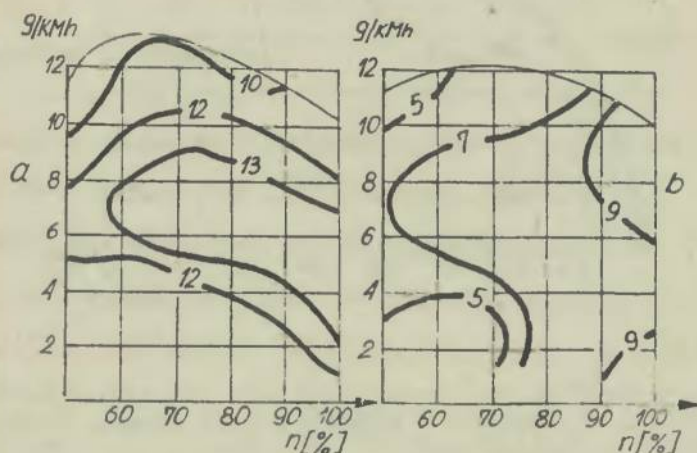
że doładowanie Comprex daje duże możliwości modelowania przebiegu krzywej momentu obrotowego i pozwala na uzyskanie jego maksimum przy niskiej prędkości obrotowej (krzywa 5) podobnie jak Maxidyn (krzywa 3) co jest, jak wspomniano na wstępie, zjawiskiem korzystnym. Porównując przebieg krzywych 3 i 5 można stwierdzić, że obszar, w którym przekraczają one 95% wartości momentu obrotowego jest znacznie szerszy dla doładowania Comprex (ok. 38%) niż dla doładowania Maxidyn (ok. 20%). Jeszcze korzystniej wygląda powyższe porównanie, jeśli pod uwagę weźmiemy doładowanie Comprex wg krzywej 4, gdzie obszar ten wynosi ok. 48%. W przypadku klasycznego turbodoładowania obszar ten wynosi również 20% (jak przy Maxidyn), lecz maksimum momentu leży przy znacznie wyższej prędkości obrotowej. Porównanie powyższe wskazuje wyraźnie na możliwości tkwiące w doładowaniu Comprex, szczególnie jeśli chodzi o modelowanie przebiegu krzywej momentu obrotowego. Szeroko reklamowane doładowanie Maxidyn (krzywa 3 rys. 4.58), dzięki przesunięciu maksimum momentu obrotowego w kierunku niższych prędkości obrotowych niż przy konwencjonalnym turbodoładowaniu (krzywa 2 rys. 4.58), pozwala na wyeliminowanie częstej zmiany biegów podczas jazdy w ciężkich warunkach terenowych przy zastosowaniu przekładni pięciobiegowej.

Równocześnie płaski przebieg krzywej momentu obrotowego silnika doładowanego systemem Comprex (krzywa 4) przy bardzo wysokiej wartości momentu (powyżej 95%) powoduje, że silnik taki ma w dużym zakresie prędkości obrotowych prawie stałą moc (podobnie jak maszyny parowe) i pozwala na zredukowanie ilości przełożeń w skrzyni biegów samochodów ciężarowych dużej ładowności z 12 do 6 biegów, co oczywiście obniża koszty produkcji przekładni i upraszcza jej budowę.

Toksyczność spalin

W silnikach wysokoprężnych obecnie eksploatowanych poważnym problem, który jest ciągle do rozwiązania, stanowi zawartość w spalinach tlenków azotu. Jest to składnik toksyczny, którego obecność wynika z wielu czynników towarzyszących tworzeniu mieszaniny palnej i spalania

w silnikach wysokoprężnych. Doładowanie Comprex już w swoim założeniu pozwala na dość łatwe zrealizowanie recyrkulacji spalin dzięki bezpośredniej ich styczności z powietrzem doładującym, a tym samym obniżenie zawartości NO_x w spalinach przez obniżenie maksymalnej temperatury spalania. Korzystny wpływ doładowania Comprex na obniżenie zawartości NO_x w spalinach pokazano na rysunku 4.59.



Rys.4.59. Porównanie toksyczności spalin

Zawartość NO_2

a - turbodoładowanie

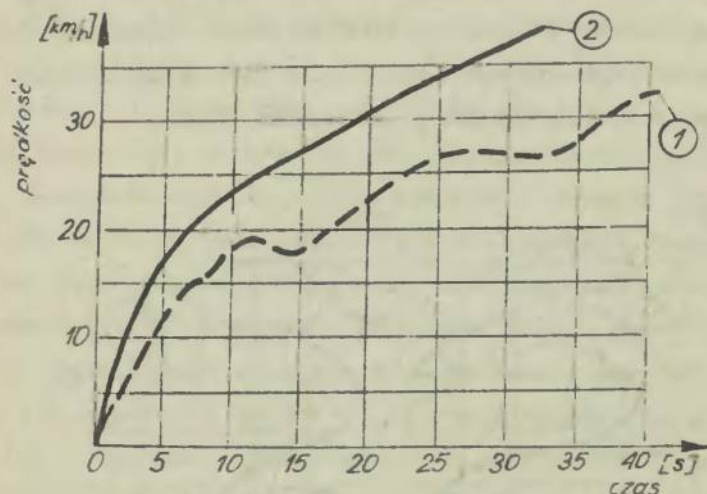
b - comprex

Porównywany jest silnik turbodoładowany bez recyrkulacji spalin z silnikiem doładowanym - Comprex i recyrkulacją spalin. Uzytek na obniżeniu zawartości NO_x z 17,6 (G/kWh) do 9,51 - 12,2 G/kWh, porównując maksymalne zawartości toksyny. Natomiast porównanie wg Testu Kalifornijskiego 13-stopniowego wykazało spadek z 17,0 G/kWh do 9,7 G/kWh.

Właściwości dynamiczne silnika

Określić je można przez czas rozpędzania do pewnej żądanej prędkości przy rozpędzaniu na biegu bezpośrednim lub poprzez biegi.

Przebieg rozpędzania 16-tonowego samochodu wyposażonego w obydwie porównane wyżej sposoby doładowania przedstawiono na rysunku 4.60.



Rys. 4.60. Porównanie właściwości dynamicznych doładowania Comprex i turbodoładowania

1 - turbodoładowanie

2 - comprex

Silnik z doładownikiem Comprex ma znacznie lepsze właściwości dynamiczne, co wynika też między innymi z faktu, że doładowarka jest napędzana mechanicznie od wału korbowego, a więc czas reakcji na zmianę prędkości obrotowej musi być krótszy niż przy turbosprężarce (wynosi 0,8s dla Comprex). Wykres rozpędzania silnika turbodoładowanego wykazuje charakterystyczne załamania, co jest zjawiskiem typowym, niemniej jednak przedłużającym proces rozpędzania. Na przykład prędkość 30 km na godzinę porównywane samochody uzyskały w następującym czasie:

Comprex - 18 s, co daje średnie przyspieszenie $0,462 \text{ m/s}^2$,
 turbodoładowany - 37 s, co daje średnie przyspieszenie $0,225 \text{ m/s}^2$
 i stanowi to dość znaczną różnicę, która, jak wynika z krzywych na rys. 4.60, pogłębia się w miarę procesu rozpędzania.

Jak widać z przytoczonych przykładów, doładowanie Comprex ma przed sobą duże perspektywy, choć jak każde rozwiązanie nie jest pozbawione cech ujemnych, do których należy zaliczyć pobór mocy na napęd doładowarki (około 1% mocy silnika doładowanego), lecz jest on dosyć niski i przy pozostałych pozytywnych cechach wydaje się rokować nadzieje na powszechniejsze niż dotychczas wprowadzenie.

Spis literatury do rozdziału 4

1. Białowas J., Kolarzyk J., Pfeiffer M.: Przebieg i wyniki badań prototypów turbosprężarki B-85. Silniki Spalinowe 1975, nr 3
2. Bernhardt M.: Doładowanie silników spalinowych. WKŁ, Warszawa 1956
3. Brun R.: Szybkobieżne silniki wysokoprężne, WKŁ, Warszawa 1973
4. Bujak J.Z.: Ciśnienie doładowania a przyrost mocy w czterosuwowych silnikach Diesla. Wyd. Akad. Nauk Technicznych, Warszawa 1937
5. Bujak Z.J.: Contribution to the Discussion of 4. Proc. I. Mech. E. 1945 vol. 153
6. Chaczijan A.S. i inni: Dowódka roboczego procesu automobilnych dizelej, Maszynostrojenie, Moskwa 1965
7. Chaczijan A.S.: Robocziy process i tepłonaipriazennost awtomobilnyh dizelej. Moskwa 1986
8. Chanin NS: Nadduw i magnietalieli dizelnyh dwigatelej. Maszgiz, Moskwa 1965
9. Cser G.: Wlijanie wpuskogo trakta na robocznie pokazateli dizelej s neposredstwiennym smeseobrazowaniem. NAMI, Moskwa JAFI Budapeszt 1972
10. Cser G.: Ein neuartiges Verfahren zur Verbesserung der Abgasturbo-
dufladung. MTZ 1971 nr 10
11. Cser G., Janosdeak E.: Über einige Fragen der dynamischen Aufladung von Dieselmotoren Ac.Sc.Hung Technica 1967

12. Croes N.: Die Wirkungsweise der Taschen des Druckwellenlader Com-
prex. MTZ 1979 nr 2
13. Cupiał K.: Badania bezsprężarkowego doładowania silnika wysoko-
prężnego w oparciu o metodę charakterystyk. Częstochowa 1970
14. Cupiał K.: Bezsprężarkowe doładowanie silników spalinowych. Sil-
niki Spalinowe 1972, nr 4
15. Cupiał K.: Obliczenia numeryczne procesu wymiany ładunku. Silniki
spalinowe 1975, nr 3
16. Cupiał K.: Refleksje fal ciśnienia od otwartego końca kanału. ZN.
Politechniki Częstochowskiej, Mechanika Częstochowa 1971
17. Cupiał K.: Przyczynek do optymalizacji układu przepływowego tłoko-
wego silnika spalinowego. Ossolineum, Kraków 1976
18. Iwanyj P.: Zasadnicze kierunki oraz wyniki prac rozwojowych nad
wysokoprężnym silnikiem Csepel doładowanym turbosprężarką. Silni-
ki Spalinowe 1973, nr 3
19. Jędrzejewski P.: Doładowanie szybkoobrotowych silników wysokopręż-
nych. Silniki Spalinowe nr 3/1975, s.33
20. Jenny E., Bulaty T.: Die Druckwellen-Maschine Comprex als Ober-
stufe einer Gasturbine. MTZ 1973, nr 10
21. Kordziński Cz., Środulski T.: Silniki spalinowe z turbodoładowa-
niem. WNT, Warszawa 1970
22. Kordziński Cz., Środulski T.: Układy dolotowe silników spalinowych.
WKiŁ, Warszawa 1968
23. Kordziński Cz.: Układy wylotowe szybkoobrotowych silników spalino-
wych. WKiŁ, Warszawa 1964
24. Kordziński Cz.: Zwiększanie osiągnięć silników do samochodów i mo-
tocykli. WKiŁ, Warszawa 1964
25. Kowalczyk M., Wilczyński B., Jaskuła A.: Pomiar stopnia zadymienia
spalin silników wysokoprężnych jako wielkości losowej. Silniki Spa-
linowe 1976, nr 4

26. Leśniak W.: Wysokoprężne silniki samochodowe. WKŁ, Warszawa 1982
27. Machaǵdiani WW.: O dwigateljach dla gornych awtomobilej i traktorow Mecniereba. Tbilisi 1968
28. Mayer A., El-Nashar I., Komauer Ch.: Kennfeld verhalten und Auslegungsmethode beim Druckwellenlader Comprex. ATZ 1985, nr 4
29. Myszkowski J.: Próby doładowania wysokoobrotowego silnika wysokoprężnego. Silniki Spalinowe 1970, nr 3, s.5
30. Myszkowski J., Czeczot L., Raulin E.: Doładowanie mechaniczne silnika Ursus S-316 na fabrycznych nastawach pompy wtryskowej. Zeszyty Naukowe Politechniki Szczecińskiej, Mechanika 1970, nr 11, s.75
31. Myszkowski J.: Ekonomiczno-eksploatacyjne aspekty doładowania silnika wysokoprężnego produkcji krajowej. Motoryzacja 1971, nr 10, s.147
32. Myszkowski J.: Badanie właściwości dynamicznych szybkoobrotowego silnika wysokoprężnego z doładowaniem turbosprężarkowym. Silniki Spalinowe 1972, nr 2, s.56
33. Myszkowski J.: Dobór turbosprężarki do szybkoobrotowego silnika wysokoprężnego. Silniki Spalinowe 1974, nr 1, s.1
34. Myszkowski J.: Silniki wysokoprężne w świetle wymogów ochrony środowiska, Wojskowy Przegląd Techniczny 1974, nr 9, s.7
35. Myszkowski J.: Doładowanie dynamiczne silnika SW 680, Wojskowy Przegląd Techniczny 1975, nr 12, s.21
36. Frankowski J., Kutera J.: Prace nad doładowaniem silnika typu 350 Silniki Spalinowe 1976, nr 3, s.3
37. Myszkowski J., Szelaǵowski J.: Doładowanie dynamiczne silnika 680. Wojskowy Przegląd Techniczny 1977, nr 7, s.22
38. Myszkowski J.: Doładowanie silnika metodą Comprex. WPT 1979, nr 11, s.480
39. Myszkowski J.: Wpływ objętości kolektora dolotowego na napełnienie

- silnika wysokoprężnego doładowanego dynamicznie. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej, Zeszyt nr 149, Szczecin 1980, s.69
40. Mysłowski J.: Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na osiągi silnika wysokoprężnego doładowanego dynamicznie. Silniki Spalinowe 1982, nr 3-4
 41. Mysłowski J.: Doładowanie kombinowane silników samochodów ciężarowych. Biuletyn Informacyjno-szkoleniowy PZM 1985, nr 6
 42. Mysłowski J.: Wlianie nadduwa na protekanie krutjasszczego momenta dwigatelja i jego prispособlajemost MOTOR SYMPO'86, Strbskie Pleso 1986
 43. Mysłowski J.: Wlianie bezkompresornogo nadduwa na charakteristiki DWS. Automobilnaja Promyszlennost 1986, nr 2
 44. Mysłowski J., Jadczyk J., Sawicki J.: Kombinowane doładowanie silnika SW 680. Wojskowy Przegląd Techniczny 1981, nr 1, s.17
 45. Mysłowski J.: Określenie częstotliwości drgań własnych w układzie dolotowym silnika SW 680, Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej Zeszyt nr 182 - Badania Eksploatacyjne Samochodów, Szczecin 1981, s.31
 46. Mysłowski J.: Próba doładowania mechanicznego ciągnikowego silnika wysokoprężnego. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej Zeszyt nr 182 - Badanie Eksploatacyjne Samochodów Szczecin 1981 s. 50
 47. Mysłowski J.: Analiza możliwości poprawy przebiegu krzywej momentu obrotowego silnika 359. PNPS nr 279, Szczecin 1985
 48. Mysłowski J.: Moment obrotowy silnika wysokoprężnego. Wojskowy Przegląd Techniczny 1985, nr 3
 49. Mysłowski J.: Wlianie geometrieskich parametrov wsasywajuszczej sistemy porszczewego dwigatelja wnutrennego sgoranijsa na jego napożnienie. MOTOR SYMPO'84. Styrbkie Pleso 1984
 50. Simson AE: Gazoturbinnyj nadduw dizelej. Moskwa 1964

51. Wajand' J.A.: Doładowanie tłokowych silników spalinowych. WNT, Warszawa 1962
52. Wunsch A.: Aufladung von Fahrzeugdieselmotoren mit dem Abgasturbolader und mit der Druckwellenmaschine Comprex. MTZ 1970, nr 1

5. DOBÓR URZĄDZENIA DOŁADOWUJĄCEGO

Podstawowymi parametrami, które określają wielkość urządzenia do ładowującego są spręż sprężarki oraz zużycie powietrza przez silnik w jednostce czasu. Obydwa te parametry tworzą układ współrzędnych, w którym wyrysowana jest charakterystyka sprężarki (rys.4.9.).

Spręż sprężarki określa się z chwilą gdy określone jest ciśnienie doładowania oraz stopień doładowania silnika. Natężenie przepływu powietrza przez silnik zależy od dużej liczby czynników, jak np. liczby cylindrów, prędkości obrotowej, wielkości przepłukania, sprawności napełnienia itp.

5.1. Sprężarki mechaniczne

Przy doładowaniu mechanicznym sprężarka jest powiązana na stałe z wałem korbowym silnika i jej prędkość obrotowa, a tym samym wydatek oraz spręż zależą przede wszystkim od chwilowej prędkości obrotowej wału.

Napężenie przepływu powietrza zużywane przez silnik można obliczyć z następującego wzoru:

$$\dot{G}_p = \frac{10^{-3}}{2} \cdot v_{ss} \cdot n \cdot \rho_p \cdot \frac{p_d}{p_o} \cdot \frac{T_o}{T_d} \cdot \eta_v \cdot \varphi \quad [\text{kg/min}], \quad (5.1.)$$

gdzie:

- v_{ss} - objętość skokowa silnika - $[\text{dm}^3]$,
- n - prędkość obrotowa silnika - $[\frac{1}{\text{min}}]$,
- ρ_p - gęstość powietrza - $[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}]$,
- p_d - ciśnienie powietrza doładowującego - $[\text{kpa}]$,
- p_o - ciśnienie otoczenia - $[\text{kpa}]$,
- T_d - temperatura powietrza doładowującego - $[\text{K}]$,
- T_o - temperatura otoczenia - $[\text{K}]$,
- η_v - współczynnik napełnienia silnika doładowanego,
- φ - współczynnik przepłukania,
- m - wykładnik politropu sprężania w silniku doładowanym.

Podstawiając do wzoru (5.1.) zamiast wzoru na stosunek temperatur $\frac{T_o}{T_d}$, wzór na stosunek ciśnień $\left(\frac{p_d}{p_o}\right)^{\frac{1-m}{m}}$, zakładając warunki otoczenia $p_o = 98,066 \text{ kPa}$, $T_o = 288 \text{ K}$, dla których $\rho_p = 1,18 \text{ kg/m}^3$ otrzymuje się:

$$G_p'' = \frac{1}{6000} \cdot v_{ss} \cdot p_d^{\frac{1}{m}} \cdot \eta_v \cdot n \cdot \Psi \quad \text{kg/s.} \quad (5.2.)$$

W ten sposób, mając podstawowe dane silnika i określając parametry doładowania oraz wymiary ładunku, można wyznaczyć wymaganą ilość powietrza przez silnik, która służy do określania wymiarów urządzenia doładowującego.

W przypadku zastosowania sprężarki objętościowej typu ROOT'S należy wykorzystać wzór na jej wydatek, w zależności od wymiarów geometrycznych, przedstawiony niżej:

$$V_p = \frac{1}{2} \pi \cdot n_k \cdot D^2 \cdot L \cdot \lambda \quad [\text{m}^3], \quad (5.3.)$$

gdzie:

n_k - prędkość obrotowa wirnika sprężarki - $\left[\frac{1}{\text{min}}\right]$,

D - średnica wirnika sprężarki - $[\text{m}]$,

L - długość wirnika sprężarki - $[\text{m}]$,

λ - współczynnik wykorzystania przekroju poprzecznego wirnika.

Znając wymagane przez silnik wydatki powietrza oraz mając charakterystykę sprężarki w układzie współrzędnych $\bar{x} - \bar{v} \left(\frac{\text{g}}{\text{s}}\right)$, nanosi się linię łączącą najmniejszy wymagany wydatek przy najniższym sprężu i największy wydatek przy najwyższym sprężu, na charakterystykę sprężarki.

Jest to linia współpracy silnika ze sprężarką, przy czym musi się ona mieścić w polu charakterystyki sprężarki (rys.5.1.).

Pożądanym jest, by linia ta przebiegała przez obszary największej sprawności sprężarki. Następnie, przyjmując za podstawę punkt największego wydatku przy najwyższym sprężu, ustala się przełożenie między silnikiem a sprężarką, gdyż najczęściej napędzana jest ona od wału korbowego doładowanego silnika. Pozostaje jeszcze określenie mocy

pobieranej na napęd sprężarki od silnika doładowanego (lub z zewnątrz) do czego służy wzór:

$$N_o = \frac{(p_d - p_o) V_p}{\eta_o} \quad [\text{kW}], \quad (5.4.)$$

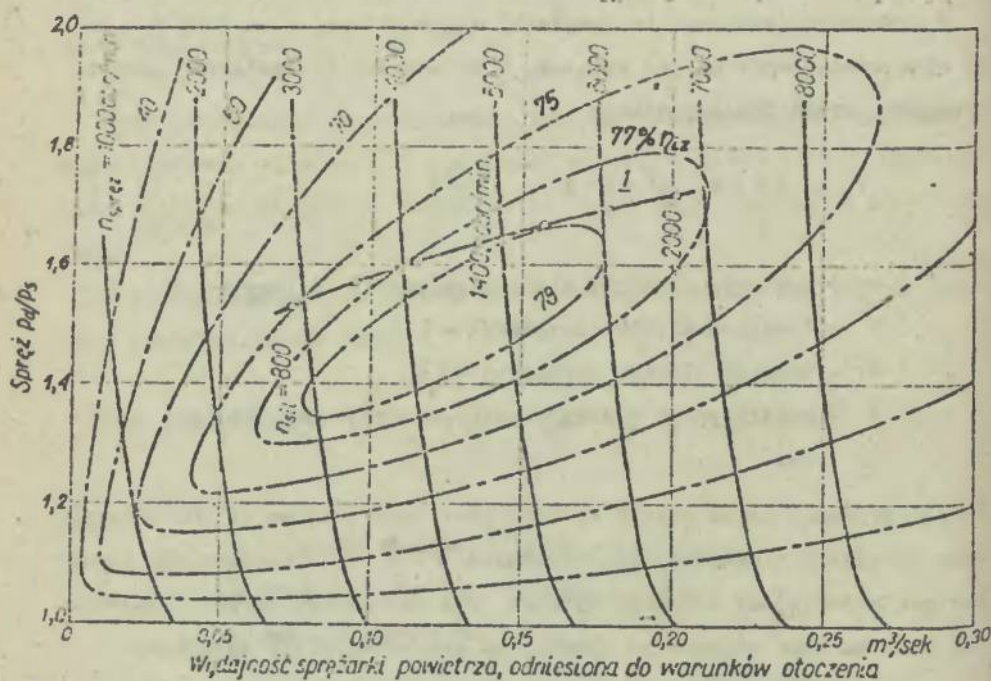
gdzie:

p_o - ciśnienie otoczenia - [kpa] ,

p_d - ciśnienie doładowania - [kpa] ,

η_o - sprawność ogólna sprężarek,

V_p - wydatek powietrza [m^3/s].



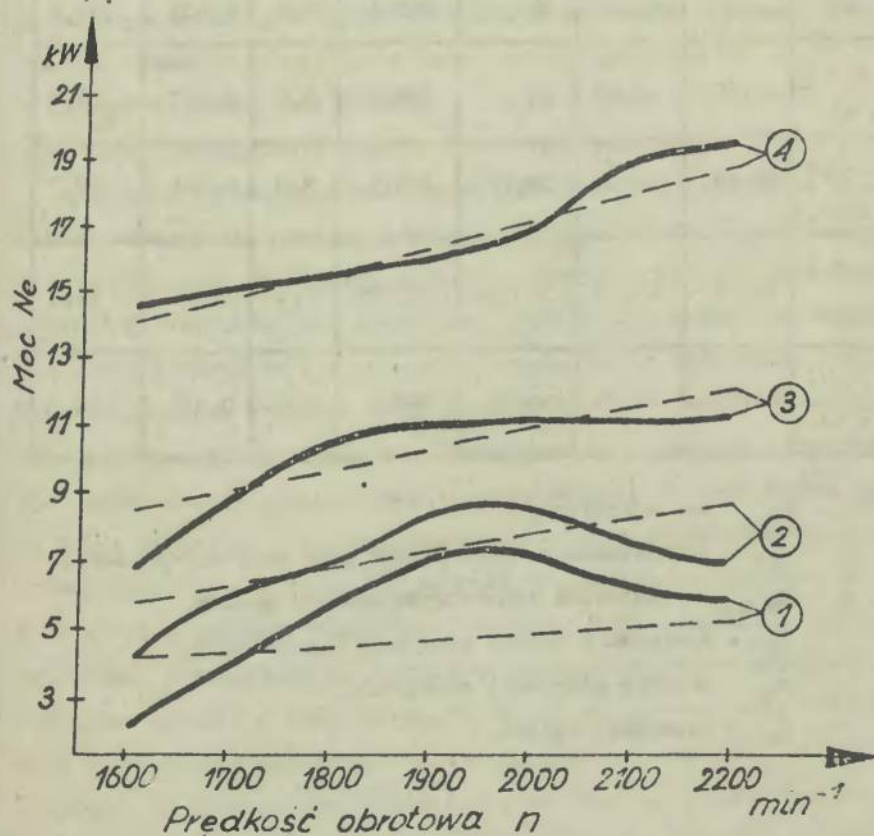
Rys.5.1. Współpraca sprężarki mechanicznej z silnikiem wysokoprężnym

Niżej podano niektóre wyniki uzyskane przy doborze sprężarki typu ROOT'S do silnika wysokoprężnego o wtrysku bezpośrednim, przeznaczonego do napędu ciągników rolniczych i maszyn roboczych ($V_{ss} = 5,4 \text{ dm}^3$, $n = 2200 \frac{1}{\text{min}}$ $N_e = 60 \text{ kW}$).

Zapotrzebowanie powietrza przez silnik obliczono używając wzoru 5.2.

i przedstawia je linia A na rysunku 5.1. Określono przełożenie między silnikiem a sprężarką na $i = 1,845$ tak, że przy obrotach znamionowych silnika sprężarka miała $4060 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$.

W dalszej kolejności wyliczono zapotrzebowanie mocy przez sprężarkę, wykorzystując wzór 5.4. Zapotrzebowanie to przedstawiają krzywe przerywane na rysunku 5.2., natomiast rzeczywiste zapotrzebowanie pomierzone w czasie badań przedstawiają krzywe ciągłe. Różnice wynikające między tymi krzywymi spowodowane są uproszczeniami przy obliczaniu poboru mocy, zmniejszoną sprawnością sprężarki. Wyniki uzyskane przy doładowaniu mechanicznym wspomnianego silnika przedstawia tabela 5.1.



Rys. 5.2. Pobór mocy przez sprężarkę mechaniczną

Tabela 5.1.

Wyniki doładowania mechanicznego silnika S-316

Spręż	Parametry charakterystyczne						
	N_e		g_{eN}	$g_{e\min}$	D_N	$\bar{p}_e$	η_o
	brutto	netto					
dawka wtryski- wanego paliwa mm^3	kW	kW	g/kWh	g/kWh	j.B.	MPa	%
wolnoszą- cy $q = 47$	-	60,29	261,8	258,4	2,0	0,609	32,8
$\pi = 0,1$ $q = 54$	68,78	62,68	288,3	288,3	2,0	0,717	29,8
$\pi = 0,2$ $q = 57,5$	70,29	63,08	299,2	296,5	2,0	0,742	28,7
$\pi = 0,3$ $q = 60$	75,14	63,52	303,96	303,96	2,0	0,795	28,4
$\pi = 0,4$ $q = 63,1$	85,51	65,95	306,0	268,0	1,0	0,961	28,1

gdzie:

 N_e - moc efektywna, g_{eN} - jednostkowe zużycie paliwa przy mocy maksymalnej, $g_{e\min}$ - minimalne jednostkowe zużycie paliwa, D_N - zadymienie spalin przy mocy maksymalnej, $\bar{p}_e$ - średnie ciśnienie efektywne, η_o - sprawność ogólna.

Analiza wyników przedstawionych w tabeli 5.1. wskazuje wyraźnie na przyczyny zaniku stosowania doładowania mechanicznego, gdyż maleje sprawność ogólna układu silnik - sprężarka, a rośnie wysilenie silnika, którego miernikiem jest średnie ciśnienie efektywne przedstawione w tabeli.

5.2. Turbosprężarki

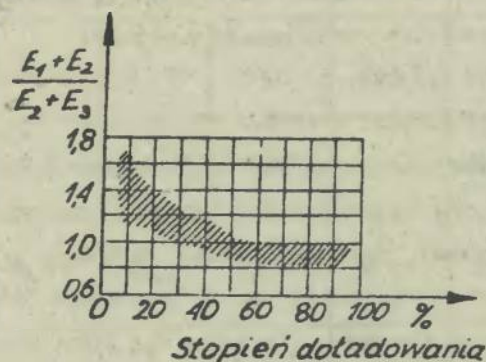
Doładowanie turbosprężarkowe samochodowych silników wysokoprężnych znalazło szerokie zastosowanie mimo trudności wynikających z częstej zmiany obciążeń i prędkości obrotowych silnika doładowanego, powodu - jących zmiany temperatury spalin i prędkości obrotowych wirnika zespołu doładowującego. Prowadzi to w efekcie do nieładowania turbosprężarki w podawaniu powietrza doładowanemu silnikowi. Nadmiar powietrza w stosunku do wtrysniętej dawki paliwa powoduje:

- zwiększone zadymienie silnika,
- chwilowe zmniejszenie momentu obrotowego silnika.

Wymagania zapewnienia należytych właściwości dynamicznych samochodom ciężarowym oraz bardzo rygorystyczne warunki dotyczące zanieczyszczenia atmosfery spalinami, skłoniły szereg wytwórni produkujących silniki wysokoprężne do wyposażenia ich w urządzenia zmniejszające dawkę pompy wtryskowej w przypadku obniżenia się ciśnienia doładowania. Powoduje to bezdymną pracę silnika nawet w stanach nieustalonych lecz pogarsza równocześnie jego właściwości dynamiczne. Dlatego też dla samochodowych silników wysokoprężnych wymagany jest bardzo staranny dobór dynamiczny turbosprężarki oprócz doboru statycznego, tj. przeprowadzonego na podstawie jej charakterystyki konwencjonalnej w układzie spręż - wydatek. Najbardziej do tego celu przydatne są metody graficzne, pozwalające na szybkie określenie wpływu parametrów regulacyjnych silnika i turbosprężarki na ich współpracę. Metody te z reguły opierają się na pewnych uproszczeniach i ostateczny dobór turbosprężarki do silnika musi odbywać się na drodze doświadczalnej. Dla turbosprężarek napędzanych przez silnik stałym ciśnieniem spalin opracowano taką metodę w oparciu o następujące założenia:

- stała optymalna regulacja silnika,
- stałe przepłukanie, stała sprawność napełnienia i spalania,
- przepływ przy prędkościach podkrytycznych i w warunkach ustalonych,
- zasilanie turbiny pod stałym ciśnieniem,
- stała sprawność sprężarki η_s i turbiny η_t .

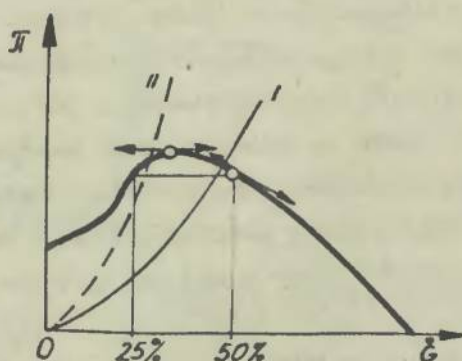
Metoda ta ułatwia w znacznym stopniu dobór turbosprężarki do silnika średniej lub dużej mocy, który w większości przypadków napędza je stałym ciśnieniem spalin. Jest ona mało przydatna dla doboru turbosprężarki do szybkoobrotowego silnika wysokoprężnego typu samochodowego, z reguły napędzanej pulsacyjnie. Na rysunku 5.3 wyjaśniono przyczyny stosowania pulsacyjnego napędu turbosprężarek doładowujących silniki samochodowe, przy których stopnie doładowania wahają się w granicach 20 - 30% (Leyland 470, MAN 2858M, Mercedes Benz OM 403VA).



Rys.5.3. Sposób wykorzystania energii w turbosprężarce

Analizę wykorzystania energii spalin przedstawioną na rysunku 5.3. przeprowadzono w oparciu o porównanie rozporządzalnego spadku entalpii dla założonej ilości spalin przepływających przez turbinę. Dla stopni doładowania nie przekraczających 30% system pulsacyjny pozwala na lepsze wykorzystanie energii spalin, a tym samym lepsze przyspieszenie turbosprężarki i silnika doładowanego, mimo niższej sprawności turbiny. Niedogodnością systemu pulsacyjnego jest fakt, że dla silnika

czterosuwowego wymaga on łączenia przewodów wylotowych cylindrów o kolejności zapłonu co najmniej 240°ONK , a tym samym układ wylotowy silnika ulega skomplikowaniu. Współczesne turbosprężarki do silników samochodowych wykonywane są jako konstrukcje o dużym podobieństwie geometrycznym (Schwitzer, Holset, KKK, TKR). Najczęściej turbosprężarka taka składa się ze sprężarki odśrodkowej i turbiny promieniowej. Sprężarki odśrodkowe charakteryzują się pewnymi właściwościami przedstawionymi na rysunku 5.4. Przedstawiono na nim zależność między wydatkiem a sprężem sprężarki odśrodkowej obracającej się ze stałą prędkością. Maksymalne wartości ciśnienia (sprężu) występują przy 25% do 50% całkowitego wydatku i sprawność sprężarki w tym obszarze jest największa. Zaletą pracy sprężarki w pobliżu punktu maksymalnej sprawności jest minimalne nagrzewanie się sprężonego powietrza.



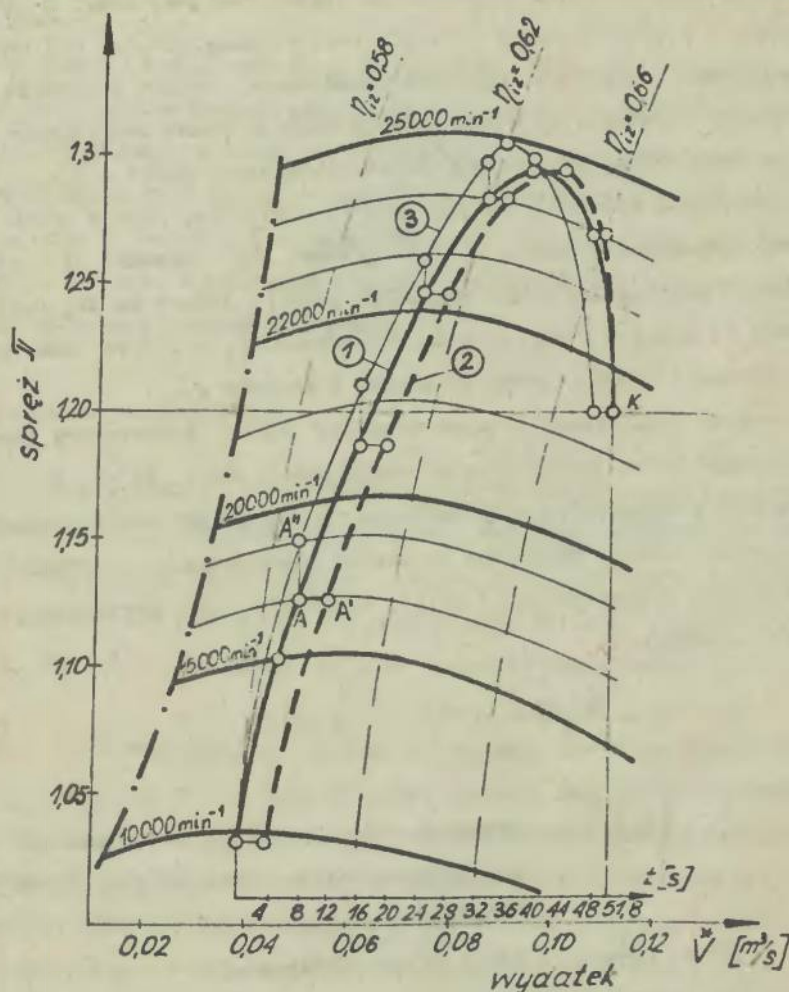
Rys.5.4. Właściwości sprężarek odśrodkowych

Praca sprężarki na lewo od punktu wierzchołkowego "W" jest niestabilna, natomiast na prawo stabilna. Dlatego też pożądane jest aby sprężarka współpracowała z odbiornikiem na opadającej gałęzi krzywej. W procesie, który z natury rzeczy jest niestabilny, sprężarka dąży do jak najszybszego uzyskania punktu wierzchołkowego "W" do określonej prędkości obrotowej, od którego w prawo zaczyna się jej stabilna praca.

Niestabilna praca sprężarki występuje po przenoszeniu granicy pompowania lub w procesie gwałtownego przyspieszania, kiedy to zachodzi urywanie się strugi powietrza z łopatek wirnika powodujące nienadążanie sprężarki w podawaniu powietrza niezbędnego silnikowi do całkowitego spalania przyrastającej dawki paliwa. Wykorzystując te właściwości sprężarek odśrodkowych, opracowano metodę doboru dynamicznego turbosprężarki na stanowisku bezwładnościowym.

Stanowisko bezwładnościowe umożliwia przeprowadzenie badań doładowanego silnika w warunkach jego rzeczywistych obciążeń, zachodzących w trakcie przyspieszania układu, jak to ma miejsce w przypadku napełniania samochodu turbodoładowanym silnikiem. Na korzyść stanowiska bezwładnościowego przemawia możliwość uzyskania większej powtarzalności wyników niż w warunkach badań drogowych, gdzie jest to utrudnione na skutek działania takich czynników jak: zmiana stanu nawierzchni, zmiana sił oporu powietrza, zmiana stanu cieplnego silnika czy też ilości powietrza zasysanej przez sprężarkę. Poza tym stanowisko bezwładnościowe pozwala na dogodniejszą zabudowę elektronicznych urządzeń pomiarowych oraz zabezpieczenie ich przed szkodliwymi drganiami, co jest trudne do uniknięcia przy badaniach drogowych. Badania na stanowisku bezwładnościowym zapewniają dokładny pomiar parametrów współpracy układu silnik - turbosprężarka w trakcie symulowanego rozpędzania silnika i dobór dynamiczny turbosprężarki do silnika.

Opisawana metoda polega na wyrysowaniu w obszar charakterystyki statycznej turbosprężarki przebiegu jej rozpędzania na stanowisku bezwładnościowym, uzyskanego z oscylogramu, co przedstawiono na rysunku 5.5. Proces rozpędzania turbosprężarki od jej prędkości obrotowej odpowiadającej obrotom biegu jałowego silnika do prędkości odpowiadającej ustabilizowanej pracy przy założonym ciśnieniu doładowania przedstawia krzywa 1 na rysunku 5.5. Rozpędzanie zaczyna się w punkcie "0" i kończy w punkcie "K", gdy obroty turbosprężarki i ciśnienie podawanego przez nią powietrza ustala się. Krzywą tę uzyskano z oscylogramu rozpędzania silnika i turbosprężarki nanosząc uzyskane



Rys.5.5. Metoda doboru dynamicznego turbosprężarki

przez sprężarkę prędkości obrotowe w stałych odstępach czasu do czego służy wyrysowana dodatkowo na charakterystykę sprężarki oś pozioma. O ile wydatki turbosprężarki w procesie rozpędzania są za małe - porównując niepełne spalanie wytryśniętych dawek paliwa, można przy pomocy wzoru 5.1., wyznaczyć wymagane ilości powietrza, które powinna zapewnić sprężarka w procesie rozpędzania. Wydatki te przedstawia krzywa 2

na rysunku 5.5., którą uzyskano na drodze obliczeniowej wykorzystując wspomniany wyżej wzór. Krzywa ta na części rosnącej leży w prawo od krzywej 1 i dlatego punkt A przedstawia większy wydatek niż punkt A', dla tej samej wartości ciśnienia doładowania. Wynika z tego, że turbosprężarka w punkcie A, który określa odcięta (czas rozpędzania) powinna podać ilość powietrza przedstawioną przez punkt A' (o 1 większej wartości wydatku), co jest nie do przyjęcia, gdyż w takim przypadku nienadążanie turbosprężarki jeszcze by wzrosło. Wykorzystując równanie stanu gazu, można wyznaczyć punkt A'' leżący na tej samej odciętej co punkt A (ten sam czas rozpędzania), w którym masowy wydatek powietrza będzie równy wydatkowi w punkcie A.

Do tego celu wystarczy znać przebieg zmian temperatury powietrza podawanego przez sprężarkę w procesie rozpędzania, który można zarejestrować oscylografem podczas badań na stanowisku bezwładnościowym. W ten sposób, znając pozostałe wielkości występujące w równaniu stanu gazu, należy wyznaczyć punkt A'', tj. ciśnienie "p" powietrza podanego przez sprężarkę.

$$p = \frac{\dot{G} \cdot R T}{V} \cdot 10^{-3} \quad [\text{kPa}], \quad (5.5.)$$

gdzie:

$\dot{G}$ - [kg/s], - wymagana masa powietrza, która zapewni pełne spalanie każdorazowo wtrysniętej dawki paliwa (odpowiada punktowi A'),

R - $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$, - stała gazowa powietrza,

T - [K], - temperatura powietrza w turbosprężarce (mierzona podczas rozpędzania dla rzędnej, na której leżą punkty A i A''),

$\dot{V}$ - [m³/s], - wydatek turbosprężarki w procesie rozpędzania (odpowiadający rzędnej punktów A i A'').

Postępując w opisany wyżej sposób wyznaczono krzywą 3 na rysunku 5.5., która przedstawia masowe wydatki powietrza zapewniające silnikowi pełne spalanie wtrysniętych każdorazowo dawek paliwa, a tym samym wymagany przebieg rozpędzania turbosprężarki. Ponieważ krzywa 3 jest

bardziej stroma od krzywej 1, zatem turbosprężarka musi mieć większe przyspieszenie.

W ten sposób, znając przebieg rozpędzania turbosprężarki, można wyznaczyć jej wymagane przyspieszenia. O ile znana jest zależność funkcyjna między masowym momentem bezwładności wirnika turbosprężarki a jej przyspieszeniem w procesie rozpędzania, pozwala ona na wyliczenie wartości momentu bezwładności zapewniającego turbosprężarce odpowiednie przyspieszenie, a tym samym nadążanie w podawaniu powietrza niezbędnego silnikowi podczas rozpędzania.

Przykład zastosowania metody

Przy pomocy opisanej metody dokonano doboru dynamicznego turbosprężarki Eberspächer 23350/3/3KN do opisanego wcześniej ciągnikowego silnika wysokoprężnego z wtryskiem bezpośrednim. Chodziło o to, by turbosprężarka ta zapewniała wystarczające wydatki powietrza do spalania wtrysniętych dawek paliwa podczas rozpędzania silnika.

Podczas badań wspomnianego silnika na hamowni nie stwierdzono nadmiernego zadymienia spalin przy powolnej zmianie obciążeń i prędkości obrotowych silnika wywołanej hamulcem wodnym. Podczas gwałtownego przyspieszenia silnika na stanowisku bezwładnościowym zadymienie spalin przekraczało dopuszczalne wartości o około 70%, co świadczy o chwilowym niedomiarze powietrza podanego przez sprężarkę.

Zależność między przyspieszeniem a masowym momentem bezwładności wirnika turbosprężarki Eberspächer 23350/3/3KN określono podczas badań silnika dołączanego na stanowisku bezwładnościowym. Dla uniknięcia wpływu innych czynników niż moment bezwładności badania przeprowadzono przy użyciu jednego rodzaju oleju silnikowego, utrzymując stały zakres zmian jego ciśnienia podczas przyspieszania układu oraz niezmienny stan cieplny silnika (stała temperatura oleju i wody chłodzącej). Wpływ parametrów powietrza zasysanego przez sprężarkę na jej wydatek, przyspieszenie i temperaturę spalin został uwzględniony przez ich redukcję do stałych warunków ($T_0 = 295 \text{ K}$, $p_0 = 1,004 \text{ MPa}$ i $\varphi = 60^\circ$).

Zachowanie tych wymagań pozwoliło na wyznaczenie zależności funkcyjnej $\varepsilon = F(J)$ przyspieszenia turbosprężarki od masowego momentu bezwładności jej wirnika.

Przez wrysowanie w obszar charakterystyki statycznej turbosprężarki Eberspächer 23350/3/3KN przebiegu jej rozpędzania na stanowisku bezwładnościowym dla założonego sprężu $\overline{\eta} = 1,2$, otrzymano krzywą 1 z rysunku 5.5, przy czym masowy moment bezwładności wirnika wynosił $I = 1,1019 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 (11,2334 \text{ G cm s}^2)$.

Biorąc pod uwagę czas rozpędzania turbosprężarki od prędkości minimalnej do uzyskania prędkości maksymalnej, wyznaczono jej średnie przyspieszenie kątowe $\varepsilon = 5,721 \text{ 1/s}^2$. Zgodnie z założeniami opisanej metody rozpędzanie turbosprężarki powinno przebiegać wg krzywej 3 i obliczone dla niej w analogiczny sposób przyspieszenie wynosi $\varepsilon = 7,18 \text{ 1/s}^2$.

Znając z opisanych wyżej badań zależność empiryczną:

$\varepsilon = 5,344 - 2,891 (I - 11,3553) \text{ 1/s}^2$, można wyznaczyć wartość masowego momentu bezwładności wirnika turbosprężarki Eberspächer 23350/3/3KN zapewniającą wymagane wydatki powietrza silnikowi podczas jego pracy w warunkach trakcyjnych:

$$7,18 = 5,344 - 2,891 (I - 11,3553) .$$

stąd

$$I = 10,7 [\text{G cm s}^2] \quad \text{tj.} \quad 1,0496 [\text{kg m}^2] .$$

Obliczony moment bezwładnościowy można osiągnąć zmniejszając moment bezwładności wirnika fabrycznego o 4,7%, tj. jego masę o 2,4%. Jak więc widać z przytoczonego przykładu dla dokonania doboru dynamicznego turbosprężarki niezbędna jest znajomość:

- wymaganego przyspieszenia silnika,
- wymaganego przyspieszenia turbosprężarki,
- masowego momentu bezwładności wirnika turbosprężarki.

5.3. Dobór długości przewodów dolotowych przy doładowaniu dynamicznym

Dla uzyskania efektu doładowania dynamicznego niezbędne jest określenie długości przewodu dolotowego i jego średnicy. Przez długość przewodu dolotowego rozumie się odległość mierzoną po osi przewodu między wlotem przewodu do kolektora lub wolnym końcem przewodu, a położeniem dna grzybka zaworu dolotowego w stanie zamkniętym. Średnica przewodu jest najczęściej określona przez średnicę tego przewodu na wlocie do głowicy, choć w niektórych przypadkach stosuje się przewody zwężające stożkowo od wlotu do kolektora i średnica na wlocie do głowicy jest wtedy jedną ze średnic pośrednich.

Istnieje cały szereg metod doboru długości przewodu dolotowego dla uzyskania efektu doładowania dynamicznego, przy czym do najprostszych należą:

wzór firmy Chrysler
$$L_D = \frac{6 a_0}{n} \pm 0,975 \text{ [m]}, \quad (5.5.)$$

wzór firm francuskich
$$L_D = \frac{2574}{n} \text{ [m]}, \quad (5.7.)$$

gdzie: n - prędkość obrotowa silnika, przy której chcemy uzyskać efekt doładowania dynamicznego $\left[\frac{1}{\text{min}} \right]$,

a_0 - miejscowa prędkość dźwięku $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$.

Wyniki uzyskiwane przy pomocy tych wzorów są bardzo zbliżone do siebie, choć nie uwzględniają wielu parametrów.

Z metod bardziej skomplikowanych przystosowanych do wykorzystania ETO należy wyróżnić metodę opracowaną przez D.M. TSAI opartą o pięć bezwymiarowych współczynników:

- stosunek objętości przewodu dolotowego do objętości cylindra,
- stosunek pola powierzchni przekroju gniazda zaworowego do powierzchni przekroju cylindra,
- stosunek długości korbowału do promienia wykorbienia,
- stosunek ciśnienia w cylindrze w momencie rozpoczęcia okresu napełnienia do ciśnienia na wlocie do przewodu dolotowego,
- iloczyn długości przewodu dolotowego i prędkości obrotowej silnika.

M.A. LITYŃSKI opracował metodę określenia wymiarów geometrycznych przewodu dolotowego w oparciu o:

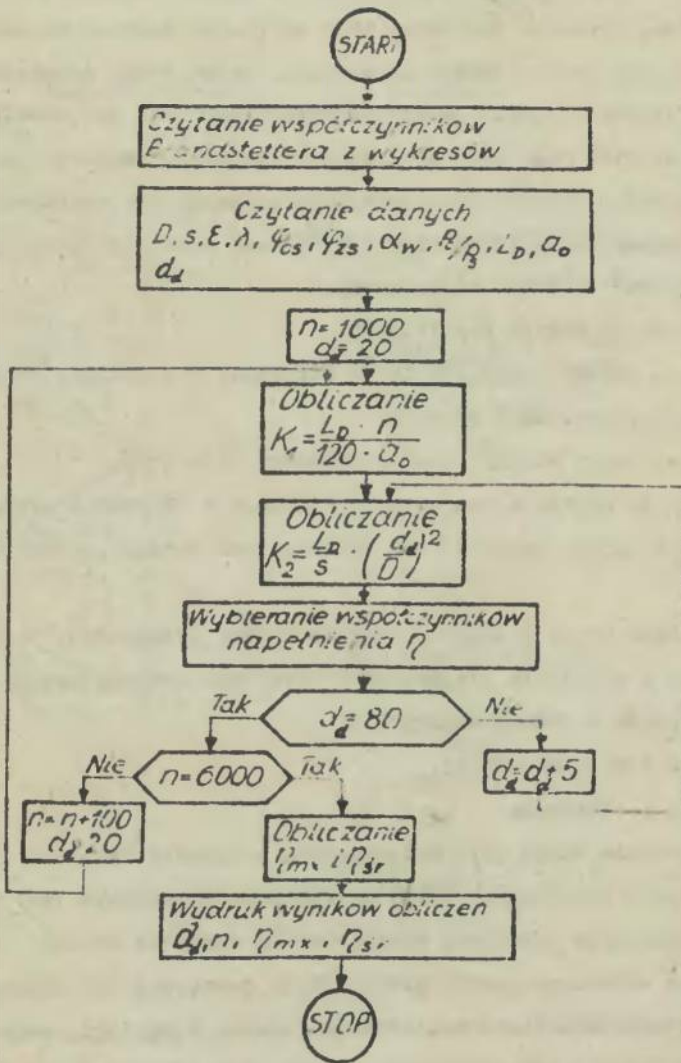
- określenie charakteru drgań w układzie dolotowym,
- zależności okresu drgań swobodnych od długości przewodu dolotowego i prędkości obrotowej silnika.

W oparciu o metodę bezwymiarowych współczynników M. BRANDSTETTERA autor tego skryptu opracował metodę doboru wymiarów geometrycznych układu dolotowego dla silników wielocylindrowych przy wykorzystaniu ETO. Algorytm tego programu przedstawia rysunek 5.6.

Oznaczenia parametrów na algorytmie:

- D - średnica cylindra - [mm],
- s - skok tłoka - [mm],
- L_D - długość przewodu dolotowego - [mm],
- d_d - średnica przewodu dolotowego - [mm],
- ε - stopień sprężania,
- λ - współczynnik długości korbowału,
- φ_{os} - kąt otwarcia zaworu dolotowego przed ZK^0 ,
- φ_{zs} - kąt zamknięcia zaworu dolotowego po ZK^0 ,
- α_w - liczba przepływu przy wlocie do przewodu dolotowego,
- p_c/p_s - stosunek ciśnienia w cylindrze do ciśnienia ssania,
- a_0 - prędkość dźwięku w warunkach normalnych [m/s],

Dla wstępnej oceny długości przewodu dolotowego w pełni wystarczające są wzory (5.6 i 5.7).



Rys.5.6. Algorytm programu Siguranza

5.4. Dobór doładowarki typu Comprex

Przebieg procesów zachodzących w sprężarce Comprex najłatwiej jest obliczyć przy pomocy metody graficznej. Można wtedy przedstawić w poglądowy sposób "rozkład jazdy" poszczególnych fal jak również poszczególnych cząstek gazu oraz ich stany (ciśnienie, temperatura, prędkość).

W przypadku dokładnego rozwiązania procesów nie można dokonać obliczeń na podstawie kilku niesciągłych fal, lecz krzyżujących się fal należy wybrać zależnie od potrzeby:

- o dużych lub małych amplitudach.

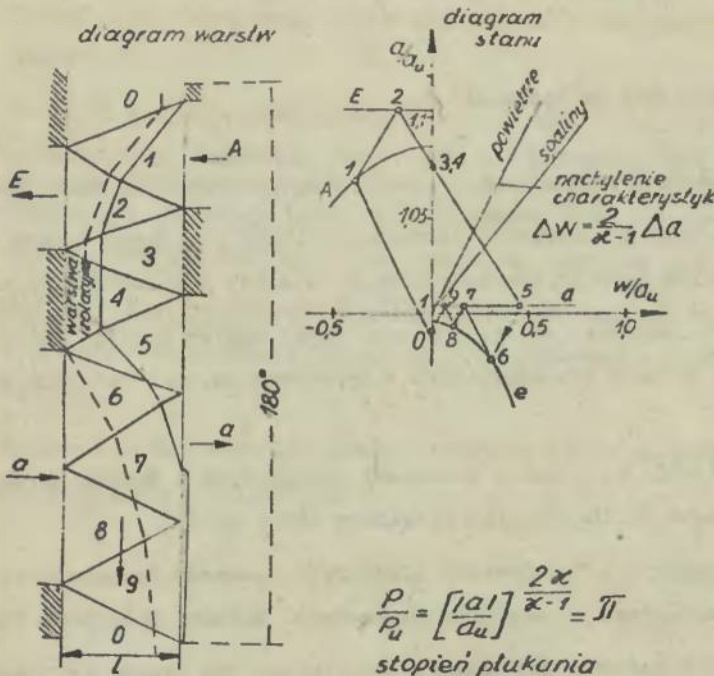
Oczywiście należy wziąć pod uwagę wszystkie występujące straty, tzn.:

- tarcie w przegrodach wirnika,
- wymiana ciepła między gazem a ściankami przegród,
- wynikłe na skutek stopniowego otwierania i zamykania przegród,
- przepływu przez Comprex (nie wykorzystana energia kinetyczna gazów itp.),
- dynamiczne (przy wpadaniu czynnika między przegrody),
- wynikłe z odbijania cząsteczek w warstwach izolacyjnych (przejściowych) gazów o różnej entropii,
- wynikłe z nieszczelności,
- wynikłe z mieszania.

Oszacowanie strat jest w konkretnym przypadku bardzo złożone, ponieważ wpływ określonych strat na dokładność rachunku jest duży i tylko w nielicznych wypadkach uzyskiwane są dokładne wyniki. Obliczenia dotyczące wybranego punktu pracy należy powtarzać tak długo, aż warunki początkowe i końcowe cyklicznego procesu będą takie same.

Z racji dużej pracochłonności proces sprężania w Comprexie powinno wykonywać się przy użyciu ETO. Dla uproszczenia postępowania jedno z takich obliczeń wykonano przy użyciu metody graficznej i uzyskano diagram fal prostego wymiennika ciśnień. Jeśli ograniczymy się jedynie do kilku lub nawet do jednej fali "głównej", będziemy mogli szybko wykonać tzw. szkielec. Diagram szkieletowy jest mimo grubych uproszczeń bardzo cenny, można z jego pomocą przejrzysto przedstawić główne

przebiegi fal. Diagram ten przedstawiono na rysunku 5.7.



$$\frac{p}{p_u} = \left[\frac{1+a}{a_u} \right]^{\frac{2\kappa}{\kappa-1}} = \pi$$

stopień płukania

$$\lambda_s = m_e/m_e$$

$$T_A = 800 \text{ K}$$

$$\pi_E = 2,0$$

$$\lambda_s = 1,52$$

$$T_A = 1,79$$

$$\Delta \pi_{eA} = 0,05$$

Rys.5.7. Diagram szkieletowy sprężarki Compress C 110 ETH w punkcie obliczeniowym ciśnienia

Ważniejsze parametry przedstawione na diagramie:

π - spręż,

λ_s - stopień płukania,

$\Delta \pi$ - różnica wysokich ciśnień,

T_A - temperatura spalin o wysokim ciśnieniu,

A - wysokie ciśnienie po stronie spalin,

- a - niskie ciśnienie po stronie spalin,
- E - wysokie ciśnienie po stronie powietrza,
- e - niskie ciśnienie po stronie powietrza.

Spis literatury do rozdziału 5

1. Bernhardt M.: Doładowanie silników spalinowych. WK, Warszawa 1959
2. Ciesielski R.: Niektóre doświadczenia HCP dotyczące doboru turbo - sprężarek do silników spalinowych. Silniki Spalinowe 1967, nr 2
3. Chudziasek R.: Graficzna metoda oceny wpływu różnych parametrów na pracę silnika wysokoprężnych z doładowaniem. Referat SIMP, Warszawa 1970
4. Kuźakowski S.: Badanie własności statycznych i dynamicznych turbo - sprężarki HP210. Silniki Spalinowe 1970, nr 3
5. Kuźakowski S.: Modelowanie niektórych procesów dynamicznych silnika spalinowego na maszynie analogowej. Silniki Spalinowe 1967, nr 3
6. Löhr J.: Beiträge zur Abgastruboufladung von Lastwagen Dieselmotoren. ATZ 1970, nr 2
7. Myszkowski J.: Próby doładowania wysokoobrotowego silnika wysokoprężnego. Silniki Spalinowe 1970, nr 3
8. Myszkowski J.: Studium wpływu parametrów geometrycznych układu dolotowego tłokowego silnika spalinowego na jego napełnienie i elastyczność. Szczecin 1986
9. Myszkowski J.: Badania właściwości dynamicznych szybkoobrotowego silnika wysokoprężnego z doładowaniem turbosprężarkowym. Silniki Spalinowe 1972, nr 2
10. Myszkowski J.: Dobór turbosprężarki do szybkoobrotowego silnika wysokoprężnego. Silniki Spalinowe 1974, nr 1
11. Pfleghaar A.: Entwicklung von Abgasturboladern für Fahrzeugmotoren. Automobil Industrie 1959, nr 5

12. Sperber R.: Leistungsteigerung von Viertakt Dieselmotoren durch Aufladung. Dieselmotoren Nachrichten 1963, nr 1
13. Wajand J.A.: Doładowanie tłokowych silników spalinowych. WNT, Warszawa 1962
14. Wisłocki K.: Zagadnienia współpracy silnika i turbosprężarki w nieustalonych warunkach pracy. Silniki Spalinowe 1982, nr 1-2
15. Wunsch A.: Aufladung von Fahrzeugdieselmotoren mit dem Abgasturbolader und mit der Druckwellenmaschine Comprex. MTZ 1970, nr 1
16. Zellbeck G.: Verschieden Möglichkeiten der Anpassung eines Abgasturboladers radiadler Bauart an einem Fahrzeug - Dieselmotor. ATZ 1959, nr 6
17. Zinner K.: Das Beschleunigungs-verhalten des Dieselmotors mit Abgasturbolader. MTZ 1952, nr 2

6. OPISY WYBRANYCH SILNIKÓW Z RÓŻNYMI RODZAJAMI DOŁADOWANIA

W rozdziale tym przedstawiono przykłady kilku silników z różnymi rodzajami doładowania i na ich przykładzie pokazano wpływ rodzaju doładowania na parametry robocze silnika. Jednocześnie w każdym z omawianych przypadków podano współczynnik elastyczności silnika, który mówi o jego zdolności przystosowania się do zmiennych obciążeń i prędkości obrotowych oraz wpływa na eksploatacyjne zużycie paliwa.

SILNIK SW 680

Rzędowy, chłodzony wodą, z wtryskiem bezpośrednim

ilość cylindrów	1 - 6,
średnica cylindra	D - 127 mm,
skok tłoka	s - 146 mm,
objętość skokowa	$V_{ss} - 11100 \text{ cm}^3$,
stopień sprężania	$\epsilon - 15,75$,
moc znamionowa wersji podstawowej	$N_e - 147 \text{ kW}$ przy $2200 \frac{1}{\text{min}}$,
moment obrotowy	$M_o - 696,5 \text{ Nm}$ przy $1400 \frac{1}{\text{min}}$.

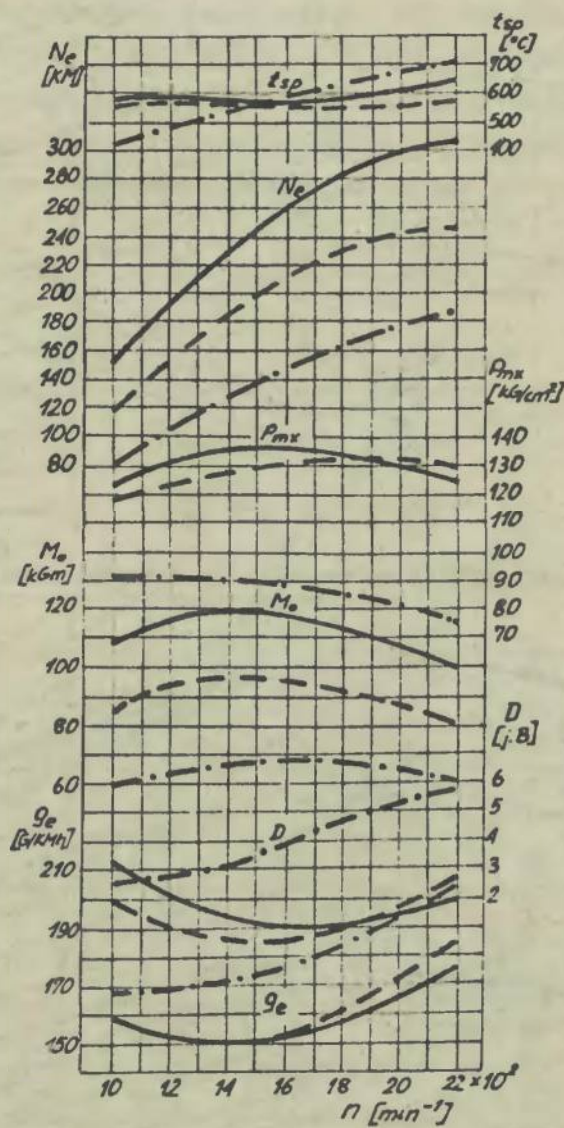
W wersji produkcyjnej silnik uzyskiwał nieco niższą moc w granicach 137 do 142 kW.

W wersji podstawowej trakcyjnej silnik ma oznaczenie SW 680/1.

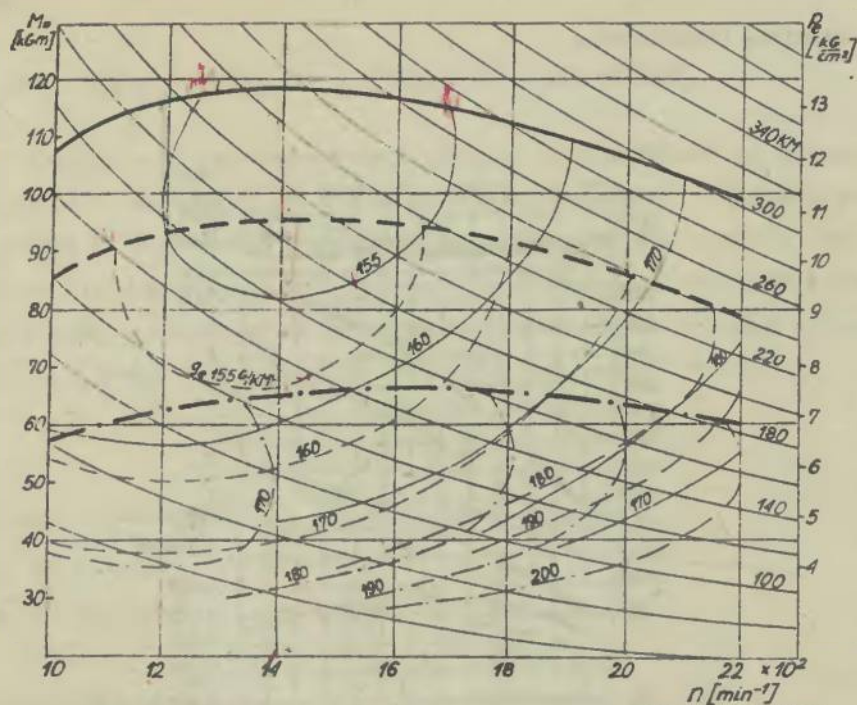
Doładowanie turbosprężarkowe

Dla doładowania zastosowano turbosprężarki WSK Rzeszów produkowane na licencji firmy Holset o oznaczeniu 4 LE; 4MD; 4-550/2,24. Na wykresie charakterystyki zewnętrznej (rys.6.1) przedstawiono przebieg zmian parametrów roboczych silnika przy dwóch stopniach doładowania na tle parametrów silnika wolnossącego. Korzyści płynące z doładowania znacznie bardziej widoczne są na charakterystyce uniwersalnej (rys.6.2.) i charakterystyce uniwersalnej dymienia (rys.6.3.). Widać tam wyraźnie obszary szczególnie korzystne dla pracy silnika ze względu na dwa bardzo istotne wskaźniki, jakimi są ekonomiczność pracy i ochrona

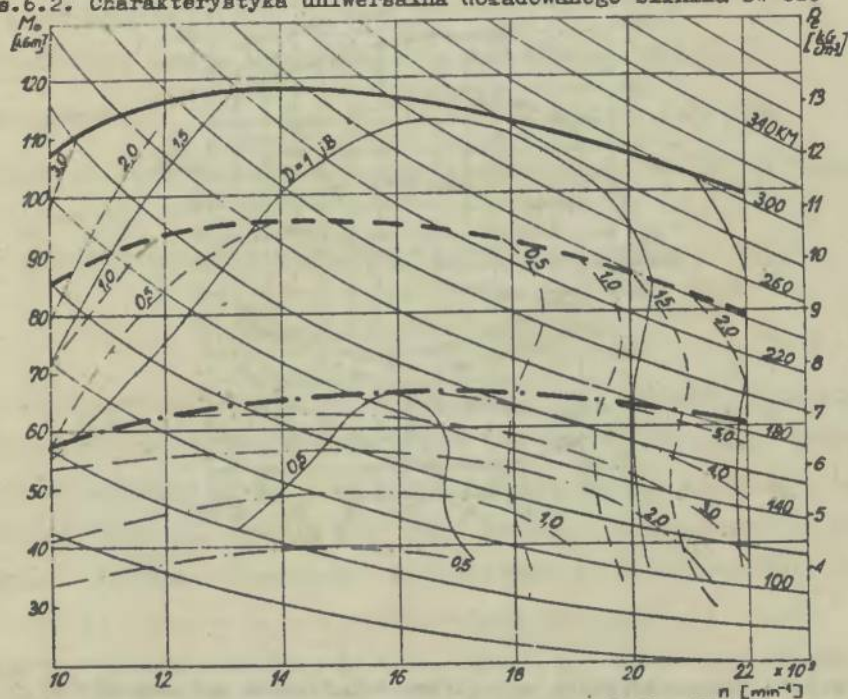
środowiska naturalnego.



Rys.6.1. Charakterystyka zewnętrzna doładowania silnika Synchroniczny S 680



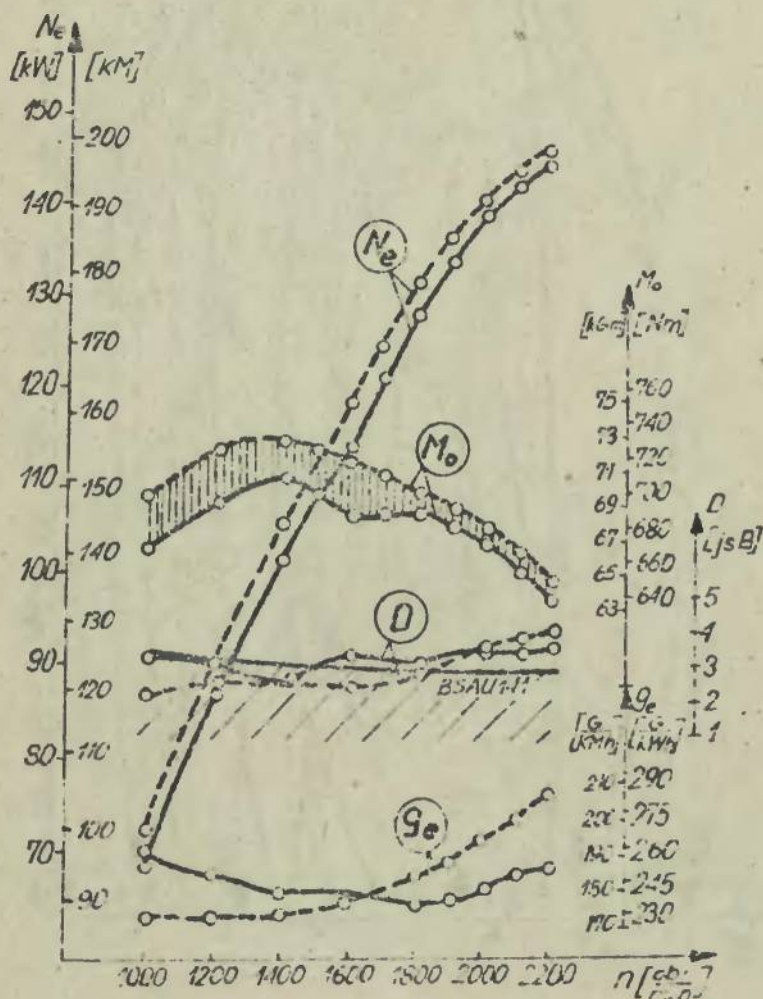
Rys.6.2. Charakterystyka uniwersalna doładowanego silnika SW 680



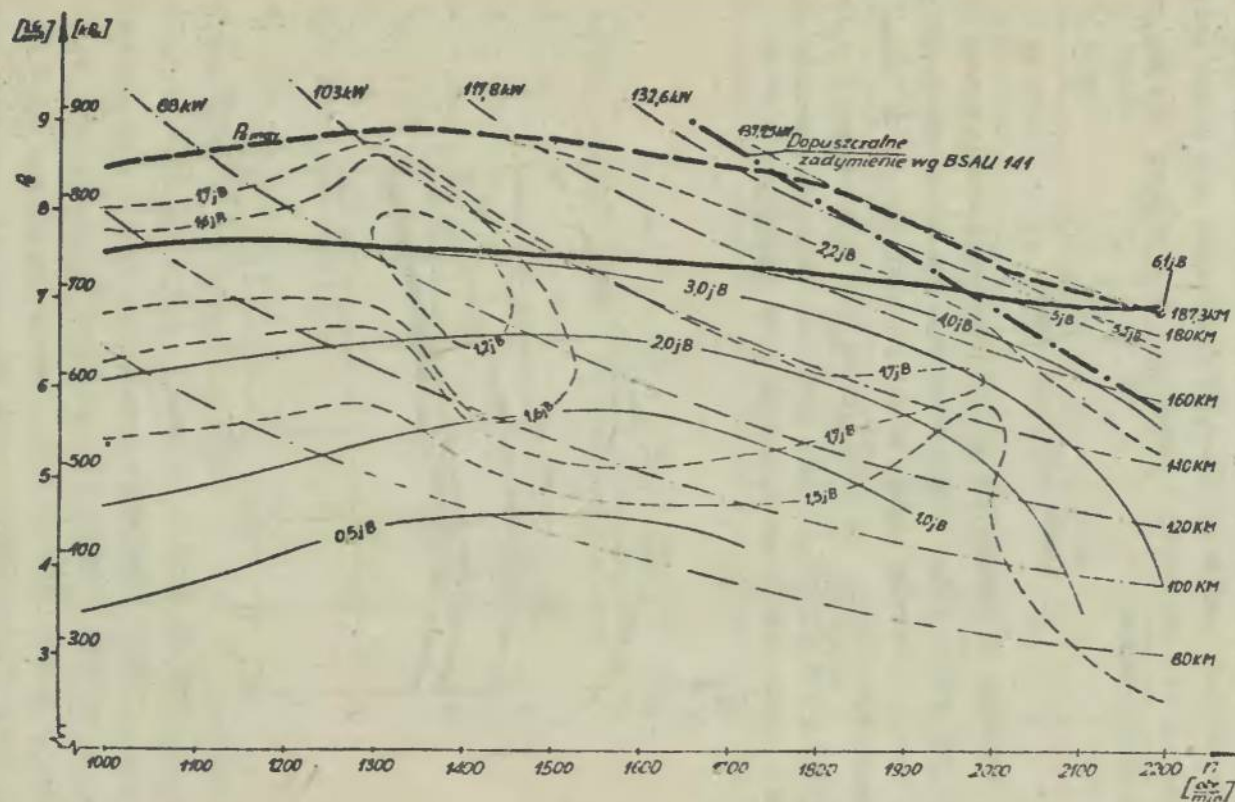
Rys.6.3. Uniwersalna charakterystyka dymienia silnika SW 680

Doładowanie dynamiczne

Doładowanie to z natury rzeczy nie przynosi tak spektakularnych efektów jak turbodoładowanie, jednak wpływa w dość skuteczny sposób na poprawę elastyczności silnika dzięki przemieszczeniu maksimum momentu obrotowego w kierunku niższych prędkości obrotowych. Charakterystykę zewnętrzną silnika SW 680 doładowanego dynamicznie przedstawia rysunek 6.4, natomiast charakterystykę uniwersalną oraz dymienia rysunki 6.5. i 6.6.



Rys.6.4. Charakterystyka zewnętrzna silnika SW 680 doładowanego dynamicznie

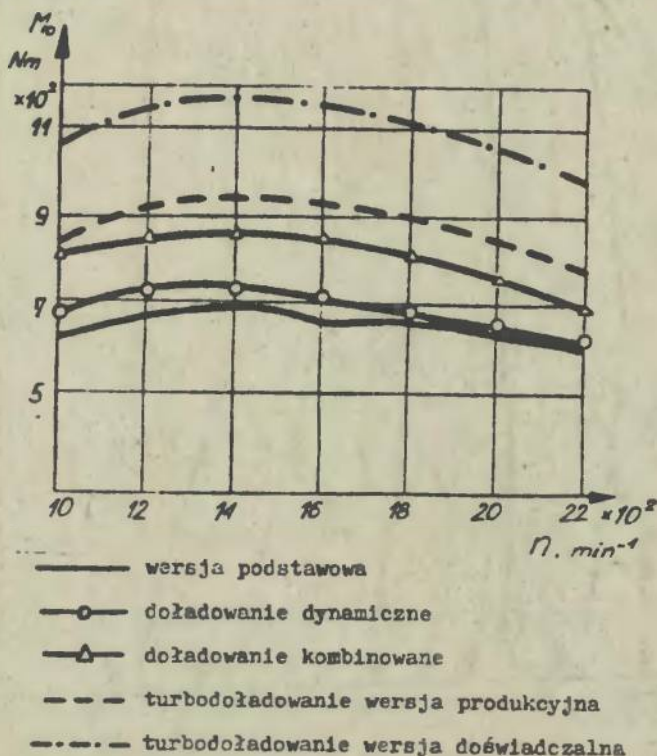


Rys.6.6. Uniwersalna charakterystyka dymienia silnika S4 680 dokładowanego dynamicznie

Z charakterystyk tych widać, że nastąpił przyrost momentu obrotowego w rejonie niskich i średnich prędkości obrotowych silnika. Przesunięcie maksimum momentu obrotowego i zwiększenie pola podaży momentu powodują, że współczynnik elastyczności jest większy niż dla silnika turbodoładowanego.

Doładowanie kombinowane

Przedstawione na rysunku 6.7 wyniki doładowania kombinowanego silnika SW 680 dotyczą jedynie badań wstępnych, bez chłodzenia powietrza doładowującego, niemniej jednak są na tyle zachęcające, że można je było przedstawić. Rokują one nadzieję, że przy dopracowaniu tego systemu będzie można uzyskać znaczące rezultaty. Zbiorcze rezultaty doładowania opisanych silników przedstawiono w tabeli 6.1.



Rys.6.7. Przebieg krzywych momentu obrotowego silnika SW 680 z doładowaniem kombinowanym na tle innych rodzajów doładowania

Tabela 6.1.

Parametry silników SW 680

Wersja silnika	N_e kW	n_H 1/min	M_{max} Nm	n_M 1/min	M_H Nm	Wsp.elastycz- ności E
SW 680/1	147	2200	695,5	1400	627,8	1,74
SW 680/17	178	2200	941,8	1400	784,8	1,88
SW 680/I	226	2200	1167,4	1400	981,0	1,86
SW 680/1/M	147	2200	735,0	1300	650,0	1,91
SW 680/17/MSM	178	2200	854,4	1400	697,9	1,92

Silnik SW 400 (6C107)

Rzędowy, chłodzony wodą z wtryskiem bezpośrednim

i - 6,

D - 107,19 mm,

s - 120,65 mm,

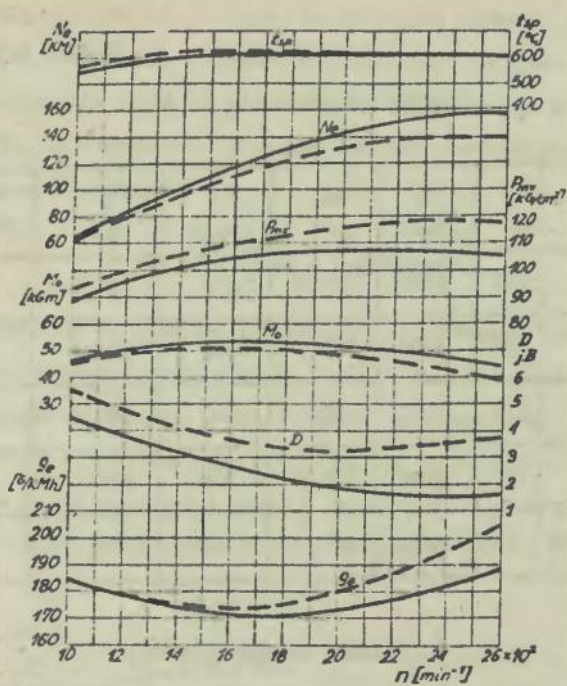
$V_{ss} - 6.540 \text{ cm}^3$,

$\varepsilon - 16$,

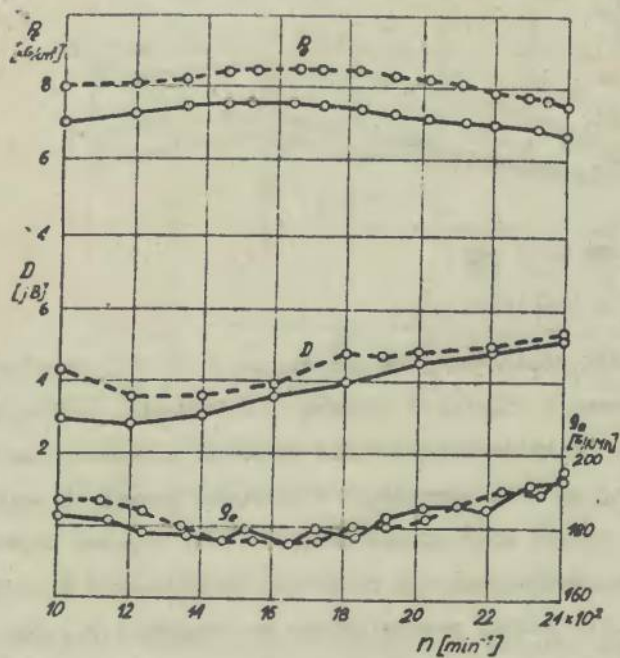
$N_e - 92 \text{ kW}$ przy $2400 \frac{1}{\text{min}}$,

$M_0 - 406,7 \text{ Nm}$ przy $1600 \frac{1}{\text{min}}$.

Silnik w wersji doładowanej ma oznaczenia 6 CT 107. Przebieg zmian parametrów roboczych silnika w wyniku doładowania turbosprężarkowego przedstawiono na rysunku 6.8. Widać wyraźnie przemieszczanie się maksimum krzywej momentu obrotowego w kierunku rosnących prędkości obrotowych jak i wzrost mocy znamionowej, co jest objawem typowym dla turbodoładowania. Prowadzono też prace nad doładowaniem dynamicznym tego silnika, których wyniki przedstawiono na rysunku 6.9., choć nie znalazły one zastosowania eksploatacyjnego.



Rys.6.8. Charakterystyka zewnętrzna turbodoładowanego silnika 6CT107



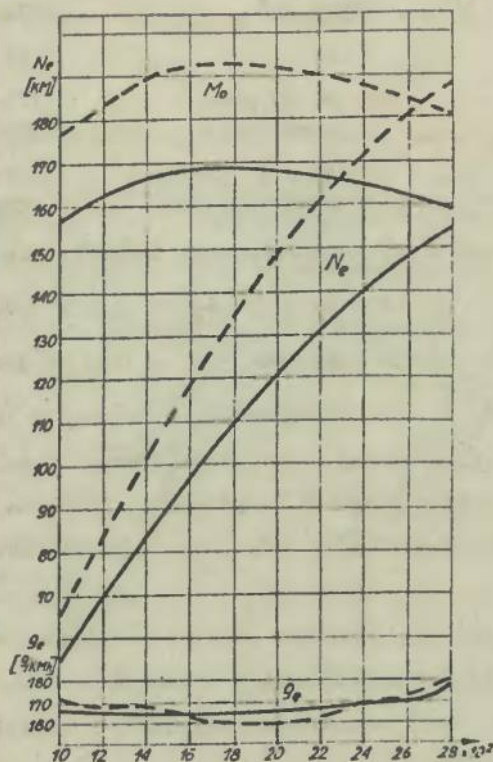
Rys.6.9. Doładowanie dynamiczne silnika SW 400

SILNIK 359

Rzędowy, chłodzony wodą, z wtryskiem bezpośrednim

- 1 - 6,
- D - 110 mm,
- s - 120 mm,
- V_{ss} - 6842 cm³,
- ε - 17,
- N_e - 110 kW przy 2800 $\frac{1}{min}$,
- M_o - 432 Nm przy 1800 - 2100 $\frac{1}{min}$.

Po doładowaniu turbosprężarkowym silnik ten o oznaczeniu R6ND osiągnął moc ok. 133 kW, a jego charakterystyka zewnętrzna na tle charakterystyki silnika wolnossącego przedstawiona jest na rysunku 6.10.



Rys.6.10. Doładowanie turbosprężarkowe silnika 359

Widać na niej charakterystyczny dla tego typu doładowania przyrost mocy i momentu obrotowego w kierunku rosnących prędkości obrotowych. Silnik ten nie został dotychczas wprowadzony do eksploatacji.

Czynione są też próby zastosowania doładowania kombinowanego do tego silnika, lecz z uwagi na dolotowy kanał skrętny uzyskanie efektu doładowania jest na tyle trudne, że sam twórca doładowania kombinowanego Gyula Cser nie może sobie z tym poradzić.

SILNIK CSEPEL

Rzędowy, chłodzony wodą z wtryskiem do komory wstępnej

Odmiana	D-613	D-614
i	6	6
D	110 mm	112 mm
s	140 mm	140 mm
V_{ss}	7990 cm ³	8276 cm ³
ϵ	21	19
N_e	92 kW przy 2200 1/min	107 kW przy 2300 1/min
M_o	422 N m przy 1500 1/min	481 N m przy 1500 1/min

Parametry silnika w wyniku doładowania zmieniły się następująco:

N_e	125 kW przy 2300 $\frac{1}{min}$	132 kW przy 2300 $\frac{1}{min}$
M_o	559 Nm przy 1500 $\frac{1}{min}$	598 Nm przy 1500 $\frac{1}{min}$

Na rysunku 6.11. przedstawiono charakterystykę zewnętrzną silnika D-614 w wersji wolnossącej i turbodoładowanej. Pokazano przyrost mocy i momentu obrotowego w wyniku doładowania, natomiast poprawę ekonomiczności pracy tego silnika widać na charakterystyce uniwersalnej (rys. 6.12.)

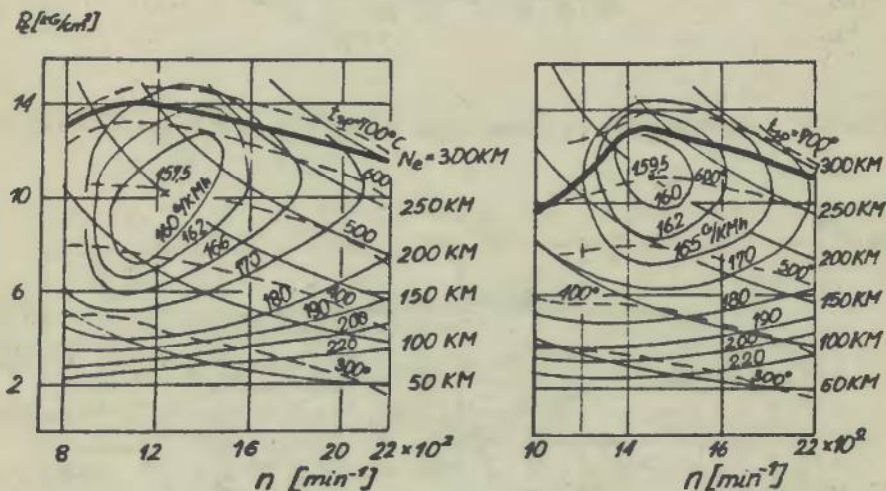
Do doładowania tych silników użyto turbosprężarek Holset 3D i 3LEV-354/2.6. Jak widać z przytoczonych rysunków turbodoładowanie jest również skutecznym środkiem poprawy parametrów roboczych dla silników z wtryskiem komorowym.

SILNIK SAURER DK

Rzędowy, chłodzony wodą z wtryskiem bezpośrednim

- 1 - 6,
- D - 128 mm,
- s - 140 mm,
- $V_{ss} - 11150 \text{ cm}^3$,
- $N_e - 154 \text{ kW przy } 2200 \frac{1}{\text{min}}$.

Silnik ten doładowano sprężarką COMPREX i po doładowaniu uzyskał on moc 220 kW. Rysunek 6.13. przedstawia charakterystykę uniwersalną tego silnika na tle charakterystyki uniwersalnej silnika DK turbodoładowanego.



Rys.6.13. Charakterystyka uniwersalna silnika SAURER DK z doładowaniem Comprex

Z porównania obydwu tych charakterystyk widać korzystny wpływ doładowania COMPREX wyrażający się:

- przenieszeniem maksimum momentu obrotowego z $1400 \frac{1}{\text{min}}$ do $1100 \frac{1}{\text{min}}$,
- obniżeniem jednostkowego zużycia paliwa z 217 g/kWh ($159,59 \text{ g/kWh}$)

do 214 g/kWh (157,5 g/kWh),

- powiększeniem pola najmniejszego zużycia paliwa na charakterystyce.

Wszystkie te korzyści uzyskano przy zadymieniu spalin nie przekraczającym 1 jedn. Boscha w całym zakresie użytecznych prędkości obrotowych.

Czynione też są próby doładowania w tym systemie silników samochodów osobowych, lecz ogólnie rzecz biorąc, producenci uważają za przedwczesne masowe wprowadzanie doładowania COMPREX.

SILNIK SAURER D2KT

Rzędowy, chłodzony wodą z wtryskiem bezpośrednim, turbodoładowany:

i - 6,

D - 130 mm,

s - 150 mm,

V_{ss} - 11950 cm³,

ξ - 16,1,

N_e - 224 kW przy 2200 $\frac{1}{min}$,

M_o - 1180 Nm przy 1400 $\frac{1}{min}$.

W modelu z doładowaniem kombinowanym oznaczonym D4KT uzyskano przyrost momentu obrotowego z 1180 Nm do 1374 Nm, tj. o 16,5% i prawie stałą moc w zakresie prędkości obrotowej od 1400 do 2200 $\frac{1}{min}$ przy zadymieniu spalin nie przekraczającym 1,5 jednostek Boscha.

SILNIK MAN D 2566 M

Rzędowy, chłodzony wodą z wtryskiem bezpośrednim:

i - 6,

D - 125 mm,

s - 155 mm,

V_{ss} - 11413 cm³,

ξ - 18,

N_e - 177 kW przy 2200 $\frac{1}{min}$,

M_0 - 830 Nm przy 1600 $\frac{1}{\text{min}}$.

W wersji turbodoładowanej silnik ten ma oznaczenie MT, a z doładowaniem kombinowanym MK, przy czym w obu tych przypadkach obniżono stopień sprężania silnika do 17.

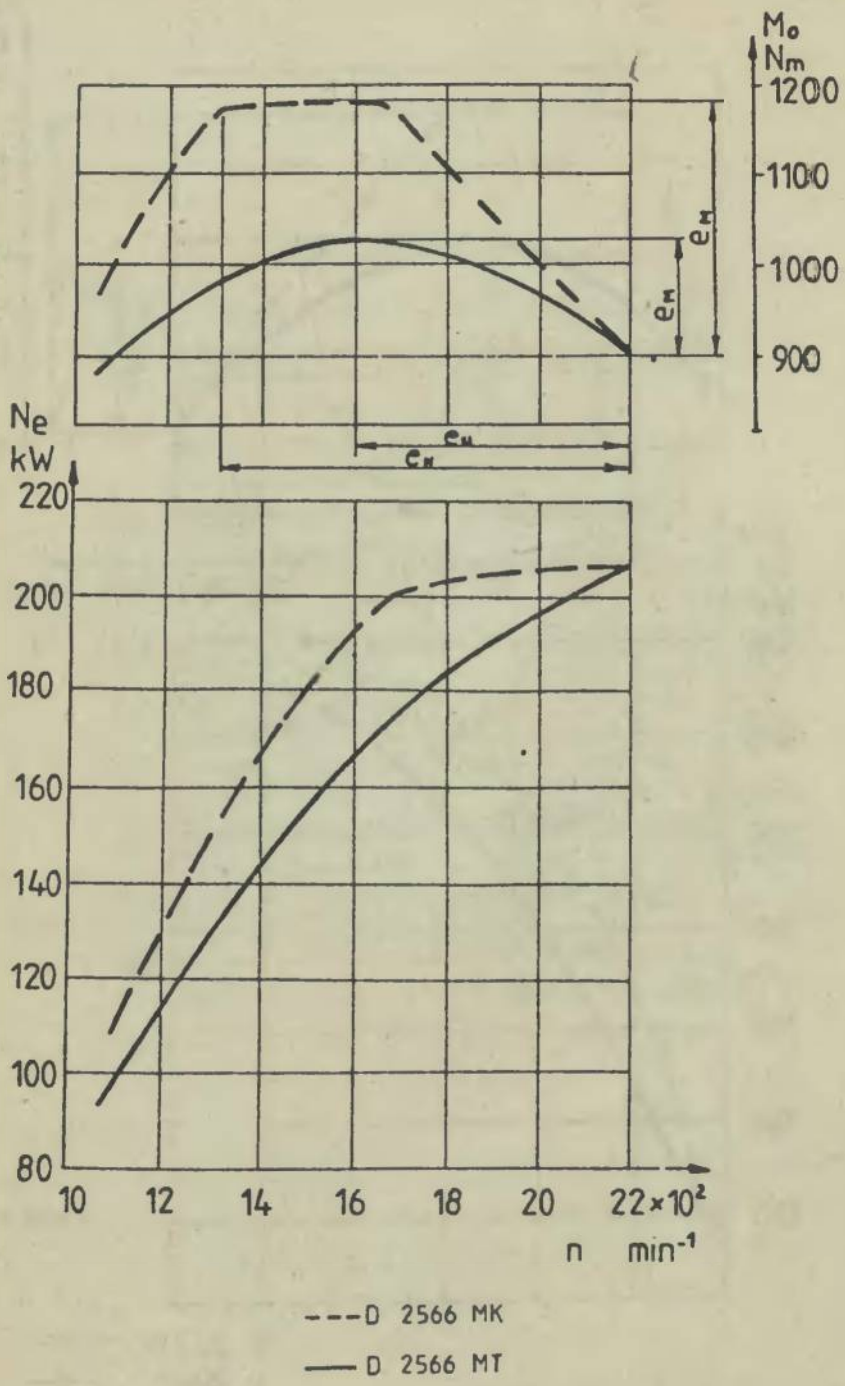
Tabela 6.2.

Zmiany parametrów roboczych silnika MAN D 2566 M w procesie doładowania

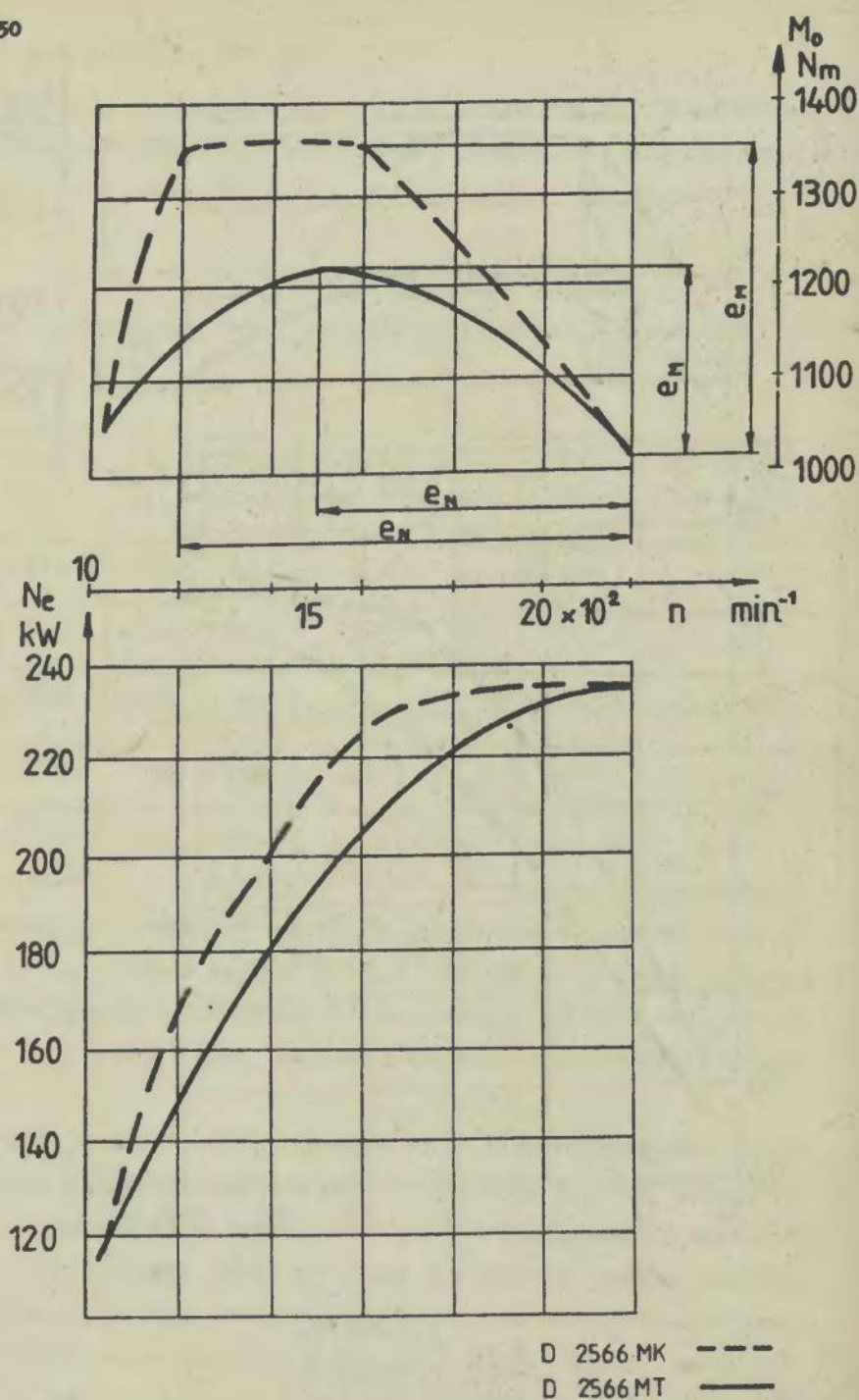
Wersja silnika	N_e kW	n_N 1/min	M_{max} Nm	n_M 1/min	M_N Nm	wsp.elastyczności E
D 2566 M	177	2200	830	1600	768,7	1,512
D 2566 I MT	206	2200	1030	1500	894,6	1,581
D 2566 I MK	206	2200	1160	1300 1600	894,6	2,216
D 2566 II MI	235	2200	1220	1500	1020,6	1,759
D 2566nII MK	235	2200	1350	1200 1600	1020,6	2,438

W tabeli 6.2. przedstawiono zmiany parametrów charakterystycznych silnika w dwu wersjach każdego rodzaju doładowania, natomiast przebieg zmian wyżej wspomnianych parametrów na charakterystykach zewnętrznych (rysunki 6.14 i 6.15) oraz charakterystykach uniwersalnych (rysunek 6.16).

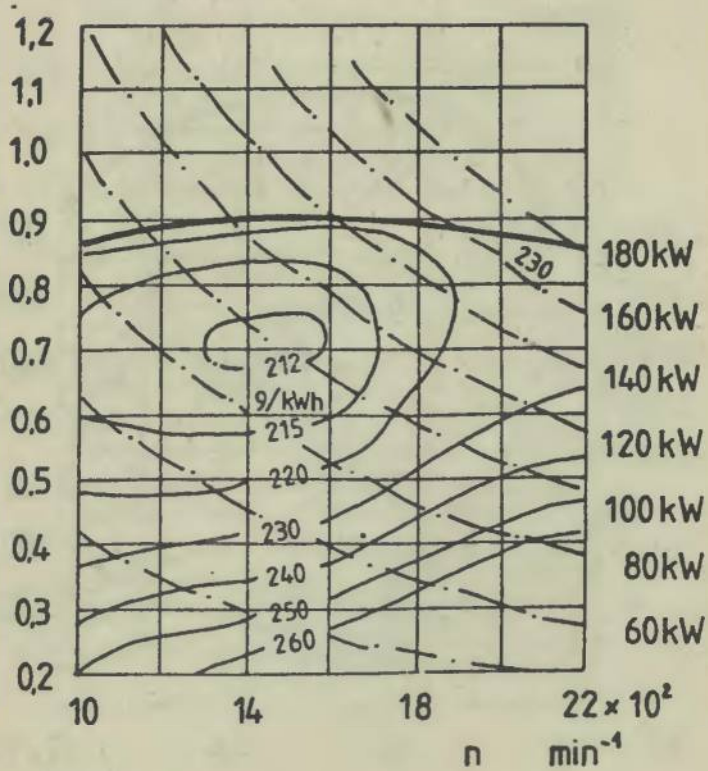
Jak widać z tabeli 6.2. i rysunków 6.14 i 6.15, doładowanie kombinowane jest skutecznym sposobem poprawy przebiegu krzywej momentu obrotowego silnika, czego wyrazem jest poprawa współczynnika elastyczności z 1,512 do 2,438. Efekt ten udało się uzyskać stosując dodatkowo chłodzenie powietrza doładowującego. Poprawę ekonomiczności pracy silnika D2566 M widać wyraźnie z kolejnych charakterystyk uniwersalnych gdzie jednostkowe zużycie paliwa obniża się z 212 g/kWh do 203 g/kWh, a obszar względnie niskiego jednostkowego zużycia paliwa (215 g/kWh) powiększa się.



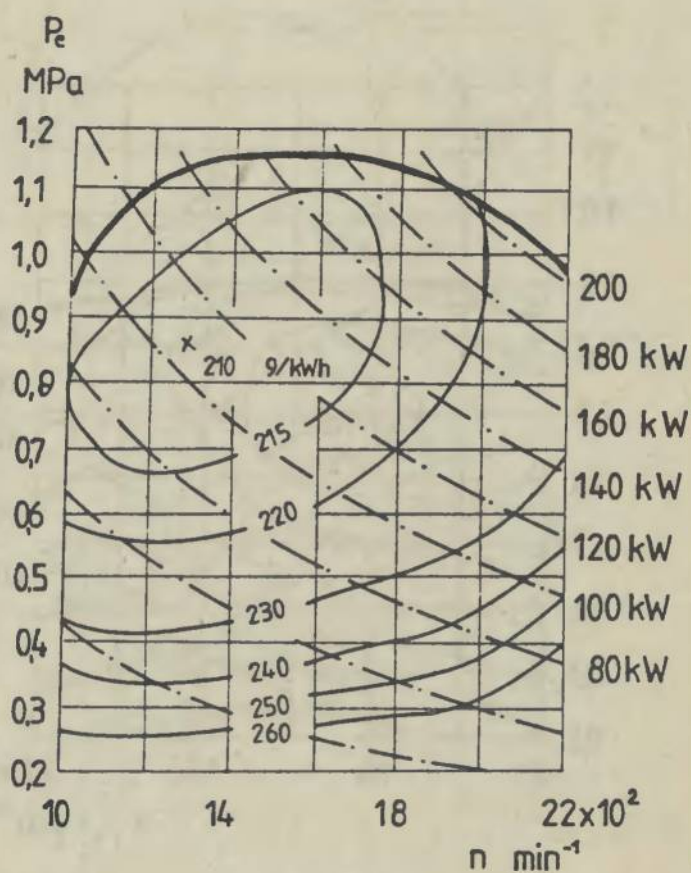
Rys.6.14. Charakterystyka zewnętrzna silnika MAN D 2566 M I



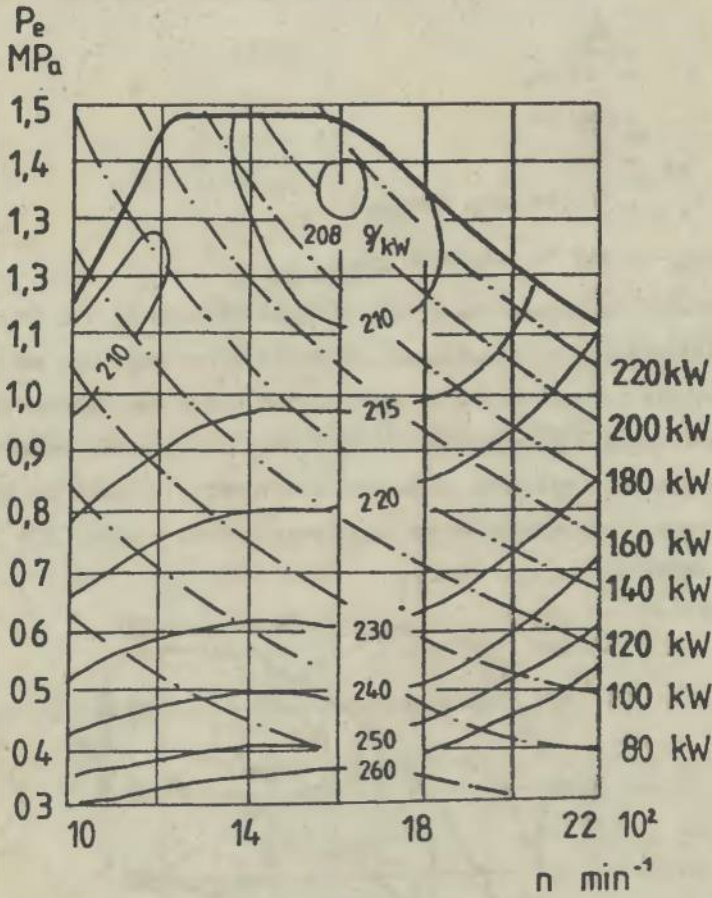
Rys.6.15. Charakterystyka zewnętrzna silnika MAN D 2566 M II



Rys.6.16a.



Rys. 6.16b.



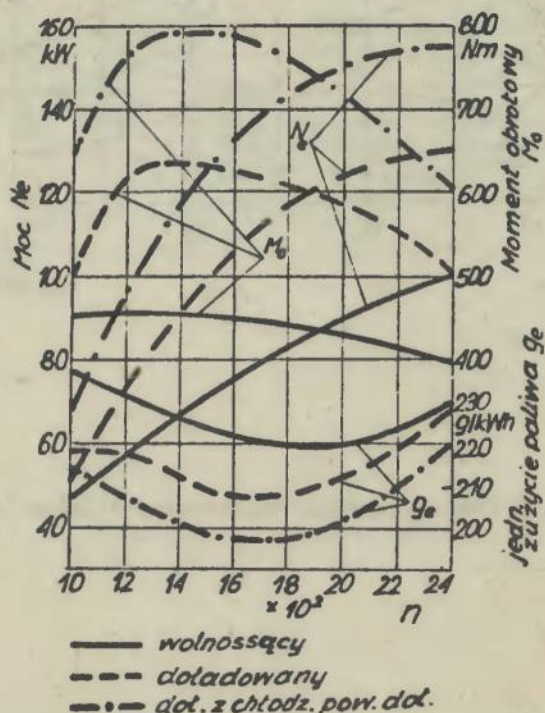
Rys.6.16.(a,b,c) Charakterystyki uniwersalne silnika MAN

SILNIK STEYR WD612

Rzędowy, chłodzony wodą z wiryskiem bezpośrednim

- i - 6,
- D - 108 mm,
- s - 120 mm
- V_{ss} - 6595 cm³,
- N_e - 100 kW przy 2400 $\frac{1}{min}$,
- M_o - 460 Nm przy 1200 $\frac{1}{min}$.

W wersji turbodoładowanej moc silnika wzrosła do 130 kW, w wersji turbodoładowanej z chłodzeniem powietrza doładowującego do 154 kW, co przedstawia rysunek 6.17. Na rysunku tym widać charakterystyczne dla turbodoładowania przemieszczanie się maksimum krzywej momentu obrotowego w kierunku wyższych prędkości obrotowych. Silniki te spełniają z dużym zapasem wymagania normy zanieczyszczenia spalin (ECE Regulamin 49 przewidziany na rok 1988).



Rys.6.17. Charakterystyka zewnętrzna silnika Steyr MD 612

SILNIK AVIA

Rzędowy, chłodzony cieczą z wtryskiem bezpośrednim

Odmiana	712 18	Eksp.
1	4	6
D	102 mm	102 mm
s	120 mm	120 mm
V_{ss}	3922 cm ³	5883 cm ³
N_e	60 kW przy 2800 1/min	100 kW przy 2800 1/min
M_o	250 Nm przy 1600 1/min	385 Nm przy 1600 1/min

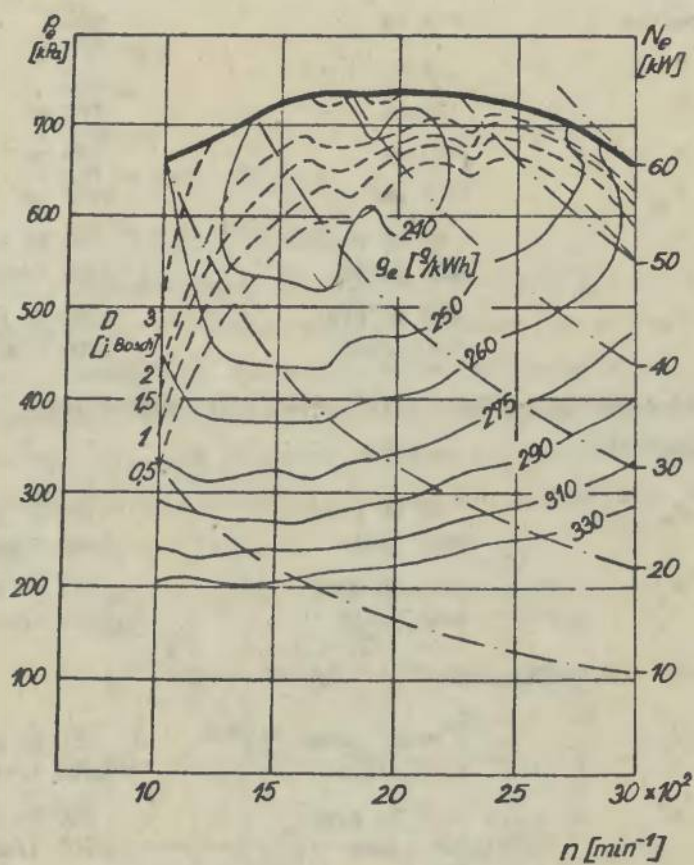
Parametry silników w wyniku doładowania turbosprężarkowego zmieniły się następująco:

N_e	80 kW przy 2800 1/min	120 kW przy 2800 1/min
M_o	310 Nm przy 1600 1/min	465 Nm przy 1600 1/min

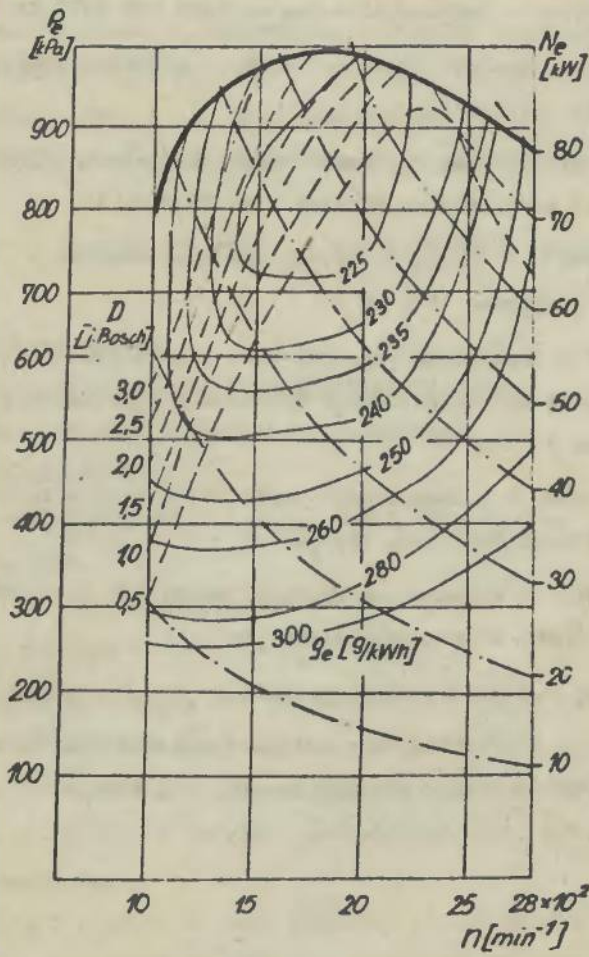
a w wyniku chłodzenia powietrza doładowującego:

N_e	90 kW przy 2800 1/min	150 kW przy 2800 1/min
M_o	347 Nm przy 1600 1/min	580 Nm przy 1600 1/min

Charakterystykę uniwersalną silnika czterocylindrowego w wersji woł -
nossącej przedstawia rysunek 6.18, a w wersji doładowanej bez chłodze-
nia powietrza doładowującego rysunek 6.19.



Rys.6.18. Charakterystyka uniwersalna silnika samochodu AVIA



Rys.6.19. Charakterystyka uniwersalna turbodoładowanego silnika sa -
mochodu AVIA

Spis literatury do rozdziału 6.

1. Anisitis P., Spinnler F.: Entwicklung der Kombinierten Aufladung am neuen Seurer - Fahrzeugdieselmotor D4KT MTZ 1978, nr 10
2. Cupiał K.: Bezsprężarkowe doładowanie silników spalinowych. Silniki Spalinowe 1972, nr 4
3. Derwitz H.: Senkung des Kraftstoffverbrauchs bei Fernverkehrslastzügen mit aufgeladenen Motoren. ATZ 1979, nr 12
4. Frankowski J., Kutera J.: Prace nad doładowaniem silnika typu 359. Silniki Spalinowe 1976, nr 3
5. Iwanyj P.: Zasadnicze kierunki oraz wyniki prac rozwojowych nad wysokoprężnym silnikiem Csepel doładowanym turbosprężarką. Silniki Spalinowe 1973, nr 3
6. Jędrzejewski P.: Doładowanie szybkoobrotowych silników wysokoprężnych. Silniki Spalinowe 1975, nr 3
7. Karwas W.: Międzynarodowa Wystawa Samochodów Ciężarowych w Wiedniu. AUTO-Technika Motoryzacyjna 1987, nr 3
8. Myskowski J.: Moment obrotowy silnika wysokoprężnego. WPT 1985, nr 3
9. Zärner H.: Entwicklung von aufgeladenen MAN Fahreug - Dieselmotoren in Sechszylinder - Reihenbauart. MTZ 1980, nr 2

7. CZYNNIKI EKSPLOATACYJNE WPŁYWAJĄCE NA STOSOWANIE DOŁĄDOWANIA

7.1. Właściwości rozruchowe

Łatwy rozruch silnika wysokoprężnego w niskich temperaturach otoczenia jest czynnikiem wpływającym w znacznym stopniu na jego niezawodność eksploatacyjną, która obok ekonomiczności pracy i toksyczności spalin jest jednym z głównych kryteriów oceny przydatności silnika.

Na właściwości rozruchowe silników wysokoprężnych wpływają następujące czynniki:

- dawka rozruchowa paliwa,
- prędkość obrotowa niezbędna dla uzyskania rozruchu,
- minimalny czas obracania silnika rozrusznikiem,
- jakość oleju silnikowego,
- stan instalacji rozruchowej i naładowania akumulatora,
- stopień sprężania,
- bezwładność wirnika turbosprężarki,
- przekłożenie rozrusznik - koło zamachowe.

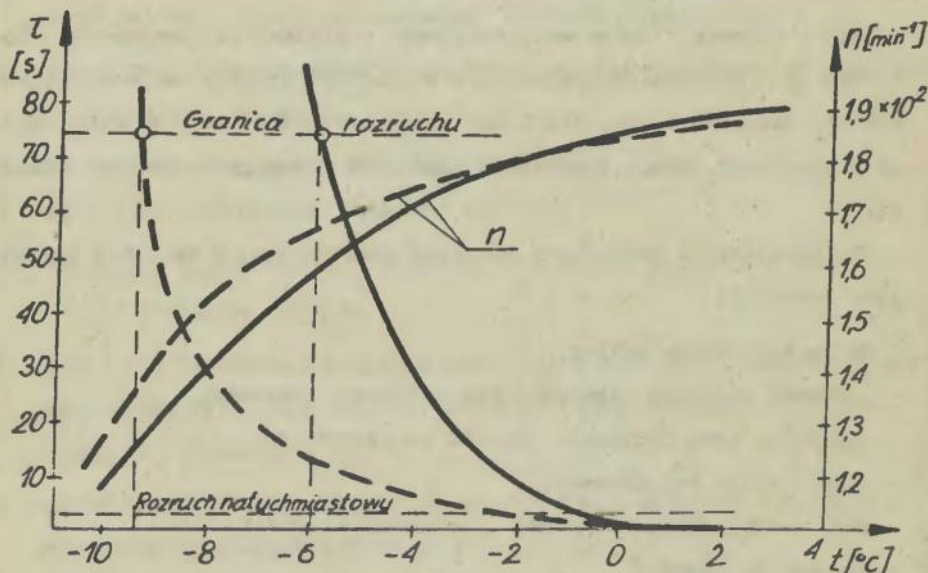
Wpływ doładowania wyrażający się bezwładnością wirnika turbosprężarki przy zachowaniu wszystkich pozostałych czynników jako stałych można prześledzić na przykładzie silnika ciągnikowego Zetor 7501 w wersji wolnossącej i Zetor 8002 w wersji turbodoładowanej (wymiary główne silników są identyczne).

Charakterystyki rozruchowe tych silników przedstawiono na rysunku 7.1. Graniczne temperatury rozruchu uzyskane podczas 75- sekundowego cyklu obracania rozrusznikiem elektrycznym wynosiły odpowiednio:

- silnik 8002 $t_{gr} = -6,0^{\circ}\text{C}$ przy prędkości obrotowej wału korbowego $n = 158 \text{ 1/min.}$
- silnik 7501 $t_{gr} = -9,5^{\circ}\text{C}$ przy prędkości obrotowej wału korbowego $n = 134 \text{ 1/min.}$

Rozruch natychmiastowy następował odpowiednio:

- silnik 8002 $t_{rn} = -1,0^{\circ}\text{C}$,
- silnik 7501 $t_{rn} = -2,5^{\circ}\text{C}$.



Rys.7.1. Charakterystyki rozruchowe silników Zetor

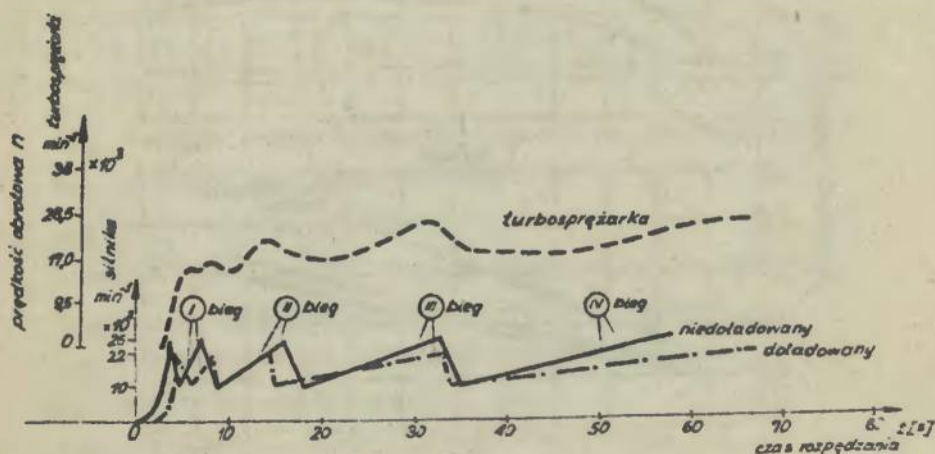
Biorąc pod uwagę fakt, że nie zmieniono stopnia sprężania w silniku doładowanym, gorsze jego właściwości rozruchowe spowodowane są negatywnym wpływem bezwładności wirnika turbosprężarki, który w procesie rozruchu rozpędza się bardzo wolno i nie podaje wymaganych ilości powietrza cylindrom. Podobne wyniki uzyskano dla produkowanych w Polsce na licencji firmy Leyland silników (SW680 i SW400).

7.2. Właściwości dynamiczne

Powszechnie wiadomo, że bezwładność turbosprężarki wpływa ujemnie na właściwości dynamiczne (a więc nie tylko rozruchowe) doładowanego przez nią silnika. Ocenę wpływu tego zjawiska przeprowadzono na przykładzie dwu silników o mocy 73,6 kW, przeznaczonych do napędu samochodu średniej ładowności STAR. Jeden z tych silników (338) był w wersji

wolnossącej standardowym źródłem napędu wspomnianego samochodu, a drugi (S-316) miał moc w wersji wolnossącej 59 kW, a po doładowaniu uzyskał moc jak silnik podstawowy, tj. silnik 338. Stopień doładowania silnika S-316 wynosił 24%, co jest wartością przeciętną dla silników typu samochodowego. Dla porównania właściwości dynamicznych obydwu silników dokonano rozpędzania samochodu Star przez biegi oraz rozpędzania go na biegu bezpośrednim (najmniej korzystny) przy czym napędzany był on raz jednym, a następnie drugim z badanych silników. W celu wyeliminowania wpływu innych czynników zachowywano stałą temperaturę cieczy chłodzącej, stałe ciśnienie i temperaturę oleju oraz wykonano pomiary przy tych samych ciśnieniach otoczenia, temperaturze otoczenia i wilgotności względnej powietrza. Zachowanie stałych parametrów otoczenia przy pomiarach było bardzo istotne, gdyż przy stosunkowo niewielkich zmianach masowego momentu bezwładności wirnika turbosprężarki, wpływ parametrów powietrza zasysanego przez sprężarkę na temperaturę spalin uchodzących z silnika jest znaczny.

Gęstość powietrza zasysanego przez sprężarkę i temperatura spalin wpływają z kolei na wydatek i zdolność przyspieszania turbosprężarki. Na rysunku 7.2. przedstawiono rezultaty rozpędzania silników obydwu wersji przez biegi oraz rozpędzania turbosprężarki.

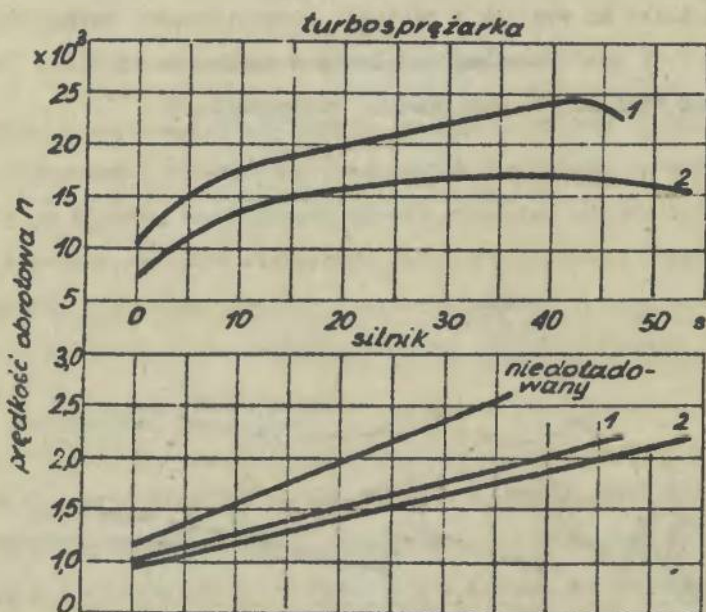


Rys.7.2. Rozpędzanie samochodu STAR napędzanego silnikiem wolnossącym i turbodoładowanym poprzez biegi

Porównanie czasów rozpędzania samochodów napędzanego silnikiem 338 i doładowanym silnikiem S-316 dowodzi, że mimo równych mocy silników, właściwości dynamiczne pojazdu pogorszyły się w wyniku turbodoładowania, czego dowodem jest dłuższy o 12,5% czas rozpędzania. Wpływa na to w znacznej mierze bezwładność wirnika turbosprężarki powodująca nie nadążanie jej w podawaniu powietrza do silnika, a tym samym chwilowe obniżenie momentu obrotowego.

Przebieg zmian prędkości obrotowej wirnika turbosprężarki, przedstawiony na rysunku 7.2., wykazuje charakterystyczne wyprzedzanie przez nią silnika w uzyskaniu maksymalnych obrotów, co jest właściwe dla napędu pulsacyjnego, niemniej jednak nie wiąże się z podawaniem przez turbosprężarkę wymaganych ilości powietrza.

Dla dokładniejszego określenia wpływu turbodoładowania na właściwości dynamiczne silnika wykonano jego rozpędzanie na biegu bezpośrednim, na którym proces rozpędzania trwa dość długo, co umożliwiło dokładną obserwację zmian prędkości obrotowych silnika i turbosprężarki oraz wykonanie pomiarów zadymienia spalin.



Rys. 7.3. Przebieg rozpędzania samochodu STAR na biegu bezpośrednim

Na rysunku 7.3. przedstawiono przebieg rozpędzania obydwu silników na biegu bezpośrednim, przy czym w odniesieniu do silnika turbodoładowanego S-316 wykonano rozpędzanie dla dwu różnych wartości masowego momentu bezwładności wirnika turbosprężarki. Widać wyraźnie niekorzystny wpływ masowego momentu bezwładności wirnika turbosprężarki na właściwości dynamiczne zarówno silnika jak i turbosprężarki, nawet przy stosunkowo niewielkich zmianach ww. momentu. Zakres zmian momentu bezwładności wirnika turbosprężarki wynosił 3,85% całkowitej jego wartości. Zakres zmian momentu bezwładności ograniczony był temperaturą spalin przed turbiną, która zgodnie z zaleceniami wytwórcy nie może przekraczać 700°C i taka też była temperatura w przypadku największego momentu bezwładności wirnika, co przedstawiono w tabeli 7.1. oprócz innych parametrów procesu rozpędzania.

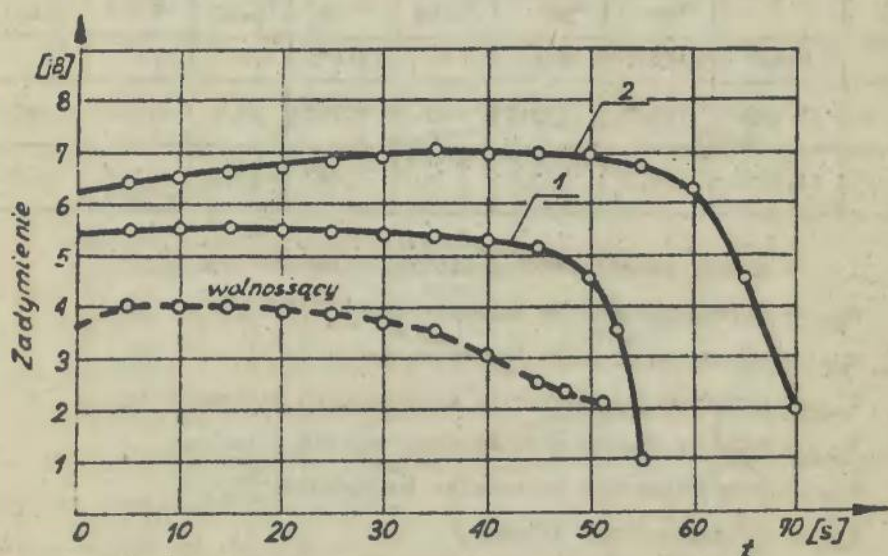
Tabela 7.1.

Parametry silnika i turbosprężarki w procesie rozpędzania

Lp.	I	n_{PT}	n_{MT}	T_{O-MT}	ϵ_{MT}	T_{O-MS}	ϵ_S	t_{WL}
	Gcm^2	1/s	1/s	s	$1/\text{s}^2$	s	$1/\text{s}^2$	$^{\circ}\text{C}$
1.	11,2334	165,0	413,0	43,4	5,7821	47,4	0,418	560
2.	11,6651	123,2	293,0	38,0	4,467	53,8	0,361	700

- I - masowy moment bezwładności wirnika turbosprężarki,
 n_{PT} - obroty początkowe turbosprężarki,
 n_{MT} - obroty maksymalne turbosprężarki,
 T_{O-MT} - czas uzyskania obrotów maksymalnych turbosprężarki,
 T_{O-MS} - czas uzyskania obrotów maksymalnych silnika,
 ϵ_{MT} - przyspieszenie maksymalne turbosprężarki,
 ϵ_S - przyspieszenie silnika,
 t_{WL} - temperatura spalin na wlocie do turbiny.

Wzrost masowego momentu bezwładności wirnika turbosprężarki o 3,85% spowodował obniżenie jej przyspieszeń o 22%, pogorszył przyśpieszenie silnika o 14%, przedłużył czas jego pracy poza granicą dymienia o 28% (rys.7.4). Przebieg krzywych zadymienia spalin przedstawiony na rysunku 7.4. należy tłumaczyć powiększającą się (w miarę wzrostu bezwładności wirnika) różnicą między zapotrzebowaniem powietrza przez silnik, a wydatkiem turbosprężarki w procesie rozpędzania. Krzywe zadymienia spalin wykazują charakterystyczne załamania następujące w momencie uzyskania przez rozpędzany silnik obrotów znamionowych i rozpoczęcia pracy w warunkach ustalonych. Prędkość obrotowa sprężarki w tym czasie maleje, gdyż zaczyna ona podawać coraz więcej powietrza, a tym samym energia odebrana od spalin przez turbinę jest zużywana na wykonanie pracy sprężania, a nie na uzyskanie maksymalnej prędkości obrotowej przez wirnik. Przeprowadzone rozważania pozwoliły na ilościowe określenie zjawiska negatywnego wpływu turbodoładowania na właściwości dynamiczne silnika i napędzanego przezeń pojazdu oraz na stwierdzenie, że skutki te wyrażają się wydłużeniem czasu rozpędzania pojazdu i pracy silnika poza granicą dymienia.



Rys.7.4. Przebieg zmian zadymienia spalin silnika wysokoprężnego w trakcie rozpędzania

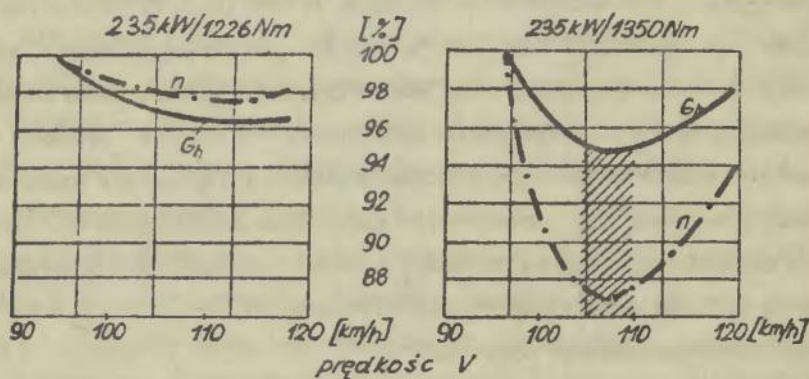
Mimo to konstruktorzy dążą do zniwelowania niekorzystnych skutków turbodoładowania jako jednego z najskuteczniejszych sposobów poprawy wskaźników silnika.

Znacznie korzystniej przedstawia się sprawa właściwości dynamicznych samochodu i silnika doładowanego metodą Comprex (rys. 6.60. rozdział 4). Przebiegi rozpędzania silnika turbodoładowanego i silnika z doładowaniem Comprex różnią się od siebie w sposób zasadniczy. Przy Comprexie nie występuje charakterystyczne "falowanie" prędkości związane z cechami organicznymi turbodoładowania. Wspomniany wyżej silnik Comprex ma znacznie lepsze właściwości dynamiczne, gdyż np. prędkość $v = 30 \text{ km/h}$ uzyskuje po 18 sek., podczas gdy silnik turbodoładowany na 37 sek. co daje średnio przyspieszenie dla Comprexu $0,462 \text{ m/s}^2$, a dla turbodoładowanego $0,225 \text{ m/s}^2$.

Podobnie korzystnie, w porównaniu do turbodoładowania, kształtują się: właściwości dynamiczne silników z doładowaniem kombinowanym, w którym luki turbodoładowania wypełnia doładowanie dynamiczne. Ponieważ silniki te są w pewnym zakresie obrotów silnikami o prawie stałej mocy lub stałym momencie, obniża się ilość niezbędnych przełączeń skrzyni biegów o 24%, co znacznie ułatwia pracę kierowcy.

7.3. Ekonomiczność pracy

Jak wynika z danych i charakterystyk przedstawionych w rozdziale 4, poza doładowaniem mechanicznym wszystkie pozostałe omówione rodzaje doładowania wpływają korzystnie na wskaźniki ekonomiczne silników doładowanych. Szczególnie korzystnie na poprawę wskaźników ekonomicznych silnika wpływa doładowanie kombinowane z chłodzeniem powietrza doładowującego, co wynika z charakterystyk uniwersalnych przedstawionych w rozdziale 4 (rys. 4.50) oraz rysunku 7.5. przedstawiającego zużycie paliwa na 100 km dla tego samego pojazdu w wersji turbodoładowanej silnika i z doładowaniem kombinowanym. Widać z niego, że różnice w minimalnym zużyciu paliwa sięgają 14% przy korzystniejszym przebiegu krzywej zużycia w miarę wzrostu prędkości pojazdu.



Rys.7.5. Porównanie eksploatacyjnego zużycia paliwa przy doładowaniu turbosprężarkowym i kombinowanym silnika napędzającego pojazd o masie 38 t

7.4. Awaryjność urządzeń doładowujących

Z braku dostępnych danych co do innych urządzeń oraz powszechnego stosowania turbosprężarek ograniczono się do omówienia wpływu ich awaryjności na eksploatację silnika. Wysokie obroty wirników rzędu 40 000 do 110 000 1/min oraz wysoka temperatura spalin dochodząca do 700°C sprawiają, że turbosprężarka jest zespołem bardzo czułym na wszelkie odstępstwa od przyjętych warunków eksploatacji.

Wyważenie statyczne i dynamiczne oraz właściwe smarowanie są najskuteczniejszymi wskaźnikami jej poprawnego funkcjonowania. Wyważenie wirników oraz wału musi zapewnić możliwie idealny ruch osiowy z ewentualnym niewielkim promieniowym momentem.

Dopuszczalne wartości niewyważania wirników turbosprężarek kilku znanych wytwórni przy dopuszczalnych prędkościach obrotowych wirnika podano niżej:

Eberspächer	1,0 [Gcm]	50 000 [1/min]
WSK Holset 4	1,4 [Gcm]	60 000 [1/min]
JamZ	2,0 [Gcm]	43 000 [1/min]
Schenk	0,8 [Gcm]	30 000 [1/min]

W obrębie łożysk nie mogą występować zakłócenia wirowania, gdyż powodują one znaczną niewspółosiowość wirowania wału. Spowodowana jest ona najczęściej wadami smarowania lub niewłaściwym wyważeniem wirnika. Dokładne pasowanie części, przy wysokich obrotach i temperaturze pracy wymagają stałego dostarczania czystego smaru. W przypadku niewystarczającego smarowania w czasie pracy silnika z pełnym obciążeniem może nastąpić styk części wirujących i nieruchomej, co prowadzi do poważnego uszkodzenia zespołu.

Najczęściej występujące przyczyny uszkodzenia turbosprężarek można podzielić następująco:

- brak smarowania lub niewystarczające smarowanie,
- zanieczyszczony olej,
- brud i obce ciała na wlocie i wylocie z turbosprężarki,

- wysoka temperatura wylotowa z turbiny,
- wysokie wylotowe ciśnienie z turbiny,
- wady materiału i wykonania.

Niewystarczające smarowanie

Olej poza smarowaniem współpracujących powierzchni ma również za zadanie ich ochłodzenie. Brak lub niewystarczające smarowanie przyczyniają się głównie do powiększenia luzów wału oraz uszkodzenia łożysk, w dalszej kolejności może doprowadzić do styku wirników z obudową, zgięcie lub złamanie wału, zniszczenie uszczelnień. W przypadku stwierdzenia niewłaściwego smarowania należy sprawdzić:

- ciśnienie oleju dostarczanego do turbosprężarki,
- drożność dopływu oleju z silnika,
- rodzaj i stan fizyczny oleju,
- działanie zaworu olejowego turbosprężarki.

Przegrzanie turbosprężarki powoduje, że łożyska będą zdeformowane i porysowane, a otwory olejowe i rowki uszkodzone. Wtórnymi uszkodzeniami, które mogą powstać są:

- zakleszczenie i uszkodzenie wirnika sprężarki,
- uszkodzenie wirnika turbiny,
- zgięcie lub pęknięcie wału,
- zniszczenie uszczelnień w obudowie,
- całkowite zniszczenie łożysk oporowych i poprzecznych.

Zanieczyszczony smar

Zanieczyszczenia powodują zawsze niedrożność wewnętrznych olejowych kanałów i przyczyniają się do niewystarczającego smarowania. Brud i zanieczyszczenia dostają się najczęściej przez ominięcie filtra lub zaworu na turbosprężarce w wyniku zbyt niskiego ciśnienia w układzie smarowania i konieczności omijania filtrów. Zanieczyszczony olej powoduje w pierwszej kolejności porysowanie wału, zatkanie kanałów olejowych, porysowanie i porowkowanie łożysk. Jako wtórne pojawiają się

uszkodzenia uszczelnień, osady węglowe na wale, wirnikach turbiny i sprężarki, złe smarowanie, zatarcie wału, niewspółosiowość wału oraz w konsekwencji styk wirników z obudową.

Brud i obce ciała

Obce ciała na wlocie i wylocie w sposób gwałtowny uszkadzają wirnik i turbiny sprężarki, powodując łamanie łopatek oraz poważne awarie. Ciała te dostają się najczęściej przez uszkodzone filtry powietrza. Jako pierwsze powstają erozja oraz uszkodzenia wirnika sprężarki, wżery lub deformacje wirnika turbiny.

Wysoka temperatura wylotowa

Przeciążenie cieplne turbiny przyczynia się do zwęglania oleju smarującego, niewystarczającego smarowania, powoduje uszkodzenia końców łopatek turbiny oraz łożysk. Wysoka temperatura powoduje ponadto erozję obudowy turbiny, stwarza wżery i osady na jej tarczy, zatkanie kanałów olejowych oraz uszkodzenie uszczelnień. Jako wtórne mogą wystąpić: brak smarowania i niewyważenia wirnika turbiny.

Wysokie ciśnienie wylotowe

Wysokie ciśnienie wylotowe powoduje zwiększenie siły osiowej działającej na turbinę, wypychanie uszczelnień z rowków oraz ich przyspieszanie zużycia w trakcie pracy turbosprężarki. Spowodowane ono jest ograniczoną wylotem spalin z turbiny.

Wady materiałów i wykonania

Wady materiału i wykonania wpływają na awarię turbosprężarki wtedy, gdy musimy wykluczyć wszystkie omówione wyżej przyczyny. Najczęściej spotykaną wadą montażu jest złe zamocowana obudowa wirnika sprężarki lub turbiny, powodująca styk łopatek z obudową. Dalej złe zamocowanie wirników na wale, niewłaściwy montaż, luźne pierścienie osadcz.

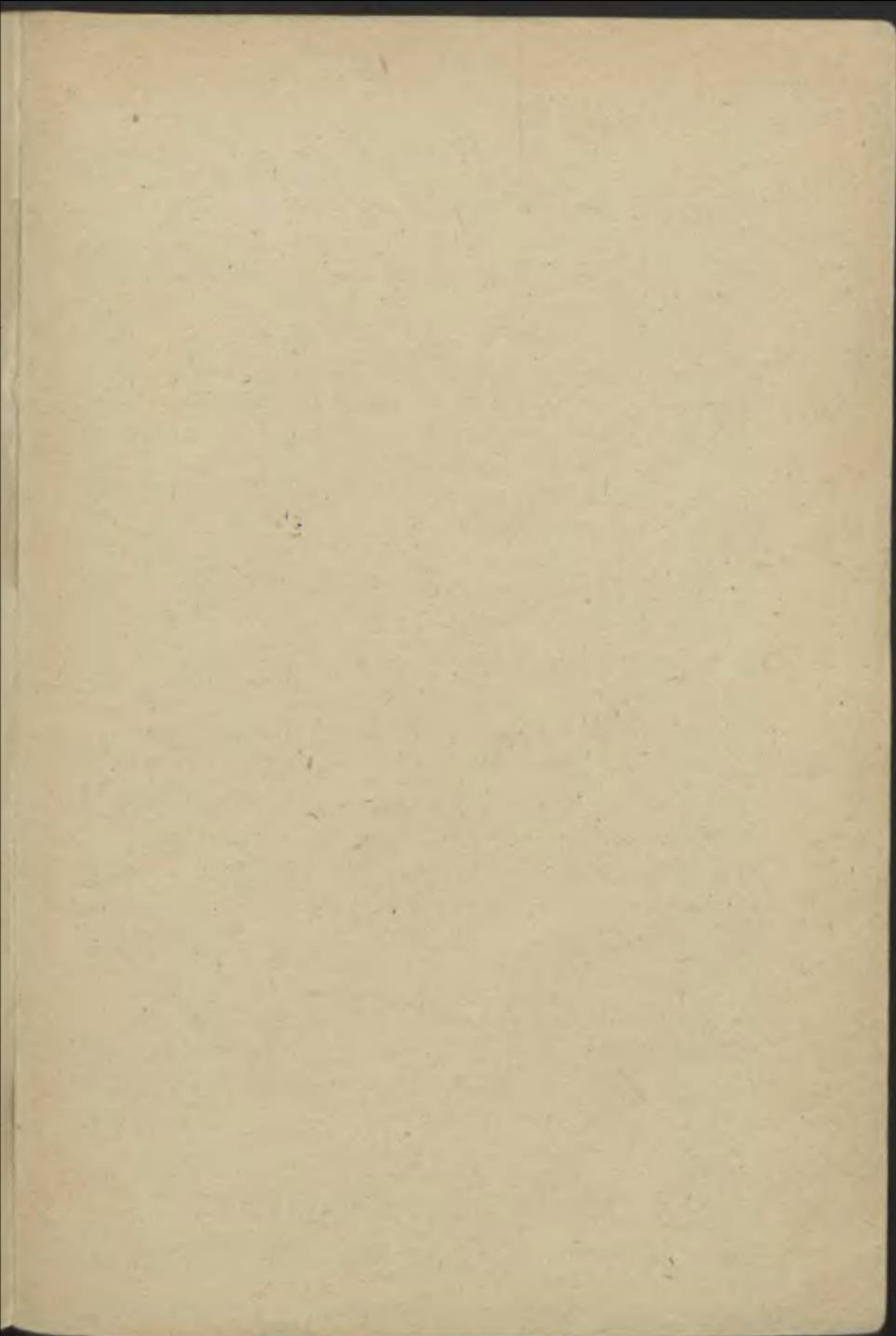
Najczęściej spotykane wady materiału, to pęknięcie odlewu od naprężeń cieplnych, załamanie łopatki, załamanie wirnika.

Po demontażu turbosprężarki w pierwszej kolejności sprawdza się stan wirników i obudowy, a następnie stan łożysk. Przy uszkodzonych wirnikach i jednoczesnym braku uszkodzeń łożysk, można przypuszczać, że uszkodzenie spowodowane jest wadami wykonania, materiału lub obciążeniami na wlocie i wylocie turbosprężarki. Uszkodzone łożyska sugerują pozostałe przyczyny awarii. W dalszej kolejności sprawdza się drożność kanałów olejowych, poprawne funkcjonowanie zaworu olejowego, stan filtrów oraz działanie samego silnika.



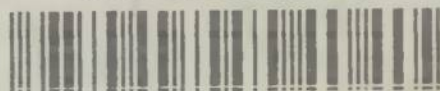
Spis literatury do rozdziału 7

1. Koczetow W.A.: Bałansirowka rotorów wysokoobrotowych turbokompresorów. Traktory i Selchozmaszyny 1970, nr 2
2. Mysłowski J.: Eksploatacyjność konstrukcji silnika turbodoładowanego. Eksploatacja Maszyn 1974, nr 9
3. Mysłowski J.: Możliwości poprawy wskaźników ekonomiczno-eksploatacyjnych silników wysokoprężnych. ZNPS Ekonomia nr 18, Szczecin 1972
4. Mysłowski J.: Ekonomiczno-eksploatacyjne aspekty doładowania silnika wysokoprężnego produkcji krajowej. Motoryzacja 1971, nr 6
5. Mysłowski J.: Turbodoładowania a właściwości dynamiczne samochodu. Wojskowy Przegląd Techniczny 1974, nr 3
6. Mysłowski J.: Doładowanie silnika metodą Comprex. Wojskowy Przegląd Techniczny 1979, nr 11
7. Zajęcki M.: Analiza uszkodzeń turbosprężarek silnikowych. Technika Motoryzacyjna



Biblioteka Główna
Politechniki Szczecińskiej

W. 110960



012-110960-00-0