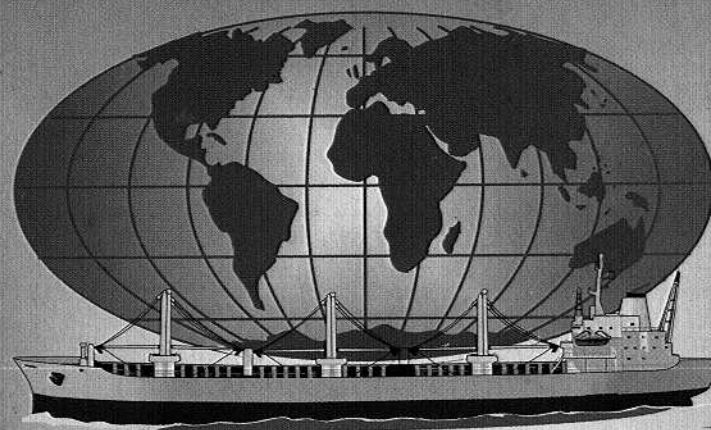


STUDIUM DOSKONALENIA KADR S.C.
WYŻSZEJ SZKOŁY MORSKIEJ W GDYNI

QTC



STEFAN KLUJ

DIAGNOSTYKA URZĄDZEŃ
OKRETOWYCH

STEFAN KLUI

DIAGNOSTYKA URZĄDZEŃ OKRĘTOWYCH

Własność


Studium Doskonalenia
Kadr WSM w Gdyni
Gdynia 2000

REDAKTOR: Jadwiga Szczerkowska

KOREKTOR: Urszula Danek

ISBN 83-85755-70-5

Powielono w Dziale Wydawnictw WSM w Gdyni.
Zlecenie nr 309/00. Nakład 500 egz.
Format A-5.
Wydanie III.
Oddano do druku: listopad 2000

SPIS TREŚCI

	Strona
1. WSTĘP	5
2. PODSTAWOWE POJĘCIA Z ZAKRESU DIAGNOSTYKI	7
2.1. Charakterystyczne stany obiektu diagnostyki	7
2.2. Parametry diagnostyczne	9
2.3. Modele diagnostyczne	10
2.4. Metody diagnostyczne	14
3. OBCIĄŻENIE I ZEWNĘTRZNE WARUNKI PRACY SILNIKA	20
3.1. Ocena obciążenia momentem obrotowym	20
3.2. Pomiar prędkości obrotowej	24
4. DIAGNOSTYKA ELEMENTÓW GRUPY TŁOKOWO-CYLINDROWEJ (GTC)	25
4.1. Ocena obciążenia mechanicznego i cieplnego elementów GTC	25
4.2. Ocena szczelności komory spalania	28
4.3. Ocena warunków współpracy tłoka i tulei	31
5. DIAGNOSTYKA PROCESU WTRYSKU I SPALANIA	36
5.1. Ocena zużycia paliwa	36
5.2. Ocena przebiegu procesu spalania	38
5.3. Ocena przebiegu procesu wtrysku	48
6. DIAGNOSTYKA UKŁADU DOŁADOWANIA	57
6.1. Ocena natężenia przepływu powietrza	58
6.2. Ocena stanu technicznego turbosprężarki	60
6.3. Ocena stanu filtra, chłodnicy i układu wydechowego	64
7. DIAGNOSTYKA ŁOŻYSK	68
8. DIAGNOSTYKA KOTŁÓW I TURBIN PAROWYCH	72
8.1. Diagnostyka kotłów parowych	72
8.2. Diagnostyka turbin parowych	76

9. DIAGNOSTYKA POMP	77
9.1. Diagnostyka pomp tłokowych	77
9.2. Diagnostyka pomp śrubowych i zębatych	78
9.3. Diagnostyka pomp wirowych	78
10. DIAGNOSTYKA URZĄDZEŃ HYDRAULICZNYCH	81
11. SYSTEMY DIAGNOSTYCZNE	83
11.1. Systemy autonomiczne	83
11.2. Systemy kompleksowe	85
11.3. Systemy samouczące	94
12. BIBLIOGRAFIA	96

Diagnozowaniem nazywa się proces zmierzający do oceny stanu technicznego urządzenia pod względem jego zdolności do wykonywania zadań, dla których został stworzony. Greckie słowo *diagnostikos* oznacza „umiejący rozpoznawać”, zaś pierwszą dziedziną, w której szeroko zastosowano diagnostykę była medycyna.

W technice popularność swą zawdzięcza głównie rozwojowi techniki zbrojeniowej w okresie II wojny światowej, zwłaszcza wzrostowi znaczenia przemysłu lotniczego i raketowego. Do rozpowszechnienia diagnostyki w dużym stopniu przyczynił się rozwój elektroniki i techniki cyfrowej.

W żegludze diagnostyka zagościła na statkach wraz z pierwszymi maszynami parowymi, choć wówczas nie miała ona jeszcze prawie żadnych podstaw teoretycznych i była realizowana głównie w sposób intuicyjny. Ta sytuacja utrzymywała się właściwie aż do początku lat 60-tych, kiedy to trwający boom żeglugowy i związany z nim gwałtowny postęp w rozwoju konstrukcji napędów okrętowych, spowodował oparcie metod diagnostyki na podstawach naukowych i systematycznie ulepszanym wyposażeniu pomiarowo—przetwarzającym.

Kryzys paliwowy w połowie lat 70-tych oraz trwający od początku lat 80-tych kryzys żeglugowy wpłynęły na znaczną reorientację i przewartościowania w dziedzinie diagnostyki technicznej. Innym ważnym czynnikiem, który zrewolucjonizował tę dziedzinę była trwająca od początku lat 80-tych tzw. *rewolucja elektroniczna* spowodowana postępem w technice cyfrowej, mikroprocesorowej i komputerowej.

2. PODSTAWOWE POJĘCIA Z ZAKRESU DIAGNOSTYKI

Diagnostyka techniczna stanowi dział nauki zajmujący się zespołem przedsięwzięć (metod i środków), zmierzających do identyfikacji stanu technicznego eksploatowanych urządzeń, nazywanych **obiektami diagnostyki**.

2.1. CHARAKTERYSTYCZNE STANY OBIEKTU DIAGNOSTYKI

Stan techniczny obiektu jest to zbiór cech fizycznych obiektu, mających wpływ na sposób realizowania przez nie **funkcji celu**, czyli zadania, dla wypełnienia którego został dany obiekt stworzony. Większość tych cech można opisać za pomocą wielkości fizycznych, zwanych **parametrami struktury**. Charakterystyczną cechą tych parametrów jest to, że ich wartości praktycznie nie ulegają zmianom w zależności od warunków pracy obiektu (np. obciążenia), a nawet nie zależą od tego, czy obiekt w danej chwili działa. Na przykład grubość osadu w części przepływowej turbosprężarki jest parametrem struktury w przeciwieństwie do temperatury spalin.

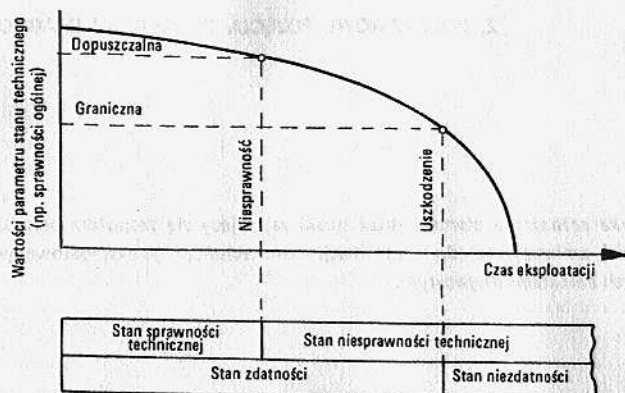
Z punktu widzenia realizacji funkcji celu można wyróżnić następujące charakterystyczne stany obiektu:

- **zdatności**, gdy obiekt może realizować funkcję celu (np. samochód zdatny do jazdy),
- **niezdatności**, gdy jest to niemożliwe (np. pęknięty wał napędowy).

W obrębie stanu zdatności wystąpić mogą również stany:

- **sprawności**, w którym funkcja celu realizowana jest w sposób zadowalający (np. jazda z odpowiednio małym zużyciem paliwa),
- **niesprawności**, występujący, gdy jest to realizowane w sposób niezadowalający (np. jazda z wyłączonym jednym cylindrem).

Współzależność między wymienionymi charakterystycznymi stanami dla przykładowego obiektu, którego stan techniczny opisuje tylko jeden parametr struktury pokazano na rysunku 2.1.



Rys.2.1. Zależność między charakterystycznymi stanami obiektu diagnostyki dla obiektu, którego stan techniczny opisany jest przez jeden parametr struktury (wg [5])

Parametry pracy obiektu są wielkościami fizycznymi opisującymi procesy towarzyszące jego działaniu. Dotyczy to zarówno realizacji funkcji celu jak i procesów ubocznych (np. drgania, hałas itp.). Trzeba pamiętać, że wartość parametru pracy zależy w każdej chwili od:

- warunków zewnętrznych, w których znajduje się obiekt,
- założonego sposobu realizacji funkcji celu (np. zadanego obciążenia),
- stanu technicznego obiektu.

Z punktu widzenia diagnostyki warunki pracy i zadany sposób pracy mają charakter niezależny od stanu technicznego, a parametry je opisujące noszą nazwę parametrów wejściowych. Należą do nich między innymi temperatura powietrza w siłowni lub zadana prędkość obrotowa silnika (ustawiona na regulatorze obrotów). Pozostałą część parametrów pracy, zależnych od parametrów wejściowych i stanu technicznego nazywa się parametrami wyjściowymi, które opisuje się wzorem:

$$Y = f(X, Z) \quad (2.1)$$

gdzie:

- X – zbiór parametrów wejściowych,
- Y – zbiór parametrów wyjściowych,
- Z – zbiór parametrów struktury.

Parametry pracy, które zawierają dużą ilość informacji o stanie technicznym obiektu i są bardzo zależne od parametrów struktury, a minimalnie od wejściowych nazywane są parametrami diagnostycznymi.

2.2. PARAMETRY DIAGNOSTYCZNE

Na ogół parametry diagnostyczne ocenia się i klasyfikuje według następujących kryteriów:

- *wartości informacyjnej*, czyli ilości informacji o stanie technicznym obiektu, jaką zawiera dany parametr,
- *stopnia lokalizacji niesprawności*, a więc możliwie ścisłego związku z jednym, określonym parametrem struktury,
- *dostępności i łatwości pomiaru*.

Pierwsze dwa kryteria są sobie przeciwstawne, co widać na tabeli 2.1, dlatego też w praktyce stosuje się niżej podaną zasadę:

Tabela 2.1

Parametry diagnostyczne silnika okrętowego wraz z klasyfikacją (wg [15])

Nazwa parametru diagnostycznego	Przynależność parametru do określonej klasy według kryterium:		
	wartości informacyjnej	lokalizacji niesprawności	dostępności i łatwości pomiaru
1	2	3	4
Prędkość obrotowa silnika	1,1	2,3	3,1
Jednostkowe zużycie paliwa	1,1	2,3	3,2
Średnie ciśnienie indykowane	1,1	2,3	3,2
Maksymalna temperatura spalania	1,1	2,3	3,3
Temperatura spalin za cylindrem	1,1	2,3	3,1
Temperatura wybranego punktu tulei cylindrowej	1,1	2,3	3,2
Maksymalne ciśnienie spalania	1,1	2,3	3,2
Przyrost temperatury wody chłodzącej cylindry i głowice	1,1	2,3	3,1
Przyrost temperatury wody chłodzącej tłoki	1,1	2,3	3,1
Ogólny współczynnik nadmiaru powietrza	1,1	2,3	3,2
Ciśnienie sprężania	1,1	2,2	3,2
Stężenie par oleju w skrzyni korbowej	1,2	2,2	3,2
Przyrost temperatury oleju obiegowego	1,2	2,2	3,1
Zanieczyszczenia w oleju obiegowym	1,2	2,2	3,2
Spadek ciśnienia oleju obiegowego	1,2	2,2	3,3

1	2	3	4
Prędkość obrotowa turbosprężarek	1,2	2,2	3,1
Ciśnienie powietrza ładującego	1,2	2,2	3,1
Temperatura powietrza ładującego	1,2	2,2	3,1
Temperatura sprężania	1,2	2,2	3,3
Spadek ciśnienia powietrza na chłodnicy	1,3	2,1	3,1
Różnica temperatur powietrza ładującego i wody chłodzącej	1,3	2,1	3,1
Temperatura łożysk układu korbowo-tłokowego	1,3	2,1	3,2

Objaśnienie: 1,1 – klasa 1, wartość informacyjna 20–100% wartości maksymalnej,
 1,2 – klasa 1, wartość informacyjna 2–20% wartości maksymalnej,
 1,3 – klasa 1, wartość informacyjna mniejsza niż 2% wartości maksymalnej,
 2,1 – klasa 2, lokalizuje stan poszczególnych elementów lub węzła,
 2,2 – klasa 2, lokalizuje stan grupy elementów lub grupy węzłów,
 2,3 – klasa 2, lokalizuje stan całego silnika,
 3,1 – klasa 3, do pomiaru wystarczają proste przyrządy,
 3,2 – klasa 3, do pomiaru są potrzebne przyrządy bardziej złożone,
 3,3 – klasa 3, do pomiaru jest potrzebna specjalistyczna aparatura.

Parametry diagnostyczne o dużej wartości informacyjnej służą do szybkiej, bieżącej oceny stanu technicznego obiektu. W przypadku podejrzenia niesprawności, celem ustalenia przyczyny, korzysta się z parametrów dobrze lokalizujących tę niesprawność.

Często okazuje się jednak, że właśnie kryterium dostępności przesądza o tym, czy można użyć jakiegoś parametru do celów diagnostycznych.

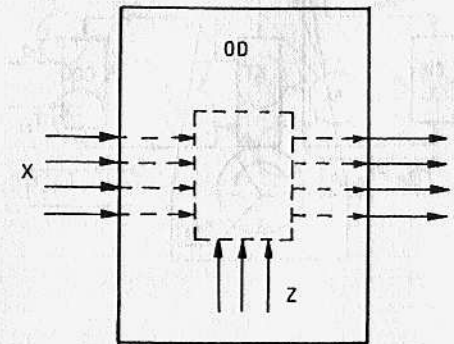
2.3. MODELE DIAGNOSTYCZNE

Model jest to uproszczony, przybliżony opis rzeczywistości. Dokładność przybliżenia i rodzaj modelu zależy głównie od jego przeznaczenia. Może on dokładnie odwzorowywać pewne ważne w danym zagadnieniu cechy obiektu, a pomijać niemal całkowicie inne. Na przykład schemat elektryczny jakiejś instalacji pokazuje wiernie, które elementy są ze sobą

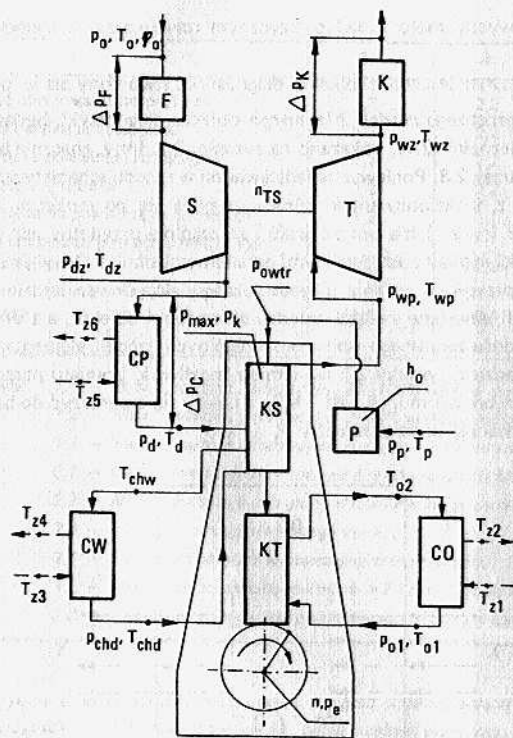
połączone, ale zazwyczaj mało mówi o fizycznym rozmieszczeniu elementów względem siebie.

Modelem diagnostycznym jest model obiektu diagnostyki, stworzony dla jej potrzeb.

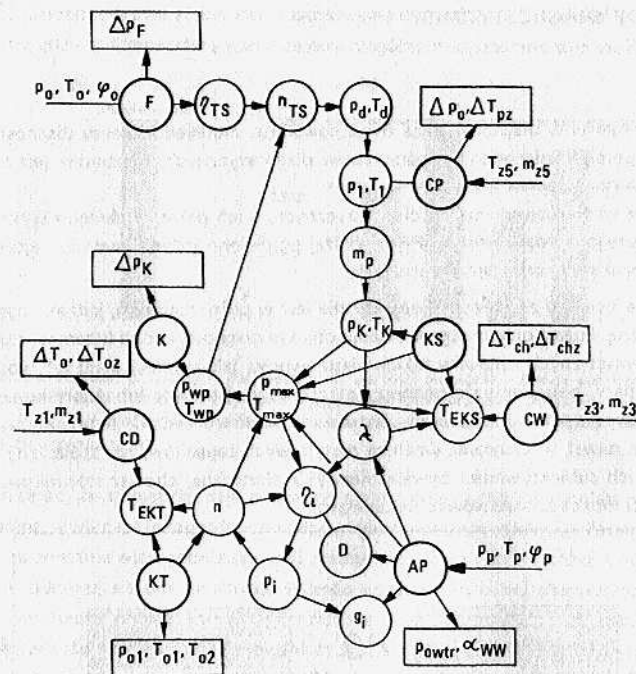
Przykład najprostszego modelu blokowego obiektu diagnostyki, będącego graficznym odwzorowaniem zależności (2.1), pokazano na rysunku 2.2. Inny, znacznie bardziej złożony model obrazuje rysunek 2.3. Ponieważ bardziej przedstawia on w sposób schematyczny przebieg procesów związanych z funkcjonowaniem silnika, nazywa się go modelem funkcjonalnym. Model topologiczny (rys.2.4) ma postać grafu i szczególnie przydatny jest do analizowania logicznych zależności między poszczególnymi parametrami silnika. O wyborze modelu obiektu w konkretnym przypadku zadania diagnostycznego, decydować będzie z jednej strony tzw. struktura, czyli wzajemne związki między elementami obiektu, a z drugiej możliwość teoretycznego lub doświadczalnego opisu poszczególnych modeli elementarnych. Jeżeli na przykład w przykładzie z rysunku 2.5 nie istnieje możliwość pomiaru parametru P_3 , więc nie ma sensu wyodrębniania modeli M_1 i M_2 , a należy się ograniczyć do bardziej ogólnego modelu M_0 , opisywanego przez parametry P_1 i P_2 .



Rys.2.2. Najprostszy model obiektu diagnostyki: X – zbiór parametrów wejściowych, Y – zbiór parametrów wyjściowych, Z – zbiór parametrów struktury



Rys.2.3. Model funkcjonalny silnika okrętowego (wg [16]); KS – komora spalania; KT – układ korbowo-tłokowy; P – pompa wtryskowa; S – sprężarka; T – turbina; F – filtr powietrza; K – kocioł; CP – chłodnica powietrza ładującego; CW – chłodnica wody słodkiej; Co – chłodnica oleju; p_0, T_0, ϕ_0 – ciśnienie, temperatura, wilgotność względna powietrza otaczającego; p_{dz}, T_{dz} – ciśnienie i temperatura powietrza ładującego za sprężarką; p_d, T_d – ciśnienie i temperatura powietrza ładującego; $\Delta p_F, \Delta p_C, \Delta p_K$ – spadki ciśnienia na filtrze, chłodnicy powietrza i kotle utylizacyjnym; $p_{wp}, T_{wp}, p_{wz}, T_{wz}$ – ciśnienie i temperatura paliwa na dopływie do pompy wtryskowej; $p_{chd}, T_{chd}, T_{chw}$ – ciśnienie i temperatura wody chłodzonej na dopływie do silnika i temperatura wody na dopływie z silnika; p_{o1}, T_{o1}, T_{o2} – ciśnienie i temperatura oleju smarowego na dopływie i temperatura oleju na odpływie z silnika; $T_{z1}, T_{z2}, T_{z3}, T_{z4}, T_{z5}, T_{z6}$ – temperatura wody morskiej przed i za chłodnicami; p_{max}, p_k – maksymalne ciśnienie spalania i ciśnienie sprężania w cylindrze; n – prędkość obrotowa silnika; p_e – średnie ciśnienie efektywne; h_o – wskaźnik obciążenia pomp wtryskowych; p_{owtr} – ciśnienie otwarcia wtryskiwacza



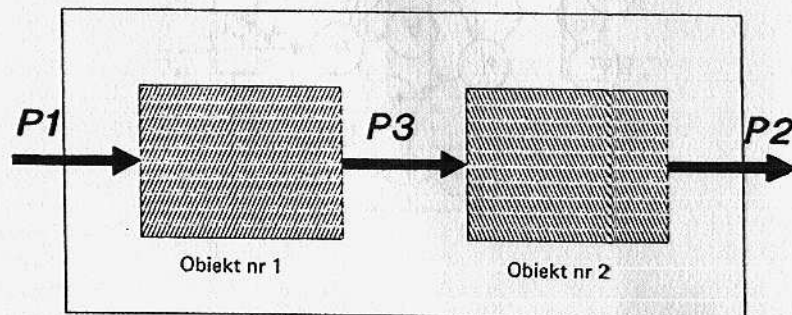
Rys.2.4. Model topologiczny silnika okrętowego (wg [16]); AP – aparatura wtryskowa; $m_p, m_{z1}, m_{z3}, m_{z5}$ – masowe natężenia przepływu powietrza ładującego i wody morskiej; T_{EKS}, T_{EKT} – temperatury elementów komory spalania i układu korbowo-tłokowego; η_{TS} – sprawność turbosprężarki; η_i, p_i, g_i – wskaźniki indykowane: sprawność, ciśnienie, jednostkowe zużycie paliwa; D – zadymienie (barwa) spalin; λ – współczynnik nadmiaru powietrza; p_1, T_1 – ciśnienie i temperatura ładunku na początku suwu sprężania; $\Delta T_o, \Delta T_{ch}$ – spadki temperatury oleju i wody na chłodnicach; $\Delta T_{pz}, \Delta T_{chz}, \Delta T_{oz}$ – różnice temperatur między powietrzem, wodą słodką i olejem na dopływie do chłodnic a temperaturą wody zaburtowej na dopływie do chłodnic; p_{owtr} – ciśnienie otwarcia wtryskiwacza; α_{WW} – kąt wyprzedzenia wtrysku; pozostałe oznaczenia jak na rys. 13.4

2.4. METODY DIAGNOSTYCZNE

Do postawienia diagnozy, poza dysponowaniem modelem obiektu diagnostyki i możliwościami pomiaru niezbędnych parametrów diagnostycznych, niezbędna jest znajomość metody diagnostycznej.

Istnieje wiele różnych metod diagnostycznych, a ich pełne omówienie wykracza poza zakres niniejszego opracowania. Dlatego poniżej omówiono jedynie metody najczęściej stosowane w diagnostyce urządzeń okrętowych.

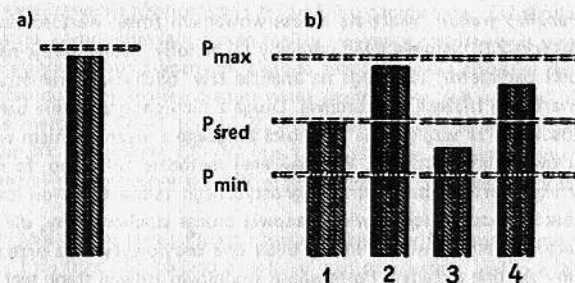
Metoda kontroli zewnętrznej obiektu nie jest w pełni naukowa, jednak odgrywa dużą rolę praktyczną. Polega ona na obserwowaniu obiektu diagnostyki pod kątem wystąpienia wizualnych, zewnętrznych objawów takich niesprawności jak: wycieki oleju lub wody, wydobywanie się pary, pojawienie się pęcherzy gazowych w chłodnicy lub zbiorniku wyrównawczym itp. Pewną odmianą tej metody jest także dotykowe badanie temperatury obudowy urządzenia, a nawet wyczuwanie węchem nietypowych zapachów, np. spalinizny. Sposoby te, pomimo ich subiektywności bywają niezwykle skuteczne, chociaż stosunkowo niewiele niesprawności można zaobserwować na zewnątrz.



Rys.2.5. Dekompozycja modelu obiektu diagnostyki; P_1, P_2, P_3 – parametry diagnostyczne

Metoda wartości granicznych parametrów diagnostycznych polega na porównywaniu wartości bieżących parametrów diagnostycznych z wartościami granicznymi, które mają charakter statyczny, to znaczy są ustalane niezależnie od warunków eksploatacji obiektu (rys.2.6a), lub dynamiczny, przy którym są one wyznaczane w oparciu o statystyczną analizę bieżących wartości parametrów (rys.2.6b). Omawiana metoda jest mało skuteczna, zwłaszcza w przypadku statycznie ustalanych wartości granicznych, gdyż wartości parametrów diagnostycznych zależą nie tylko od stanu technicznego, ale również od warunków pracy urządzenia. Dlatego też porównywanie na przykład bieżącej wartości spadku ciśnienia na filtrze powietrza z jedną wartością dopuszczalną podaną w dokumentacji silnika byłoby celowe tylko wtedy, gdyby producent podał jakiego obciążenia dotyczy ta wartość (por.

rozdz. 6.3). Znacznie lepsze efekty daje zastosowanie dynamicznych wartości granicznych, na przykład do analizy temperatury spalin za poszczególnymi cylindrami silnika. Zawsze jednak

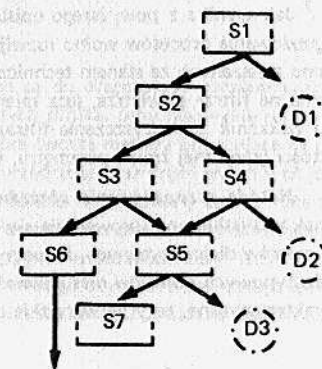


Rys.2.6. Metoda wartości granicznych parametrów; a) wartości graniczne ustalone statycznie, b) wartości graniczne ustalone dynamicznie (statystycznie); $P_{\text{śred}}$ – wartość parametru średnia dla wszystkich cylindrów, $P_{\text{min}}, P_{\text{max}}$ – wartości dopuszczalne wyznaczone dla przypadku „b” jako granice przedziału ufności i arbitralnie dla przypadku „a”

należy pamiętać, że statystyka daje poprawne efekty tylko wówczas, gdy jest ona prawidłowo stosowana, a więc do jednorodnych i odpowiednio licznych obiektów. Zatem metody statystyczne są znacznie wiarogodniejsze, jeśli zastosujemy je do 16 cylindrów, a nie 6. Również wtedy, gdy odnoszą się one do silnika, którego wszystkie cylindry charakteryzują się identycznymi warunkami przepłukania, co ma miejsce przy doładowaniu stałociśnieniowym, w przeciwieństwie do silników z doładowaniem pulsacyjnym, przy którym niektóre cylindry mają wyższą temperaturę spalania od pozostałych.

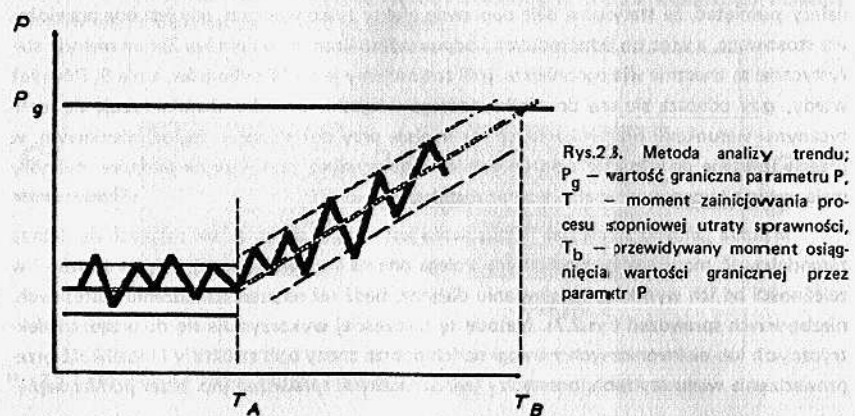
Metoda „drzewa sprawdzeń” stosowana jest na ogół do obiektów dających się dobrze zamodelować modelem topologicznym. Polega ona na stosowaniu kolejnych sprawdzeń i w zależności od ich wyników, na stawianiu diagnoz, bądź też na przeprowadzeniu następnych, niezbędnych sprawdzeń (rys.2.7). Metodę tę najczęściej wykorzystuje się do urządzeń elektrycznych lub elektronicznych z uwagi na ich dobrze znany opis struktury i możliwość przeprowadzenia wielu szybkich, prostych i jednoznacznych sprawdzeń (np. przez pomiar napię-

Rys.2.7. Metoda drzewa sprawdzeń; S_1, S_2, S_3, \dots – sprawdzenia, D_1, D_2, D_3 – diagnozy



cia w różnych punktach obwodu elektrycznego). Niekiedy drzewo sprawdzeń stosowane jest do diagnozowania urządzeń mechanicznych, np. w diagnostyce pojazdów mechanicznych.

Metoda analizy trendu wiąże się z obserwowaniem zmian wartości danego parametru w funkcji czasu (rys.2.8). Istnieją dwie odmiany tej metody: jedna bazuje na analizie bezpośredniej wartości parametru, zaś druga na analizie tzw. odchyłki parametru, czyli różnicy między jego wartością bieżącą a wzorcową. Druga z nich choć znacznie bardziej skuteczna jest rzadko stosowana ze względu na trudności związane z wyznaczeniem wartości wzorcowych parametrów diagnostycznych. W omawianej metodzie założono, że dla określonego stanu technicznego wartości parametru diagnostycznego zależą tylko od losowo zmieniających się warunków eksploatacji, a więc stanowią proces stochastyczny, dla którego można wyznaczyć wartość średnią, wokół której będą one oscylowały oraz przedział ufności, w którym powinny się one układać. Postępująca stopniowo zmiana stanu technicznego wpłynie na zmianę kąta nachylenia linii, wokół której oscylują parametry, a często także zwiększenie amplitudy wahań. Na ogół zakłada się, że proces ten ma charakter liniowy, co niestety rzadko bywa prawdą i próbuje się przewidywać, kiedy wartość średnia parametru osiągnie określony graniczny poziom wymagający naprawy lub czynności obsługowej.



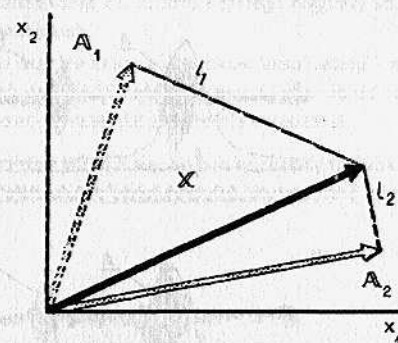
Jak wynika z powyższego opisu metoda analizy trendu najbardziej przydatna jest do diagnozowania procesów wolno rozwijających się i powinna być stosowana dla parametrów mocno związanych ze stanem technicznym, a słabo z warunkami eksploatacji (np. spadek ciśnienia na filtrze powietrza, lecz mierzony tylko przy przeciętnym obciążeniu marszowym jako wskaźnik zanieczyszczenia filtra). Osobnym problemem jest zagadnienie wyznaczenia wartości granicznej zmian parametru, które zawarte są przeważnie w zaleceniach producenta.

Metoda rozpoznawania obrazów ma wiele różnych sposobów praktycznej realizacji, jednak wszystkie one sprowadzają się do odpowiedzi na pytanie: czy opisywany wartościami parametrów diagnostycznych, aktualny obraz stanu technicznego przypomina któryś ze znanych, typowych objawów niesprawności danego obiektu, a jeśli tak, to który? Jest przy tym charakterystyczne, że o ile wszystkie opisane wyżej metody bazowały zwykle na założeniu,

że zmiana jednego parametru diagnostycznego oznacza zmianę jednego lub więcej parametrów struktury, o tyle w tej metodzie zakłada się, że do opisanego jednej niesprawności konieczne jest przeanalizowanie równocześnie zmian kilku parametrów. Założenie takie, zazwyczaj bardzo słuszne, komplikuje sam proces analizy i wymaga zastosowania pewnych bardziej złożonych algorytmów matematycznych. Metoda rozpoznawania obrazów może więc przybierać postać równoczesnej analizy trendu wielu parametrów, jak w tabeli diagnostycznej (rys.11.1) lub w metodzie CC-1 (rys.11.3), względnie bezpośredniego porównywania wartości parametrów jak w systemie CC-10 (rys.11.6). Bardziej zaawansowany algorytm rozpoznawania obrazów wykorzystywany jest w samouczącym systemie diagnostycznym (por. rozdz. 11.3).

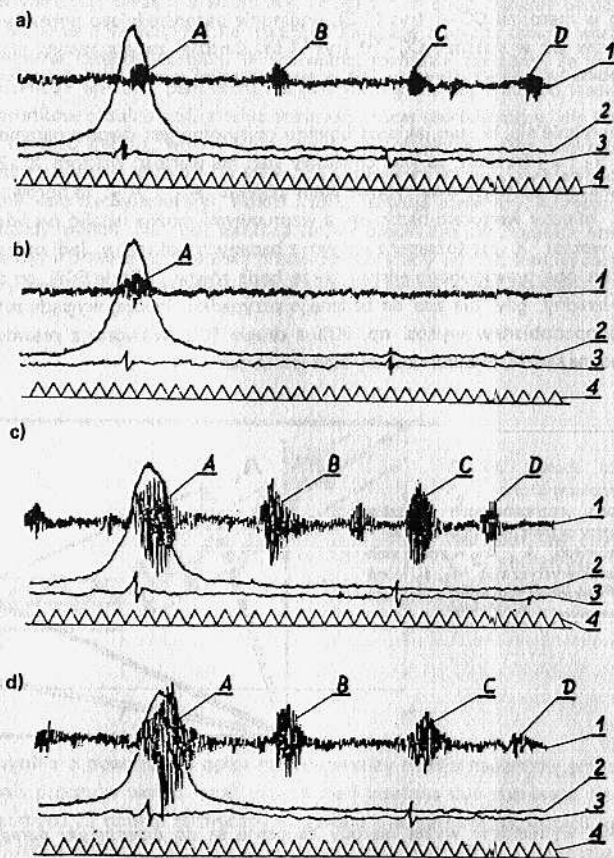
Jeżeli przyjmie się, że stan jakiegoś obiektu opisywany jest dwoma parametrami diagnostycznymi x_1 i x_2 (rys.2.9), to jego chwilowy stan ma wartość wektora X . Zakładając, że znane są wektory opisujące dwa typowe stany obiektu A_1 i A_2 , to porównując odległości l_1 i l_2 między wektorem badanym, a wzorcowymi można ustalić prawdopodobieństwo tego, że wektor X jest tożsamy z jednym z badanych wektorów. Jeśli odległości będą równe, wówczas oba prawdopodobieństwa także będą równe i bliskie 50%, co oznacza, że system jest bezradny, gdyż nie zna on badanego przypadku. Inaczej wygląda sytuacja, gdy jedno z prawdopodobieństw wynosi np. 90% a drugie 10%; wówczas z prawdopodobieństwem 90% można sądzić, że obserwowany stan jest stanem A_1 .

Rys.2.9. Metoda rozpoznawania obrazów.
 x_1, x_2 – parametry przestrzeni objawów, X – wektor stanu badanego, A_1, A_2 – znane wektory stanów charakterystycznych, l_1, l_2 – odległości między wektorem badanym, a wektorami charakterystycznymi



Wszystkie wymienione wyżej metody zaliczane są do *diagnostyki parametrycznej*, opartej na pomiarze wartości parametrów funkcjonalnych silnika. Inny niezwykle rozbudowany dział stanowi *diagnostyka wibroakustyczna*, którą tworzą metody pokazujące na pomiarze i analizie widma hałasu towarzyszącego pracy urządzenia oraz drgań wybranych jego elementów. Cechą charakterystyczną tych metod jest bardzo rozbudowany aparat matematyczny, wykorzystywany do analizy sygnału. Wynika to z bardzo dużej liczby informacji o stanie urządzenia mechanicznego jaką niesie w sobie *sygnał wibroakustyczny* (czyli hałas i drgania), i dlatego trudno jest wyodrębnić z niego informację dotyczącą konkretnego węzła konstrukcyjnego lub wielkości parametru struktury. Na rysunku 2.10 pokazano przykład ta-

kiej analizy, która choć wygląda prosto, wymaga dużego doświadczenia i skomplikowanej obróbki sygnału na komputerze.



Rys.2.10. Metoda wibroakustyczna — oscylogramy drgań bloku w okolicy uesty cylindrowej oraz ciśnienia w cylindrze (wg [19]); a) pracują wszystkie 4 cylindry, luzy początkowe (sprawne), b) pracuje tylko badany cylinder, luzy początkowe, c) pracują wszystkie cylindry, luzy graniczne, d) pracuje tylko cylinder badany, luzy graniczne, 1 — drgania bloku w okolicy tulei cylindrowej badanego cylindra, 2 — ciśnienie w badanym cylindrze, 3 — znacznik punktu zwrotnego, 4 — znacznik czasu

Ogólnie można stwierdzić, że podstawową trudnością jest wielkość czynników wpływających na przebieg sygnału wibroakustycznego i dlatego diagnostykę wibroakustyczną stosuje się do badania:

- urządzeń dość złożonych, ale produkowanych masowo i słabo wyposażonych w przyrządy pomiarowe, np. do silników trakcyjnych,
- produkowanych jednostkowo ważnych urządzeń o stosunkowo prostej budowie i jednorodnych warunkach pracy, np. przy badaniu przekładni urządzeń walcowniczych,
- wybranych węzłów w złożonych urządzeniach produkowanych w małych seriach, w przypadku braku możliwości zastosowania innych metod diagnostyki (np. z uwagi na brak miejsca do zamontowania czujnika), gdy węzeł ma duże znaczenie z punktu widzenia eksploatacji danego urządzenia, np. diagnozowanie warunków tarcia w cylindrze silnika na podstawie drgań kołnierza tulei,
- każdego dowolnego urządzenia mechanicznego, jeśli jest ono dokonywane za pomocą słuchu osoby obsługującej, np. wysłuchiwanie nietypowych odgłosów pracy silnika.

Z przytoczonego wyżej przykładu widać, jakie problemy niesie ze sobą diagnostyka wibroakustyczna. Przede wszystkim osoba diagnozująca musi długo pracować z danym egzemplarzem urządzenia, aby właściwie odebrać charakterystyczny podczas normalnej pracy obraz widma hałasu. Należy przy tym zauważyć, że pojawienie się nowych, nietypowych odgłosów nie zawsze umożliwia łatwe zlokalizowanie ich źródła i dlatego niekiedy stosuje się nawet stetoskop podobny do słuchawek lekarskich.

Obraz widma hałasu ulega znacznej zmianie wraz ze zmianą warunków eksploatacji i tylko długotrwała praca w tych nowych warunkach daje możliwości przyzwyczajenia się do nowego widma na tyle, aby wychwycić zmiany spowodowane niesprawnością urządzenia.

Mimo wszystkich wymienionych zastrzeżeń wydaje się, że dalszy rozwój techniki cyfrowej umożliwi zastosowanie diagnostyki wibroakustycznej również do urządzeń okrętowych.

3. OBCIĄŻENIE I ZEWNĘTRZNE WARUNKI PRACY SILNIKA

Silnik okrętowy ze względu na swoją skomplikowaną budowę oraz ważną rolę, jaką spełnia w eksploatacji statku jest szczególnie istotnym obiektem diagnostyki technicznej. Czynnikiem, który w zasadniczy sposób komplikuje jego diagnostykę jest zbyt mała liczebność określonej generacji modeli silników, co uniemożliwia statystyczne modelowanie obiektu i bezpośrednie przenoszenie doświadczeń z jednego modelu na drugi.

Z przekształcenia zależności (2.1) opisującej funkcjonowanie obiektu diagnostyki, otrzymuje się wzór procesu diagnozowania:

$$Z = f(X, Y) \quad (3.1)$$

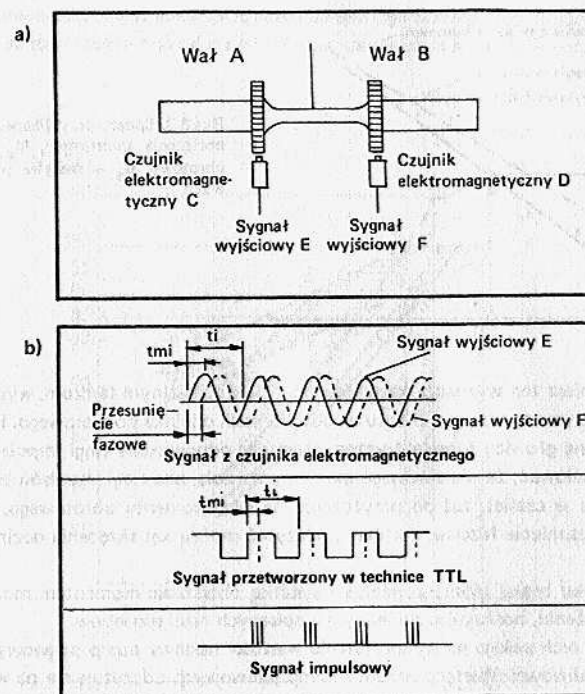
Ze wzoru tego wynika, że do określenia wartości parametrów struktury niezbędna jest znajomość zarówno wartości parametrów wejściowych jak i wyjściowych.

Uwzględniając silnik okrętowy jako całość, do podstawowych parametrów wejściowych należą:

- moment obrotowy (zależny od zadanej prędkości obrotowej i aktualnego obciążenia silnika),
- prędkość obrotowa (zwykle jest to parametr nastawiany),
- ciśnienie, temperatura i wilgotność powietrza w siłowni (na wlocie do silnika),
- temperatura wody zaburtowej (określająca graniczną intensywność chłodzenia),
- gatunek i właściwości paliwa oraz użytych olejów.

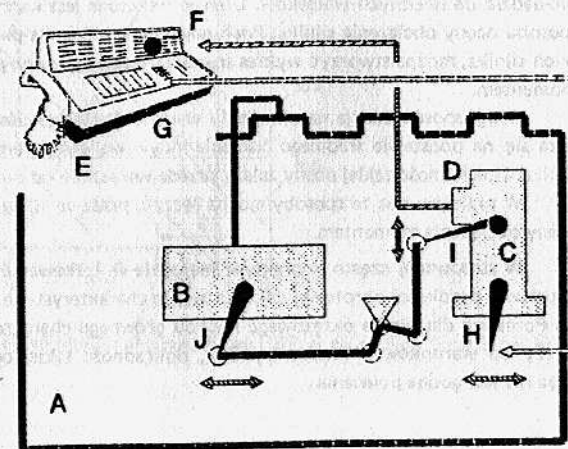
3.1. OCENA OBCIĄŻENIA MOMENTEM OBROTOWYM

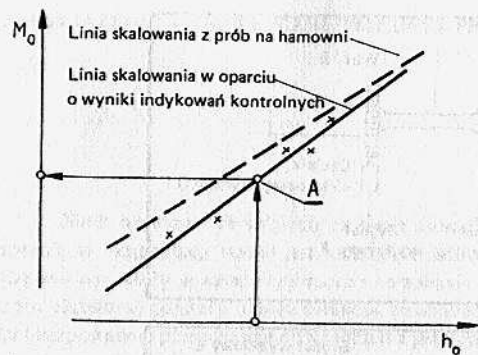
W tytule niniejszego podrozdziału celowo użyto określenia ocena, a nie pomiar, gdyż ten ostatni możliwy jest do uzyskania jedynie za pomocą momentomierza, zwanego też torsjometrem (od ang. torque – moment). Istnieje wiele typów momentomierzy o różnych zasadach pomiaru, jednak większość z nich mierzy kąt skręcenia wału napędowego obciążonego momentem obrotowym. Kąt ten zależy od wartości tego momentu. Przykład momentomierza działającego na zasadzie pomiaru przesunięcia fazowego pokazano na rysunku 3.1.



Rys.3.1. Zasada działania momentomierza impulsowego: a) rozmieszczenie przetworników na wałach napędowych, b) sygnał w różnych fazach przetworzenia

Rys.3.2. Określenie wskaźnika obciążenia i nastawy pomp paliwowych: A – silnik, B – pompa paliwowa, C – regulator silnika, D – selsynowy nadajnik wskaźnika obciążenia, E – centrala manewrowo kontrolna, F – selsynowy odbiornik wskaźnika obciążenia, G – dźwignia zadawania prędkości obrotowej, H – wałek wejściowy regulatora – wskaźnik zadanej prędkości, I – wałek wyjściowy regulatora – wskaźnik zadanej nastawy, J – wskaźnik wydatku (nastawy) pompy paliwowej





Rys.3.3. Sposób przybliżonego określenia obciążenia momentem; M_0 – moment obrotowy, h_0 – nastawa pomp paliwowych

Momentomierz ten wyznacza kąt skręcenia dzięki specjalnym tarczom, wyposażonym w tzw. „zęby”, zamontowanym do wału na obu końcach odcinka pomiarowego. Przechodzą one przez specjalną głowicę fotoelektryczną, generując odpowiednie ciągi impulsów. Układ można tak wyregulować, że dla zerowego momentu na wale, oba ciągi impulsów będą „w fazie” (tzn. zgodne w czasie), zaś po przyłożeniu na wał momentu obrotowego, powstanie między nimi przesunięcie fazowe, z którego odczytać można kąt skręcenia odcinka pomiarowego wału.

W przypadku braku momentomierza na statku obciążenie momentem można ocenić jedynie w przybliżeniu, posługując się jednym z opisanych niżej sposobów.

Pierwszy z nich polega na wykorzystaniu nastawy pomp paliwowych lub położenia listwy paliwowej. Wartość nastawy pomp paliwowych odczytuje się na wałku wyjściowym regulatora obrotów (rys.3.2), względnie za pośrednictwem selsynów, dzięki którym przekazywana jest ona do CMK i odczytywana na wskaźniku obciążenia. Wartość położenia listwy paliwowej odczytuje się bezpośrednio na pompach, co przy złym stanie morza jest znacznie utrudnione ze względu na stały ruch listwy.

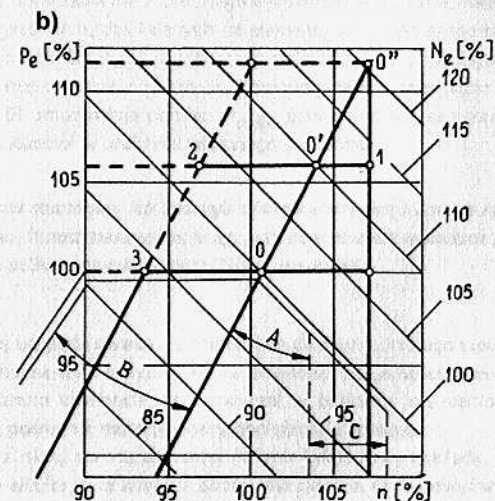
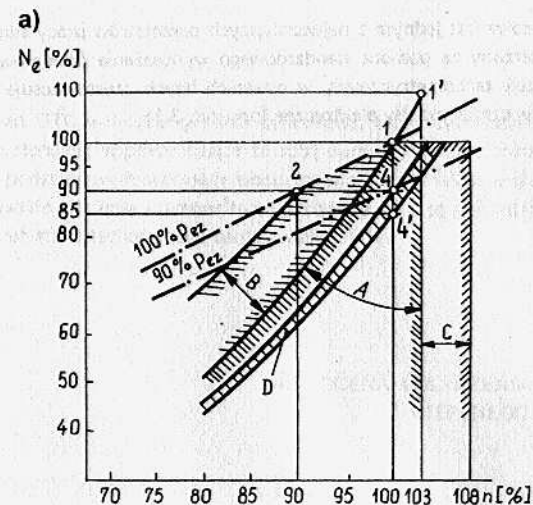
Wartości wymienionych wyżej wskaźników przeważnie nie są zgodne ze sobą, co może doprowadzić do błędnych wniosków. Dlatego wskazane jest korzystanie zawsze z tego samego sposobu oceny obciążenia silnika. Posługując się wynikami z prób hamownianych bądź morskich silnika, można stworzyć wykres (rys.3.3), pozwalający na przybliżoną ocenę obciążenia momentem.

Drugi sposób bazuje na określeniu wartości średniego ciśnienia efektywnego, które oblicza się na podstawie średniego ciśnienia indykowanego, mierzzonego podczas indykowania silnika. Dokładność takiej oceny zależy przede wszystkim od dokładności pomiaru p_i .

W praktyce oba te sposoby można łączyć, przez co znacznie zwiększy się dokładność oceny obciążenia momentem.

W stosowanej często w praktyce metodzie wnioskowania o momencie obrotowym na podstawie prędkości obrotowej zakłada się, że charakterystyka obciążeniowa silnika jest stała. Ponieważ dla silnika okrętowego napędu głównego charakterystyka ta w dużym stopniu zależy od warunków pływania (rys.3.4), dokładność takiej oceny jest problematyczna, a więc nie jest godna polecenia.

Wartość momentu obrotowego jest proporcjonalna do średniego ciśnienia efektywnego, w przybliżeniu proporcjonalna do dawki paliwa spalanej w silniku i w jeszcze większym przybliżeniu – do nastawy pomp paliwowych.



Rys.3.4. Pola dopuszczalnych obciążeń silników okrętowych (wg [16]): a) dla silników firmy Sulzer, b) dla silników firmy B & W

3.2. POMIAR PRĘDKOŚCI OBROTOWEJ

Prędkość obrotowa jest jednym z najważniejszych parametrów pracy silnika i dlatego parametr ten jest mierzony za pomocą standardowego wyposażenia pomiarowego. Oprócz klasycznych prądniczek tachometrycznych, w ostatnich latach często stosuje się mierniki impulsowe zliczające w czasie impulsy elektryczne (por. rys. 3.1).

4. DIAGNOSTYKA ELEMENTÓW GRUPY TŁOKOWO CYLINDROWEJ (GTC)

W skład GTC wchodzi: głowica cylindrowa, tuleja cylindrowa oraz tłok z pierścieniami, które stanowią współpracujące ze sobą elementy komory spalania. Ponieważ proces spalania jest podstawowym procesem roboczym silnika i przebiega w szczególnie ciężkich warunkach (wysokie ciśnienia i temperatury), elementy GTC są najbardziej narażone na uszkodzenia, a od ich stanu technicznego bardzo wiele zależy.

4.1. OCENA OBCIĄŻENIA MECHANICZNEGO I CIEPLNEGO ELEMENTÓW GTC

Ocena obciążenia mechanicznego elementów GTC jest sprawą stosunkowo prostą, gdyż wartość sił gazowych, działających na elementy GTC jest proporcjonalna do ciśnienia panującego w cylindrze. Dlatego też wystarczy zmierzyć wartość *maksymalnego ciśnienia spalania*, aby ocenić maksymalne obciążenia. Ponieważ nawet najprostsze indykatory mechaniczne (por. rozdz. 5) umożliwiają pomiar P_{max} przy pomocy tzw. *wykręsów słupkowych*, zagadnienie to nie stanowi w praktyce większego problemu.

Wzrost momentu obrotowego lub średniego ciśnienia efektywnego oznacza zawsze wzrost obciążeń mechanicznych silnika. Wzrost taki występuje np. przy pogorszonych warunkach płływania, gdy przy ustalonej nastawie pomp paliwowych spada prędkość obrotowa silnika.

Inaczej wygląda sprawa z obciążeniem cieplnym, którego rzeczywistą, chwilową i lokalną wartość można wyznaczyć tylko na podstawie znajomości chwilowych wartości pola temperatur w danym elemencie, co zazwyczaj w praktyce jest niemożliwe. Dlatego stosuje się szacunkowe, pośrednie metody oceny obciążenia cieplnego.

Najprostszą z nich, mającą charakter jedynie jakościowy zakłada, że *im większe obciążenie mechaniczne silnika, tym większe obciążenia cieplne*. O ile powyższe twierdzenie jest dopuszczalne w przypadku silników niedoładowanych, to nie może być ono uwzględnione w przypadku współczesnych silników doładowanych, zwłaszcza napędu głównego. Pewną pomocą mogą tu być liczbowe wskaźniki obciążenia cieplnego, takie jak *kryterium NSFI*:

$$t_n = A + B \cdot \frac{t_d^{1,25} \cdot p_i^{1,5} \cdot n^{0,35}}{p_d^{1,2}} \quad (4.1)$$

gdzie:

t_n – temperatura wybranego punktu komory spalania,

A, B – współczynniki doświadczalne,

p_d, t_d – parametry powietrza doładowującego,

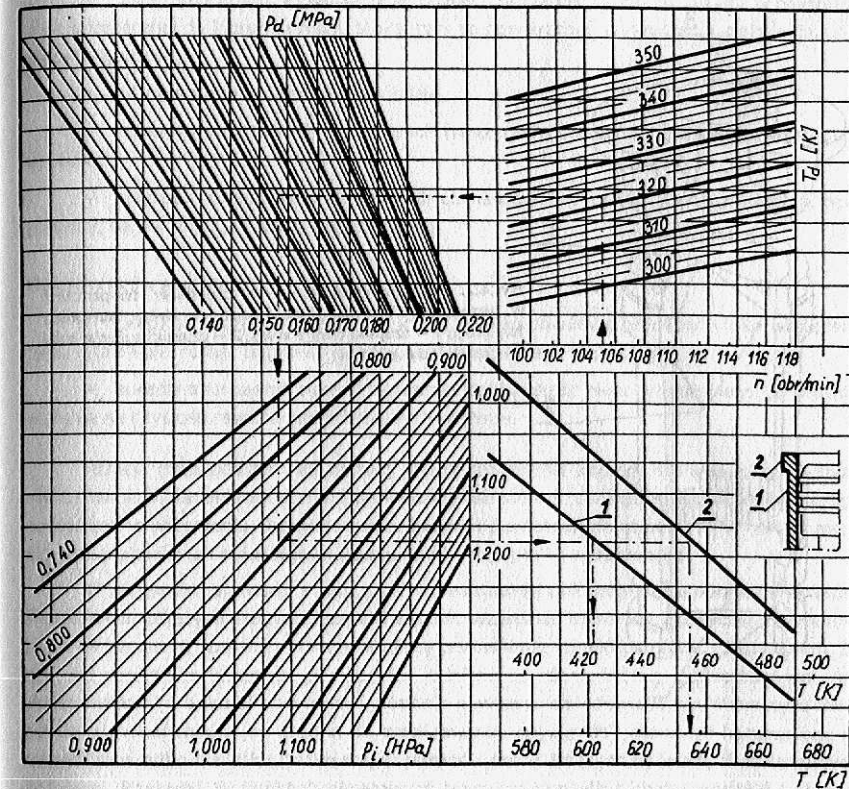
n – prędkość obrotowa silnika,

p_i – średnie ciśnienie indykowane.

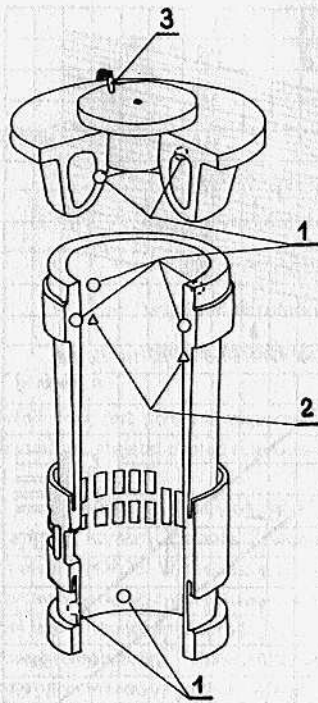
Jeżeli brak jest pokładowego mikrokomputera, wskazane jest stosowanie graficznej formy kryterium, mającej postać nomogramu (rys.4.1).

Inna metoda oceny obciążenia cieplnego polega na pomiarze temperatur w wybranych punktach komory spalania. Zastosowano ją w urządzeniu *Thermal Load Analyser* firmy Autronica (rys.4.2). W metodzie tej wartości zmierzonych rzeczywiście temperatur lokalnych porównywane są z wartościami wzorcowymi, wyznaczonymi wzdłuż wzoru (4.1). W najnowszej wersji urządzenia całość procesu, czyli sterowanie pomiarami, obliczanie wartości wzorcowej temperatury i porównanie wartości jest realizowane przez wyspecjalizowany system mikroprocesorowy, co znacznie ułatwia korzystanie z tego urządzenia. Niestety, jego poważną wadą jest konieczność przygotowania otworów pod termopary przez producenta silnika oraz duża wrażliwość czujników na uszkodzenia, powstające zwłaszcza podczas napraw połączonych z demontażem tulei.

Wzrost temperatury spalin za cylindrem, wbrew szeroko rozpowszechnionemu przekonaniu, nie musi wcale świadczyć o wzroście obciążenia cieplnego cylindra, podobnie jak prawidłowa temperatura spalin nie wyklucza możliwości wystąpienia przeciążenia cieplnego.



Rys.4.1. Nomogram do wyznaczania temperatury tulei cylindrowej wg kryterium NSF1 (wg [16]); T – temperatura wybranych punktów tulei cylindrowej, P_d, T_d – ciśnienie i temperatura powietrza doładowującego, P_i – średnie ciśnienie indykowane



Rys.4.2. Przykład rozmieszczenia czujników temperatury w urządzeniu Thermal Load Analyzer firmy Autronica (wg [16]): 1 – czujniki temperatury, 2 – czujniki zużycia tulei 3 – kurek indykatorowy

4.2. OCENA SZCZELNOŚCI KOMORY SPALANIA

Szczelność komory spalania zależy od parametrów stanu technicznego oraz czynników eksploatacyjnych.

Wśród parametrów stanu technicznego należy uwzględnić stopień zużycia następujących elementów:

- pierścieni tłokowych: stopień ich zużycia, luzów na zamku, ciągłości (tzn. braku pęknięć i wykruszeń),
- rowków pierścieniowych w tłoku: stopień rozbicia w kierunku ruchu tłoka, czystość rowków umożliwiającą rozbudowywanie się ciśnienia gazów, dociskającego pierścieni do powierzchni tulei,

- tulei cylindrowej, a zwłaszcza jej powierzchni tarcia: charakter zużycia w płaszczyźnie poprzecznej do kierunku ruchu tłoka, rysy na powierzchni, wykruszenia, pęknięcia tulei na całej grubości,
- uszczelki pomiędzy głowicą a tuleją,
- zaworów wylotowych i wlotowych (wraz z ich gniazdami), jeśli takowe występują w głowicy,
- ciągłości (braku pęknięć) innych elementów tworzących komorę spalania, np.: głowicy, denka tłoka, zaworów wtryskowych.

Do czynników eksploatacyjnych zaliczane są:

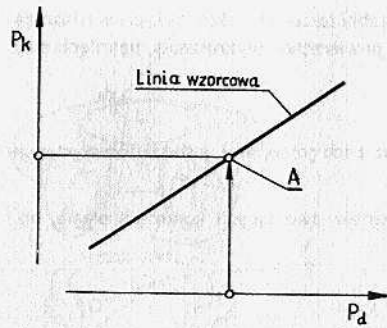
- prędkość obrotowa silnika, z której wynika chwilowa prędkość tłoka względem tulei, a ta z kolei rosnąc poprawia jakość pracy uszczelnienia tłokowego,
- sposób smarowania tulei, a zwłaszcza ilość i jakość oleju cylindrowego, co istotnie wpływa na czystość rowków pierścieniowych w tłoku.

Istnieją dwie podstawowe metody oceny szczelności komory spalania: przez pomiar maksymalnego ciśnienia sprężenia i porównanie wartości otrzymanej z wzorcową oraz druga polegająca na włączaniu obcego czynnika (na ogół powietrza) do zamkniętej w tym momencie komory spalania i szacunkowej ocenie ubytków czynnika włączanego.

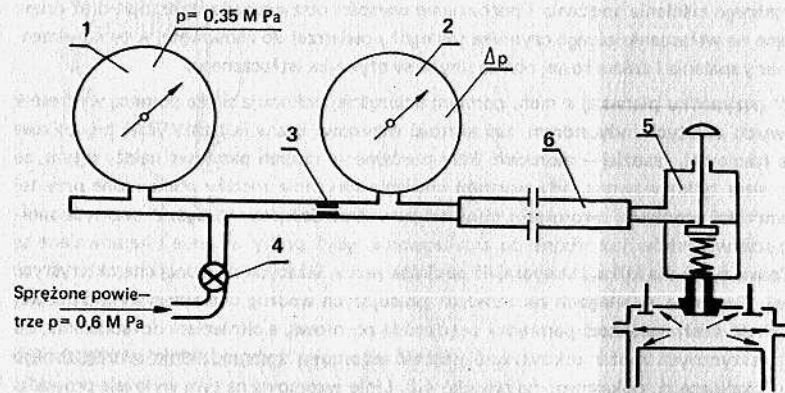
W przypadku pierwszej z nich, pomiaru najczęściej dokonuje się za pomocą wykresów słupkowych zdjętych indykatorem, zaś wartość wzorcową brana jest zazwyczaj z wyników prób na hamowni, rzadziej – morskich. Przy porównaniu ciśnień pamiętać należy o tym, że ma ono sens tylko wówczas, gdy wartości ciśnienia sprężania zostały pomierzone przy tej samej wartości prędkości obrotowej i ciśnienia powietrza doładowującego. W praktyce spełnienie tych warunków jest trudne do zrealizowania, gdyż próby morskie i hamowniane są prowadzone tylko dla kilku (zazwyczaj 4) punktów pracy, leżących na jednej charakterystyce śrubowej. Ponieważ w silnikach okrętowych pracujących według charakterystyki śrubowej istnieje dość ścisła zależność pomiędzy prędkością obrotową, a ciśnieniem doładowania, do celów praktycznych można odczytywać wartość wzorcową z samodzielnie sporządzonego wykresu skalującego, pokazanego na rysunku 4.3. Linię wzorcową na tym wykresie prowadzi się przez punkty wyznaczone na podstawie wyników otrzymanych podczas prób na hamowni i morskich.

Powyższe uwagi dotyczą także silników pracujących przy stałej prędkości obrotowej, o ile tylko istnieje fizyczna możliwość pomiaru ciśnienia w cylindrze i podwieszenia pompy paliwowej na czas pomiaru.

Drugą z metod realizuje się poprzez zastosowanie odpowiedniego urządzenia, którego schemat przedstawiono na rysunku 4.4. Po zamknięciu zaworów i ustawieniu tłoka w pozycji GMP do cylindra przez kurek indykatorowy, względnie otwór od wtryskiwacza włącza się sprężone powietrze o stałym ciśnieniu. Gdyby cylinder i układ pomiarowy były idealnie szczelne, wówczas po napełnieniu cylindra ustaliłyby się ciśnienia, ustałby przepływ powietrza przez zwężkę 3 a oba manometry 1 i 2 pokazywały to samo ciśnienie. Jednak przy nie-



Rys.4.3. Sposób wyznaczania nominalnej wartości ciśnienia spalania; P_d – ciśnienie doładowania, P_k – ciśnienie sprężania



Rys.4.4. Schemat przyrządu do pomiaru szczelności komory spalania [wg [5)]; 1, 2 – manometry, 3 – zwężka, 4 – zawór redukcyjny, 5 – zawór pomiarowy, 6 – wąż elastyczny

ruchomym tłoku występują przeważnie znaczne przecieki i ubytki powietrza, które nadal dopływa przez zwężkę 3 do cylindra. Wraz ze wzrostem ubytków spada ciśnienie na zwężce, co wpływa na powstawanie coraz większych różnic między wskazaniami manometrów 1 i 2. Orientacyjne kryteria oceny szczelności komór spalania przy zastosowaniu powyższej metody podano w tabeli 4.1.

Tabela 4.1

Wartości graniczne spadku ciśnienia na zwężce przy badaniu szczelności cylindra (wg [16])

Względny spadek ciśnienia sprężonego powietrza ($\Delta p/p$) • 100%	Stan techniczny mechanizmu tłokowego i rozrządu
0–5	bardzo dobry
5–25	dobry
powyżej 25	wymaga ustalenia przyczyny nieszczelności

Pierwsza z opisanych metod jest od dawna z powodzeniem stosowana na statkach, zaś druga, choć mniej rozpowszechniona, przydatna jest najbardziej do badania wielocylindrowych silników czterosuwowych.

4.3. OCENA WARUNKÓW WSPÓŁPRACY TŁOKA I TULEI

Tuleja cylindrowa i pierścienie tłokowe stanowią jeden spójny węzeł trybologiczny, czyli taki, w którym realizowany jest proces tarcia, zatem celowe staje się połączenie całego układu tuleja–pierścienie–tłok w jeden model diagnostyczny. Podejście powyższe w niczym nie umniejsza możliwości odrębnego diagnozowania poszczególnych elementów. Szczegółowe informacje o warunkach pracy tego układu znaleźć można między innymi w monografii J.K.Włodarskiego [18] i dlatego też zostały one pominięte w niniejszej pracy.

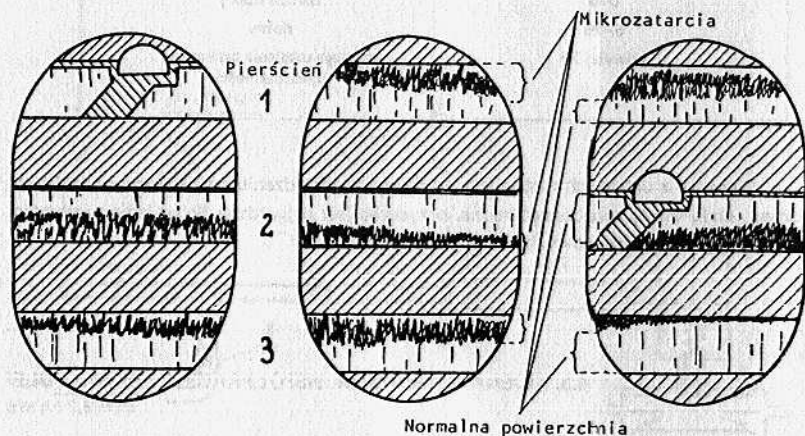
Klasyczna ocena warunków współpracy tłoka i tulei polega na oględzinach współpracujących powierzchni, szczególnie tulei. Dokonuje się ich bezpośrednio przez okna wylotowe z kolektora spalin (w dużych silnikach 2–suwowych z doładowaniem stałociśnieniowym), albo też za pomocą specjalnych endoskopów światłowodowych.

W czasie oględzin poszukuje się ewentualnych śladów nieprawidłowego tarcia lub nadmiernego zużycia. Mogą to być na przykład (wg [18]):

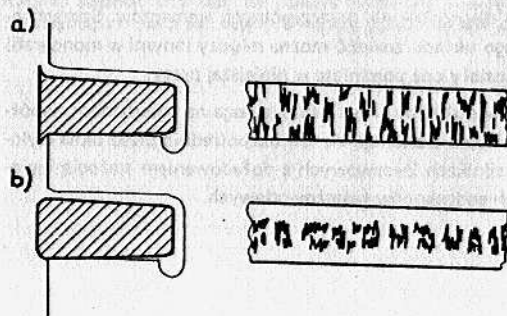
– pionowe rysy na powierzchniach tulei, pierścieni tłokowych, a nawet płaszczu tłoka świadczące o intensywnym zużyciu ściernym, spowodowanym obecnością pyłów spawalniczych lub niewłaściwym doborem oleju cylindrowego (rys.4.5),

– ciemne obszary w miejscu intensywnego zużycia korozyjnego pokryte skoksowanym osadem powstałym na skutek przedmuchów między tuleją a pierścieniami (tzw. zużycie „w liść koniczyzny”), co może być spowodowane wykraplaniem się pary wodnej w zbyt schłodzonym powietrzu doładowującym, albo złym doborem oleju cylindrowego,

– mikrozatarcia na powierzchni tulei, pierścieni i tłoka w postaci nierównomiernie rozłożonych pasm rys zgodnych z kierunkiem ruchu (rys.4.6), a także zmiana profilu pierścienia. Objawy te są wynikiem pogorszenia warunków pracy między pierścieniem a tuleją, przeważnie na skutek utraty szczelności przez pierścień i związanych z tym przedmuchów, nierównomiernego zużycia, odkształceń cieplnych lub błędów montażowych.



Rys.4.5. Widok tłoka i pierścieni tłokowych przez okna w tulei (wg B & W)



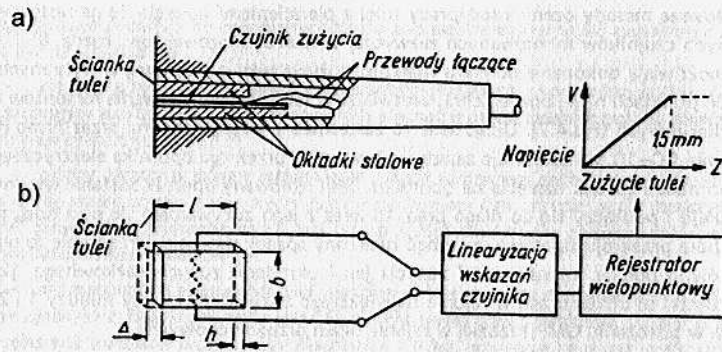
Rys.4.6. Mikrozatarcia na pierścieniach tłokowych (wg B & W): a) rowe (aktywne), b) „zdrowiejące”

Nowsze metody oceny współpracy tulei z pierścieniami opierają się na zastosowaniu specjalnych czujników montowanych zazwyczaj w tulei cylindrowej (por. rozdz. 8). Czujniki te umożliwiają dokonanie pomiaru wielkości zużycia tulei cylindrowej w wybranych krytycznych punktach na jej powierzchni, ułatwiając w ten sposób planowanie remontów układów cylindrowych (rys.4.7). Urządzenie to zastosowane między innymi przez firmę B & W w systemie CC-10, wykorzystuje zasadę wpływu pola przekroju opornika elektrycznego na jego oporność i spadek napięcia na oporniku. Jeśli izolowany opornik zostanie wmontowany w tuleję i podłączy się do niego prąd, to wraz z jego zużywaniem się oraz tulei, maleć będzie pole przekroju opornika, a rosnąc mierzony spadek napięcia. Urządzenie to umożliwia zarówno pomiar intensywności zużycia jak i określenie zużycia całkowitego [2]. Na ogół czujniki są umieszczane w rejonie największego zużycia, to znaczy między 1 i 2 pierścieniem w położeniu GMP, rzadziej w rejonie okien przedmuchowych.

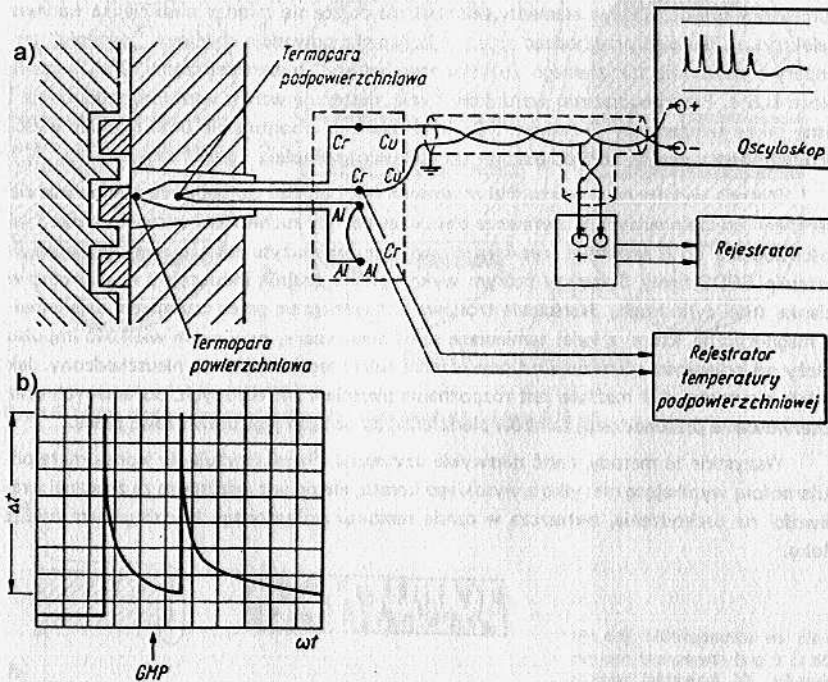
Wspomniane urządzenie służy również do pomiaru chwilowych temperatur na powierzchni tarcia, co pozwala na stosunkowo wczesne wykrywanie mikrozatań (rys.4.8). Przykładem może być tu urządzenie firmy Cyldet, którego podstawowym elementem pomiarowym jest podwójna termopara przeznaczona do pomiaru na powierzchni tarcia i tuż pod nią [3]. Końcówka pomiarowa termopary wykonana z chromelu umieszczona jest w alumelowej tulejce. Te dwa elementy oddziela znajdująca się między nimi cienka warstwa dielektryku. Pierścień przechodząc przed tą końcówką powoduje chwilowe „zgrzanie” termopary i powstanie tak zwanego „błysku temperatury” o wartości rzędu 100°C i czasie około 0,5 s. Przy pogorszeniu warunków tarcia, następuje wzrost współczynnika tarcia i rosną także temperatury „błysków”. Czujniki tego typu montuje się poza rejonem wysokich temperatur gazów, czyli od połowy skoku ku dołowi tulei.

Metoda wykorzystująca czujniki stosowana jest ponadto do śledzenia zachowania się pierścieni uszczelniających, a zwłaszcza obserwowania ich ruchliwości w rowku tłoka i jakości docisku do gładzi tulei (rys.4.9). Urządzenie takie użyte zostało między innymi w systemie SEDS firmy Sulzer, w którym wykorzystano czujnik indukcyjny wbudowany w ściankę tulei cylindrowej. Pierścienie tłokowe przesuwając się przed czujnikiem dają impulsy magnetyczne, które z kolei zamieniane są na elektryczne, przy czym wielkość impulsu zależy od odległości pierścienia od powierzchni tulei i tego, czy jest on nieuszkodzony. Jak widać z rysunku 4.9 możliwe jest rozpoznanie pierścieni zapieczonych, połamanych oraz obserwowanie przechodzenia zamków pierścienia, co oznacza jego prawidłową pracę.

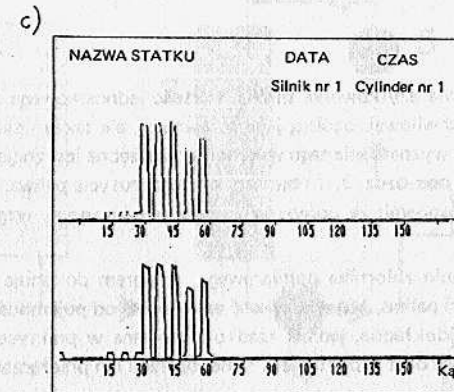
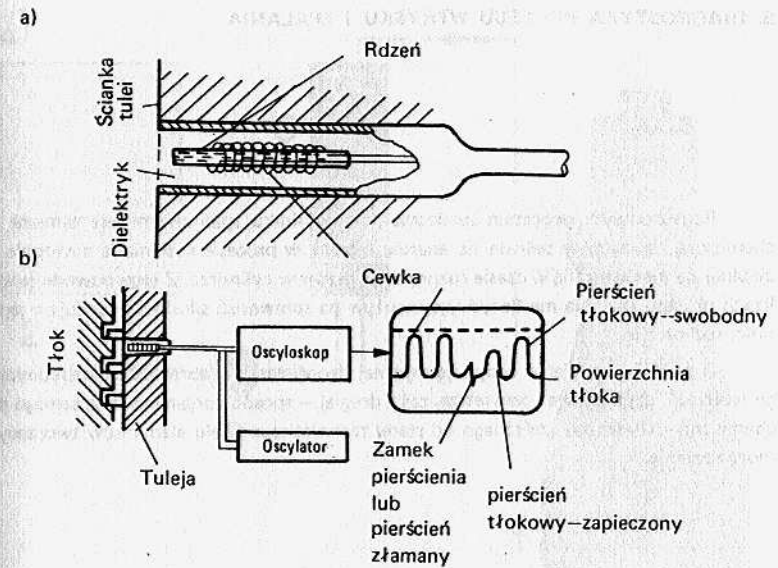
Wszystkie te metody, choć niezwykle użyteczne, charakteryzują się jednak małą popularnością wynikającą nie tylko z wysokiego kosztu, ale przede wszystkim ze znacznej wrażliwości na uszkodzenia, zwłaszcza w czasie remontu połączonego z wyciąganiem tulei z bloku.



Rys.4.7. Schemat urządzenia do pomiaru zużycia tulei cylindrowej (wg [18]): a) czujnik, b) schemat pomiarowy



Rys.4.8. Schemat urządzenia do kontroli smarowania gładzi tulei cylindrowej (wg [18]): a) schemat układu pomiarowego, b) obraz sygnałów na ekranie oscyloskopu



Rys.4.9. Układ pomiarowy do oceny położenia pierścienia tłokowego w rowku (wg [18]): a) czujnik, b) schemat układu pomiarowego, c) przykład zarejestrowanego sygnału

5. DIAGNOSTYKA PROCESU WTRYSKU I SPALANIA

Podstawowym procesem realizowanym w silniku spalinowym jest zamiana energii chemicznej zawartej w paliwie na energię cieplną w procesie spalania, a następnie energii cieplnej na mechaniczną w czasie rozprężania gazów w cylindrze. Z tego powodu jakość realizacji procesu spalania ma decydujący wpływ na sprawność silnika i decyduje o jego zdolności technicznej.

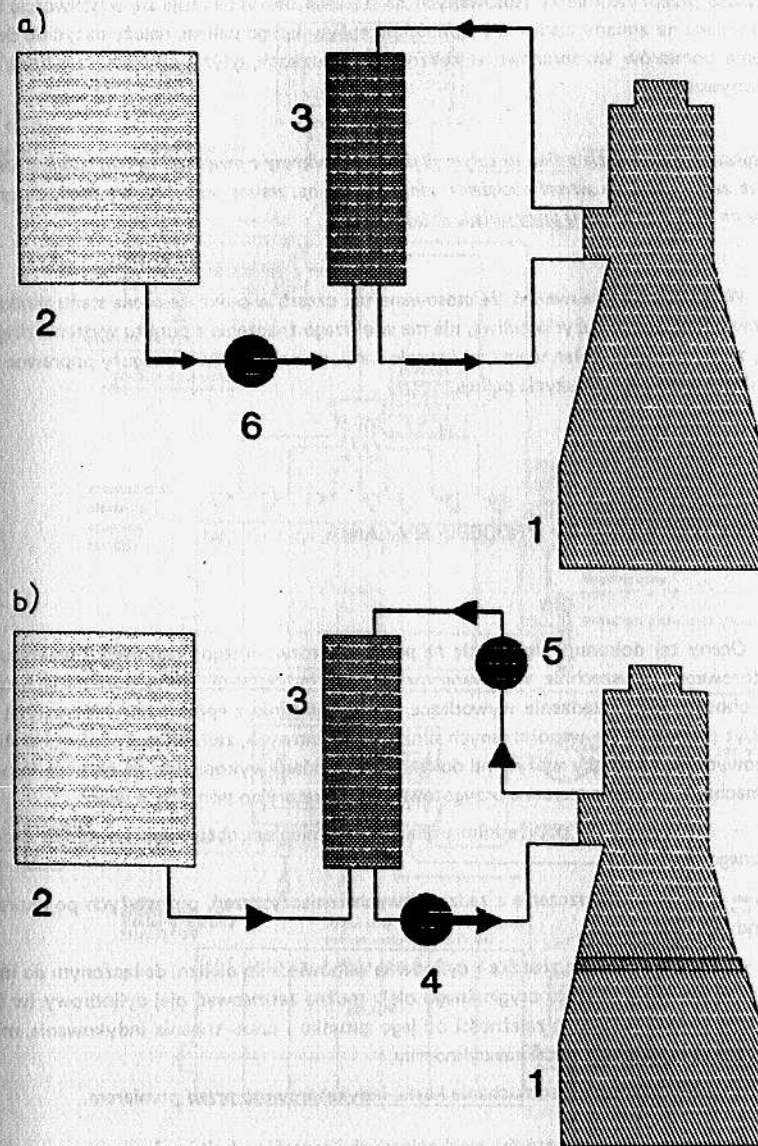
O przebiegu spalania decydują z jednej strony dostawy surowców niezbędnych do jego realizacji, czyli paliwa i powietrza, zaś z drugiej – sposób zorganizowania samego procesu chemiczno-fizycznego, zależnego od stanu technicznego wielu elementów tworzących komorę spalania.

5.1. OCENA ZUŻYCIA PALIWA

Z punktu widzenia użytkownika silnika, wartość jednostkowego zużycia paliwa jest miernikiem nie tylko chwilowej, ogólnej jego sprawności, ale także wskaźnikiem ogólnego stanu technicznego. Do wyznaczenia tego wskaźnika, potrzebna jest znajomość mocy rozwijanej przez silnik (por. podrozdz. 3.1) i bieżącej wartości zużycia paliwa. Tę ostatnią można wyznaczyć dwoma sposobami: za pomocą zbiornika pomiarowego, względnie przepływomierzy.

Przy wykorzystaniu zbiornika pomiarowego, stoperem dokonuje się pomiaru czasu zużycia określonej ilości paliwa, której wielkość zależna jest od pojemności zbiornika. Metoda ta jest stosunkowo dokładna, jednak rzadko stosowana w praktyce, z uwagi na brak zbiorników pomiarowych oraz kłopotliwość samej operacji ich przełączania.

Metoda pomiaru za pomocą przepływomierzy zależy od instalacji paliwowej (rys.5.1). Jeżeli przepływomierz włączony jest przed zbiornikiem zwrotnym (rys.5.1a), wówczas pomiar polega na odczytaniu wskazań przepływomierza w określonym czasie, jednak podczas pomiaru nie może być pompowane paliwo do zbiornika wyrównawczego. Dodatkowo ilość paliwa przepływająca między zbiornikiem 1 i 2, na skutek wyrównywania się poziomów, zwiększałaby wskazania przepływomierza, prowadząc do znacznych błędów pomiaru. W przypadku pomiaru za pomocą dwóch przepływomierzy (rys.5.1b) sprawa jest prostsza. Wynik tego pomiaru stanowi różnicę wskazań między wskazaniami przepływomierza 3, a ilością paliwa wracającego do zbiornika, wskazywaną przez przepływomierz 4. Ponieważ



Rys.5.1. Sposoby włączania przepływomierzy do instalacji paliwowej: a) między zbiornikiem rozchodowym a zbiornikiem zwrotnym, b) między zbiornikiem zwrotnym a silnikiem; 1 – silnik, 2 – zbiornik rozchodowy, 3 – zbiornik zwrotny, 4, 5, 6 – przepływomierze

większość przepływomierzy stosowanych na statkach charakteryzuje się wrażliwością błędów pomiaru na zmiany ciśnienia i lepkości przepływającego paliwa, należy dążyć do dokonywania pomiarów każdorazowo w zbliżonych warunkach, gdyż tylko wówczas będą one porównywalne.

Gwałtowny wzrost zużycia paliwa na całym silniku, nie powiązany z przysięciem na inny gatunek paliwa, oznacza zwykle znaczny wzrost obciążenia, spowodowany np. zmianą warunków pływania, ale często wynika on także z pogorszenia pracy układu doładowania.

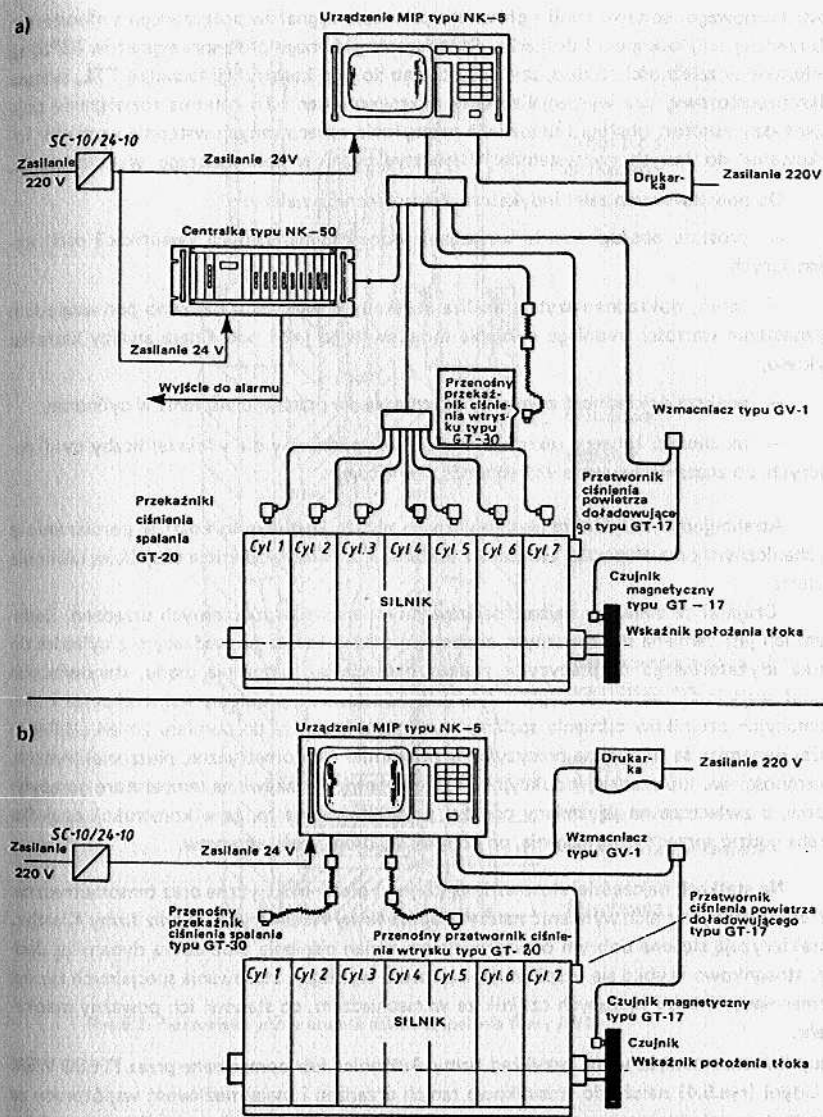
Warto również zauważyć, że stosowana tak często w praktyce ocena stanu silnika na podstawie dobowego zużycia paliwa, nie ma większego znaczenia z punktu widzenia diagnostyki, ze względu na zmienne warunki eksploatacji, co uniemożliwia z reguły poprawne wyliczenie jednostkowego zużycia paliwa.

5.2. OCENA PRZEBIEGU PROCESU SPALANIA

Oceny tej dokonuje się zwykle na podstawie rozwiniętego (czasowego) wykresu indykatorowego. Powszechnie stosowaną metodą jest indykowanie indykatorem mechanicznym, chociaż jako urządzenie wywodzące się bezpośrednio z ewolucji maszyn parowych nie jest zbyt przydatne we współczesnych silnikach spalinowych, zwłaszcza średnio- i szybkoobrotowych. Decydujący wpływ na dokładność pomiaru wykonanego za pomocą indykatora mechanicznego ma staranne przygotowanie indykatora do pomiaru, a więc:

- ostudzenie po poprzednim pomiarze strumieniem chłodnego powietrza nadmuchiwane do siłowni,
- staranne oczyszczenie z sadzy i innych zanieczyszczeń pozostałych po poprzednim indykowaniu,
- przesmarowanie tłoczka i cylinderka odpowiednim olejem, dołączonym do indykatora. W przypadku braku oryginalnego oleju można zastosować olej cylindrowy (w bardzo małej ilości), jednak w zależności od jego gatunku i czasu trwania indykowania, może wystąpić zapiekanie się tłoczka w cylinderku,
- każdorazowe przedmuchiwanie kurka indykatorowego przed pomiarem.

Przestarzałość indykatorów mechanicznych i rozwój techniki cyfrowej doprowadziły do stopniowego wypierania ich przez indykatory elektroniczne (il./s.5.2). Składają się one z czujnika ciśnienia spalania zainstalowanego na kursu indykatorowym, czujnika położenia



Rys.5.2. Indykator elektroniczny NK-5 (wg [11]): a) w wersji stacjonarnej, b) w wersji przenośnej

wału korbowego, zestawu kabli i głównego procesora sygnałów połączonego z monitorem lub rzadziej oscyloskopem i drukarką. Rozwiązania głównego procesora sygnałów (GPS) są wielorakie w zależności od tego, czy zastosowano do jego konstrukcji technikę TTL, system mikroprocesorowy, czy wyspecjalizowany mikrokomputer. To ostatnie rozwiązanie daje największy komfort obsługi i umożliwia przesyłanie opracowanych wstępnie wyników indykowania do innych nadsystemów diagnostycznych, w celu dalszego wykorzystania.

Do podstawowych zalet indykatora elektronicznego należą:

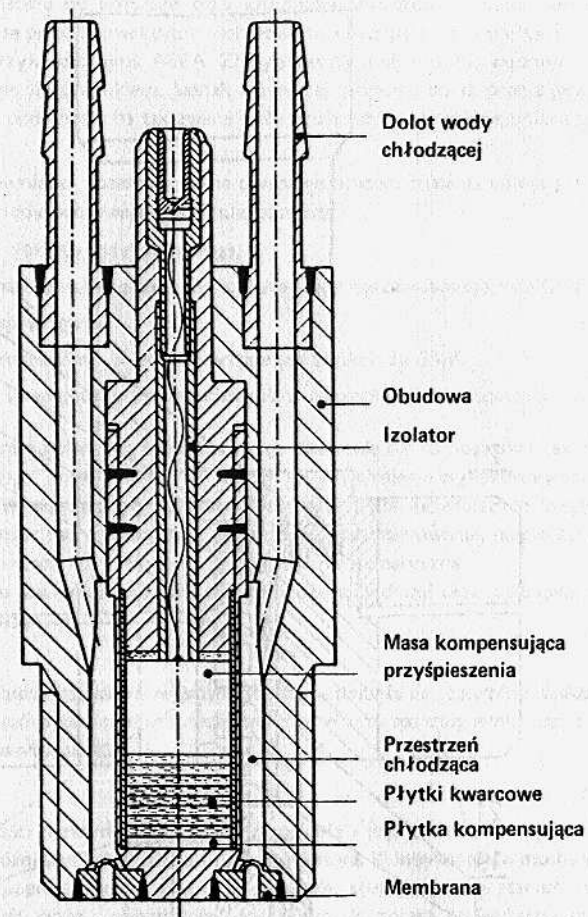
- prostota obsługi i małe wymagania odnośnie manualnych kwalifikacji osób korzystających,
- łatwa, dokładna i szybka analiza uzyskanych wykresów zarówno pod względem wyznaczenia wartości średniego ciśnienia indykowanego jak i pod kątem analizy kształtu wykresu,
- większa dokładność pomiaru i odwzorowania przebiegu ciśnienia w cylindrze,
- możliwość łatwego uśredniania wyników pomiarów dla większej liczby cykli roboczych, co znacznie zwiększa wiarygodność wyników.

Atrakcyjność indykatora elektronicznego obniża jego wysoki koszt w porównaniu z mechanicznym oraz trudności związane z eksploatacją i niezawodnością czujników ciśnienia spalania.

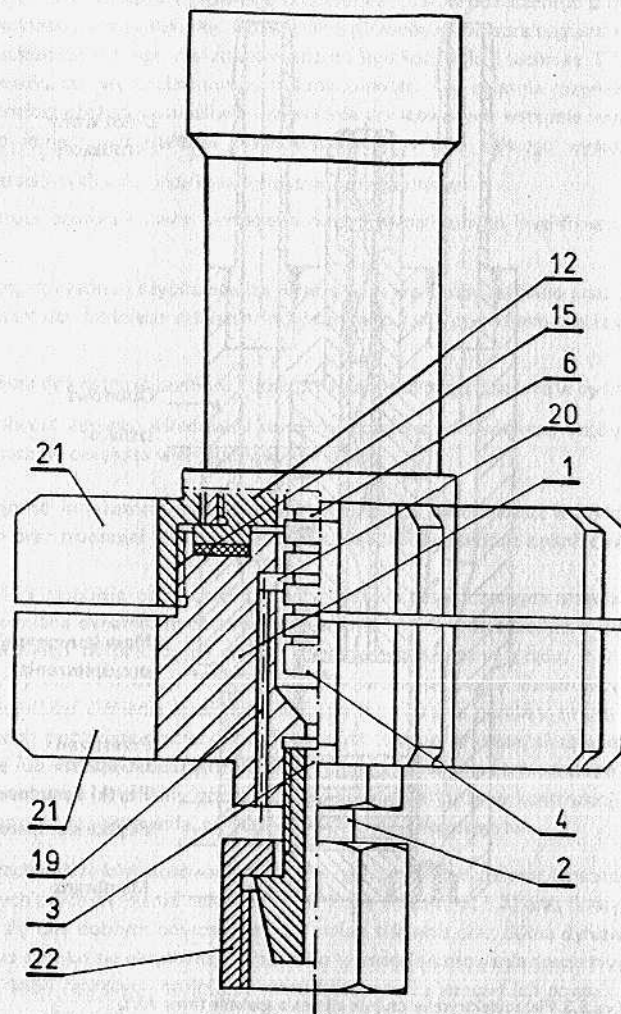
Czujniki te stanowią najbardziej zawodny element współczesnych urządzeń. Zadaniem ich jest zamiana dynamicznych zmian ciśnienia w kanale prowadzącym z cylindra do kurka idykatorowego na precyzyjne zmiany napięcia lub natężenia prądu, stanowiących sygnał wejściowy dla właściwego indykatora. Podstawowe problemy konstrukcyjne i eksploatacyjne czujników ciśnienia spalania wynikają z faktu, że do pomiaru zmian ciśnień o dużej dynamice są potrzebne precyzyjne przetworniki (tensometryczne, piezoelektryczne, pojemnościowe lub rzadziej indukcyjne), które są bardzo wrażliwe na temperaturę gorących gazów, a zwłaszcza na jej zmiany podczas pracy. Powoduje to, że w konstrukcji czujnika trzeba godzić sprzeczne wymagania, co odbywa się drogą wielu ustępstw.

Na statkach najczęściej stosowane są czujniki piezoelektryczne oraz tensometryczne. Wśród pierwszych z nich wymienić należy czujniki firmy ASEA (rys.5.3) oraz firmy Kistler. Charakteryzują się one dobrym odwzorowaniem zmian ciśnienia oraz dobrą dynamiką. Jednak stosunkowo szybko się eksploatają, a ponadto wymagają stosowania specjalnych typów wzmacniaczy i kabli łączących czujnik ze wzmacniaczem, co stanowi ich poważny mankament.

Czujniki tensometryczne, na przykład firmy Autronica lub opracowane przez ITESO WSM w Gdyni (rys.5.4) należą do stosunkowo tanich urządzeń i mają możliwość współpracy ze standardowymi wzmacniaczami pomiarowymi. Są one jednak dosyć wrażliwe na zmiany temperatury, a ponadto powstają trudności w dokładnym odwzorowaniu bardzo szybkich przyrostów ciśnień.



Rys.5.3. Piezoelektryczny czujnik ciśnienia spalania firmy AVL



Rys.5.4. Tensometryczny czujnik ciśnienia spalania ITESO WSM Gdynia. Ważniejsze elementy: 1 – korpus czujnika i cylinderek pomiarowy, 2 – końcówka mocująca na kurku indykatorowym, 3 – kanał dolotu spalin, 4 – tłoczek pomiarowy, 6 – uszczelnienie labiryntowe tłoczka, 12 – element pomiarowy, 15 – przekładka, 20 – kanał dekompresyjny, 21 – radiator, 22 – nakrętka mocująca

W przeciwieństwie do starszego typu czujników chłodzonych wodą, współczesne czujniki chłodzone są przez konwekcyjny ruch powietrza nad głowicami silnika, lub sprężone powietrze, na przykład czujnik ASEA. Zrezygnowanie z chłodzenia wodnego znacznie ułatwia posługiwanie się czujnikiem, jednak zazwyczaj prowadzi do skrócenia jego żywotności i zwiększenia podatności na tak zwane „płynięcie zera”, wywołane zmianą temperatury pracy czujnika.

Jak już wspomniano wcześniej, ocena przebiegu procesu spalania polega przeważnie na analizie wykresu indykatorowego i obejmuje pomiary:

- średniego ciśnienia indykatorowego,
- wartości maksymalnego ciśnienia spalania i jego położenia względem GMP,
- ciśnienia sprężania,
- ciśnienia rozprężania w jednym, wybranym punkcie za GMP,
- dynamiki (gradientu) przyrostu ciśnienia w początkowej fazie spalania.

Pomiaru średniego ciśnienia indykatorowego dokonuje się na podstawie tak zwanego „wykresu zamkniętego”, czyli takiego, na którym zmiany ciśnienia są przedstawione w funkcji skoku tłoka. W przypadku indykatorów mechanicznych lub starszych indykatorów elektronicznych pomiar ten wykonywany jest poprzez planimetrowanie, natomiast w indykatorach opartych na technice cyfrowej przez całkowanie numeryczne.

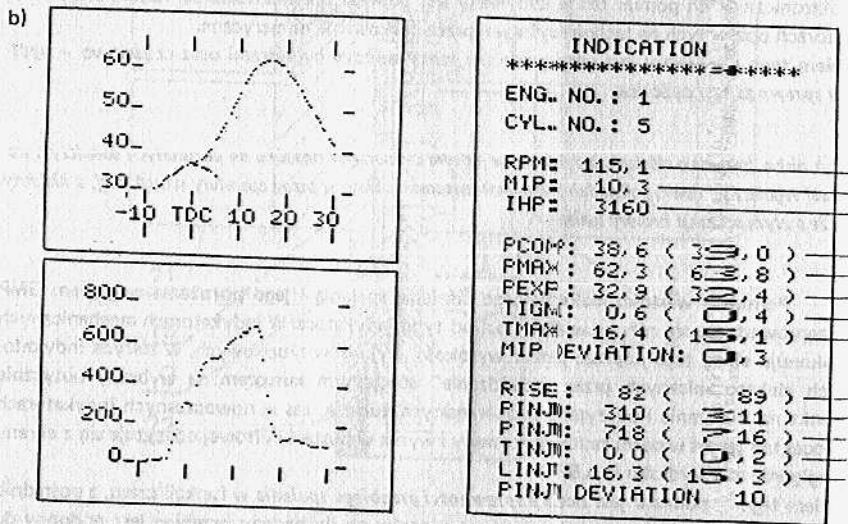
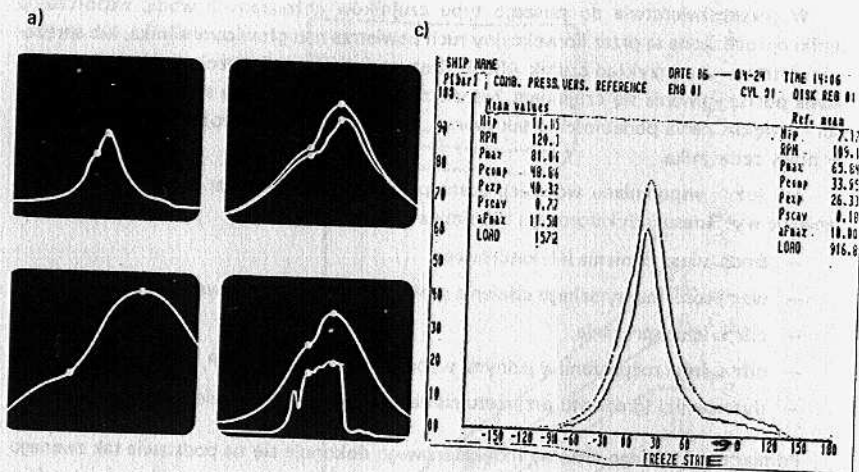
Celem tego pomiaru jest ocena *podziału mocy* między cylindrami oraz częściowo – *ogólnej sprawności* cylindra.

Zbyt niskie średnie ciśnienie indykowane w jednym cylindrze w stosunku do pozostałych świadczy o wadliwej regulacji dawki paliwa lub poważnych niesprawnościach w pracy aparatury wtryskowej, a niekiedy także o złym stanie komory spalania.

Pomiar wartości maksymalnego ciśnienia spalania i jego położenia względem GMP przeprowadza się różnie, w zależności od typu indykatora. W indykatorach mechanicznych dokonuje się tego poprzez pomiar wysokości wykresów słupkowych, w starych indykatorach elektronicznych przez „najeżdżanie” specjalnym kursorem na wybrany optycznie punkt na ekranie i odczytanie współrzędnych kursora, zaś w nowoczesnych indykatorach proces ten jest w pełni zautomatyzowany i wynik w postaci cyfrowej odczytuje się z ekranu względnie z wydruku (rys.5.5).

Celem tego pomiaru jest ocena *poprawności przebiegu spalania* w funkcji czasu, a pośrednio jego *sprawności* poprzez odpowiedź na pytanie: na ile badany przebieg jest podobny do obiegu Otto (o największej możliwej do uzyskania sprawności teoretycznej).

Zbyt niskie ciśnienie maksymalne przy prawidłowym, średnim ciśnieniu indykowanym, świadczy o zbyt późnym wtrysku paliwa lub zbyt dużej zwłóce zapłonu spowodowanej między innymi wadliwym rozpyleniem paliwa. Zbyt wysokie ciśnienie maksymalne świadczy zwykle o zbyt wczesnym wtrysku paliwa.



Rys.5.5. Przykłady analizy wykresu otrzymanego z indykatora elektronicznego: a) śledzenie kursorem charakterystycznych punktów wykresu na ekranie oscyloskopu, b) prosty wydruk kształtu w wybranej części wykresu oraz wydruk charakterystycznych wartości cyfrowych obliczonych automatycznie, c) wydruk porównawczy badanego i wzorcowego wykresu spalania oraz wydruk rzeczywistych i wzorcowych wartości cyfrowych obliczonych automatycznie

Pomiar ciśnienia sprężania można prawidłowo zrealizować tylko przy wyłączonym dopływie paliwa na cylinder (por. podrozdz. 4.2) gdyż jego odczyt z rozwiniętego wykresu indykatorowego (patrz rys. 5.6) często okazuje się nieprawidłowy. Celem tego pomiaru jest ocena szczelności komory spalania.

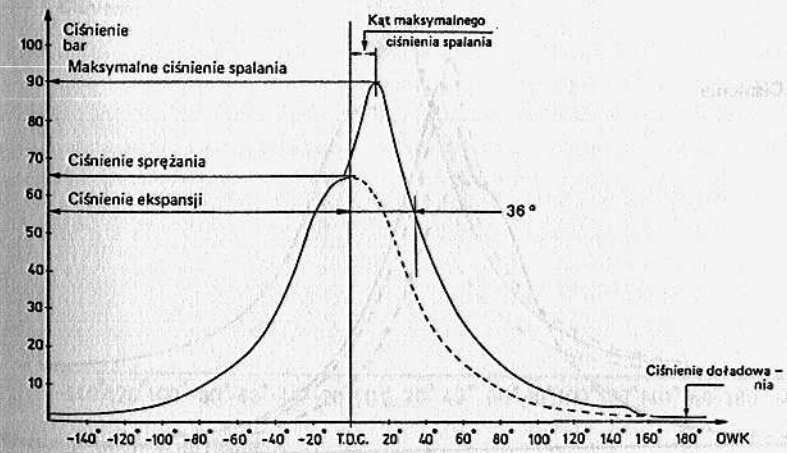
Zbyt niskie ciśnienie sprężania w porównaniu z innymi cylindrami świadczy o utracie szczelności komory spalania, na ogół na skutek zużycia się lub połamania pierścieni tłokowych.

Metoda pomiaru ciśnienia rozprężania w jednym, wybranym punkcie za GMP, przeważnie przy kącie około 36 stopni obrotu wału (rys.5.6), stosowana jest tylko w niektórych typach indykatorów elektronicznych i służy do stwierdzenia, czy proces spalania nie jest zbyt przewlekły w czasie (np. na skutek dopalania), co wpłynęłoby na obniżenie jego sprawności i wzrost obciążeń cieplnych.

Zbyt wysokie ciśnienie rozprężania oznacza z reguły przewlekłe spalanie, spowodowane najczęściej pogorszeniem się rozpylania paliwa w cylindrze.

Pomiar dynamiki (gradientu) przyrostu ciśnienia w początkowej fazie spalania (rys.5.6), dokonywany jest również automatycznie w niektórych typach indykatorów elektronicznych.

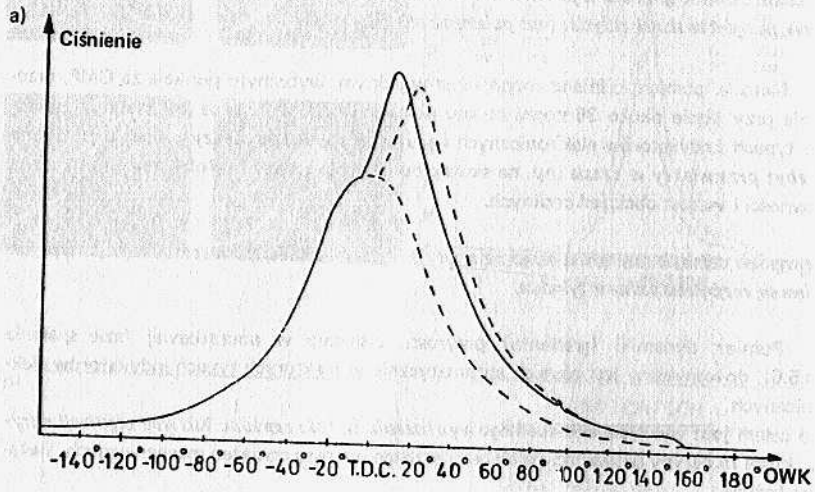
Jego celem jest wykrycie ewentualnego wydłużenia zwłoki zapłonu lub wad regulacji wtrysku, które mogłyby prowadzić do niebezpiecznego wzrostu obciążeń mechanicznych, zwłaszcza łożysk.



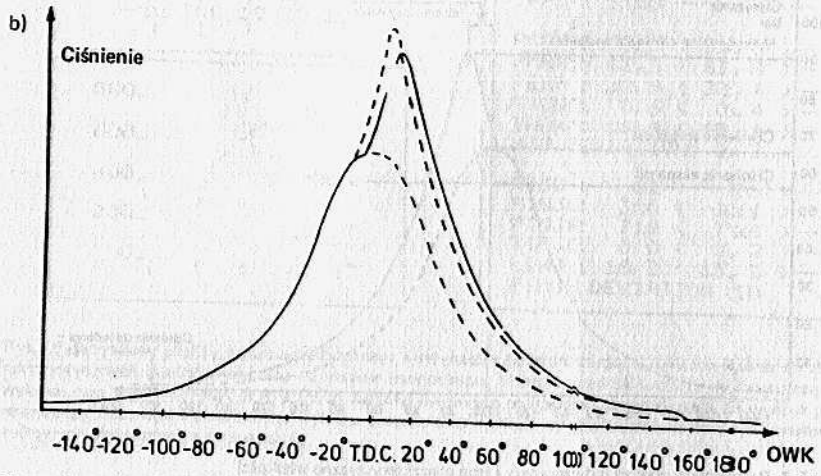
Rys.5.6. Rozwinięty wykres indykatorowy i jego charakterystyczne wielkości

Zbyt duży gradient przyrostu ciśnienia może być wywołany zbyt wczesnym wtryskiem lub przedłużeniem zwłoki zapłonu, co mogłoby być spowodowane pogorszeniem się rozpylania paliwa.

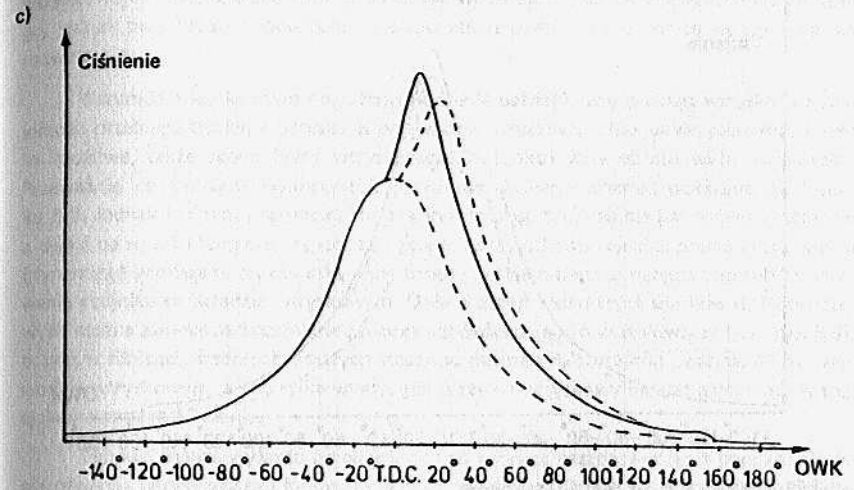
Na rysunku 5.7 przedstawiono, na podstawie danych firmy Autronica [9] przebiegi ciśnienia dla typowych niesprawności silnika.



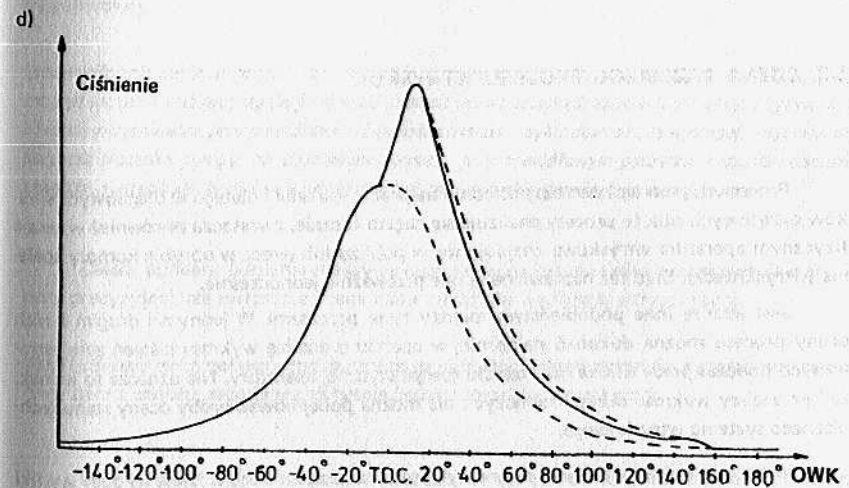
Opóźniony wtrysk paliwa (wadliwa regulacja pompy)



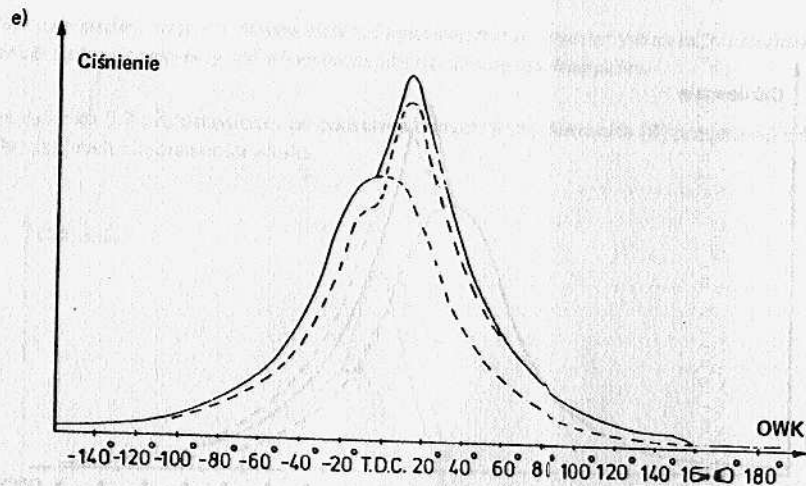
Zbyt wczesny wtrysk paliwa (wadliwa regulacja pompy)



Przeleki na pompie paliwowej (np. spowodowane zużyciem)



Nieszczelna końcówka wtryskiwacza



Zużyte pierścienie tłokowe lub tuleja cylindrowa

Rys.5.7. Deformacje wykresu indykatorowego spowodowane typowymi usterkami procesu spalania (wykresy a, b, c, d, e)

5.3. OCENA PRZEBIEGU PROCESU WTRYSKU

Proces wtrysku wpływa bezpośrednio na proces spalania i dlatego w diagnostyce silników okrętowych oba te procesy analizuje się często łącznie, zwłaszcza że również w sensie fizycznym aparatura wtryskowa znajduje się w pobliżu lub węż w obrębie komory spalania (wtryskiwacz). Stąd też naprawiane są one przeważnie jednocześnie.

Jest jeszcze inne podobieństwo między tymi procesami. W jednym i drugim z nich oceny procesu można dokonać najlepiej w oparciu o analizę wykresu ciśnienia zarejestrowanych podczas pracy silnika przy użyciu specjalistycznej aparatury. Nie oznacza to jednak, że bez analizy wykresu ciśnień roboczych nie można podejmować próby oceny stanu technicznego systemu wtryskowego.

W praktyce eksploatacyjnej diagnostykę układu wtryskowego inicjują na ogół wyniki badania procesu spalania, a samo diagnozowanie polega na przeprowadzeniu w celach kontrolnych regulacji statycznej. W przypadku, gdy nie spowodują one poprawy spalania, albo nie wykazują żadnych nieprawidłowości, dokonuje się napraw wybranych elementów układu

wtryskowego. Postępowanie takie niewiele ma wspólnego z diagnostyką układu wtryskowego, jednak przy braku odpowiedniego wyposażenia pomiarowego jest to jedyne możliwe rozwiązanie.

Warunkiem koniecznym do przeprowadzenia pełnej oceny procesu wtrysku jest znajomość przebiegu ciśnienia wtrysku w przewodzie wtryskowym lub we wtryskiwaczu i, jeśli to możliwe, także skoku iglicy wtryskiwacza w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Przeważnie do pomiaru wykorzystuje się układ, którego schemat pokazano na rysunku 5.8. Jednak i w tym przypadku zbudowanie dobrego czujnika nie jest sprawą prostą, nie z uwagi na wysoką temperaturę lecz ze względu na wyjątkowo wysokie pasmo przenoszenia (dynamikę) wymagane od czujnika. Inny istotny problem stanowi miejsce i sposób zamocowania czujnika w układzie wtryskowym. O ile w przypadku dużych silników wolnoobrotowych można zamocować czujnik w zaworze odpowietrzającym wtryskiwacza (por. rys. 5.9), o tyle w silnikach średnioobrotowych stosować można tylko czujniki „zapinane” na przewodzie wtryskowym, a i to tylko wtedy, gdy przewód wtryskowy nie jest zamknięty w specjalnej elastycznej osłonie.

Typowa analiza wykresu przebiegu ciśnienia wymaga przeprowadzenia pomiaru ciśnienia otwarcia wtryskiwacza i momentu, gdy on się otwiera (rys.5.10) oraz ciśnienia maksymalnego wtrysku.

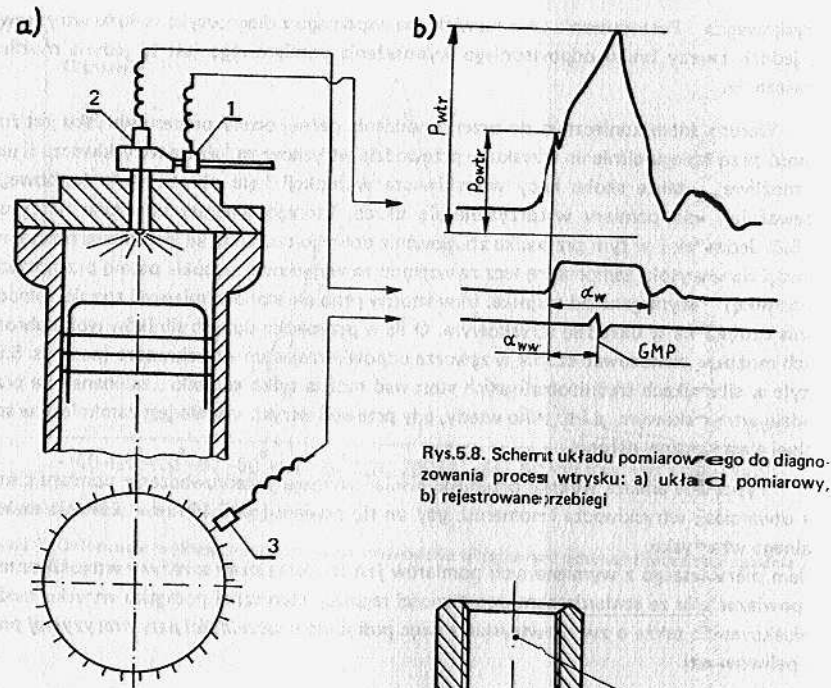
Celem pierwszego z wymienionych pomiarów jest zbadanie stanu sprężyny wtryskiwacza, a w powiązaniu ze stwierdzeniem poprawności regulacji statycznej początku wtrysku można wnioskować także o zwłóce wtrysku, a więc pośrednio o szczelności pary precyzyjnej pompy paliwowej.

Spadek ciśnienia otwarcia wtryskiwacza świadczy o utracie sprężystości przez sprężynę dociskającą iglicę, zaś jego wzrost o wadliwej regulacji ciśnienia otwarcia lub o początkach zacierania się iglicy. Zbyt wczesne otwarcie wtryskiwacza, przy prawidłowym ciśnieniu otwarcia, zwykle dowodzi, że występuje zbyt wczesny początek tłoczenia pompy, zaś zbyt późne otwarcie, przy prawidłowym początku tłoczenia i ciśnieniu otwarcia, o utracie szczelności pary precyzyjnej lub zbyt dużych przeciekach na wtryskiwaczu.

Celem pomiaru ciśnienia maksymalnego wtrysku jest nie tylko wnioskowanie o stanie pary precyzyjnej, ale zwłaszcza ocena stanu otworków końcówki wtryskiwacza.

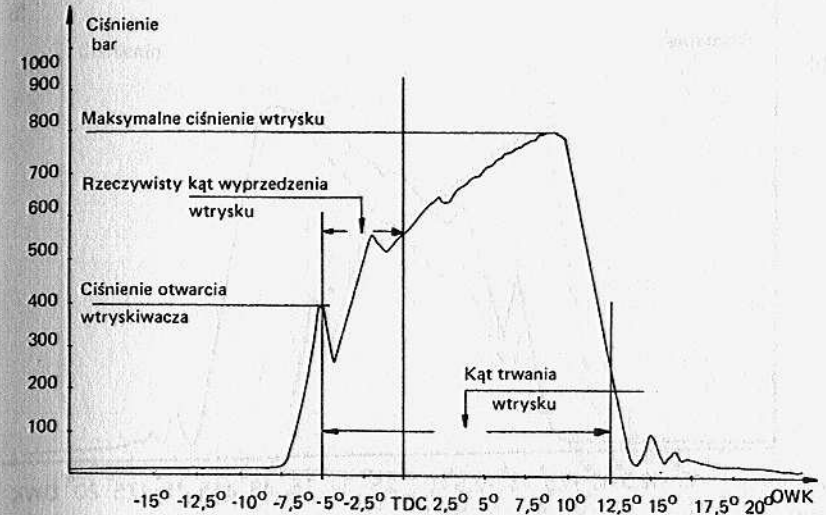
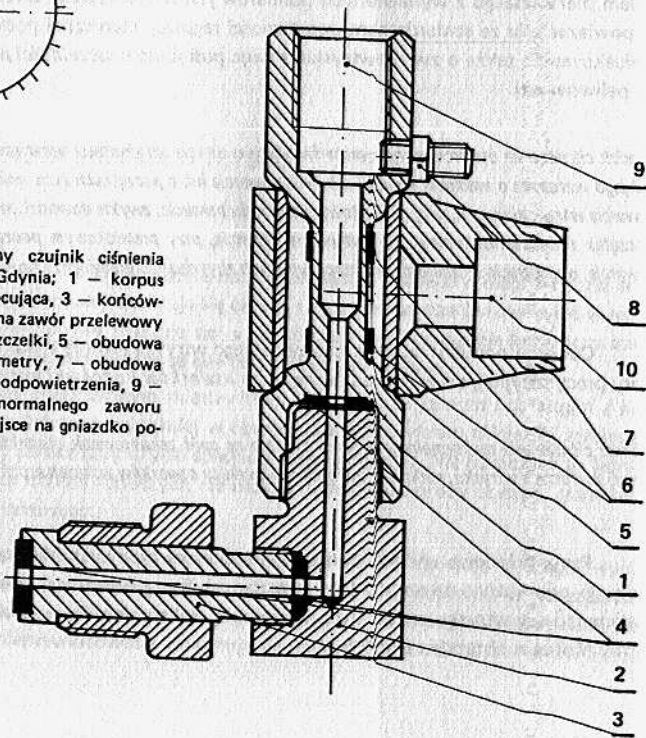
Wzrost ciśnienia maksymalnego wtrysku oznacza na ogół zakosowanie otworków, a spadek, przy prawidłowej zwłóce wtrysku, nadmierne zwiększenie średnicy otworków wskutek erozji.

Przykładowe wykresy ciśnienia wtrysku dla typowych niesprawności układu wtryskowego pokazano na rysunku 5.11 (wg. danych firmy Autronica), zaś przykładowy wydruk parametrów wtrysku zmierzonych za pomocą elektronicznego zestawu pomiarowego DETS firmy Molan obrazuje rysunek 5.5b.

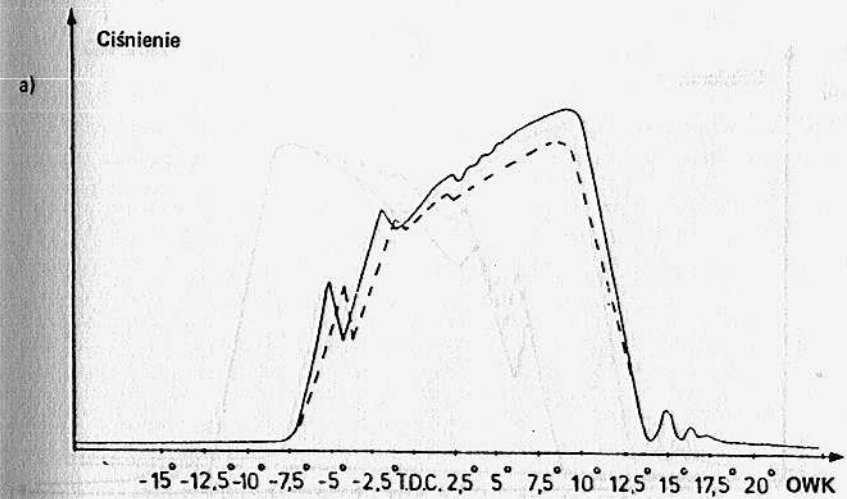


Rys.5.8. Schemat układu pomiarowego do diagnozowania procesu wtrysku: a) układ pomiarowy, b) rejestrowane przebiegi

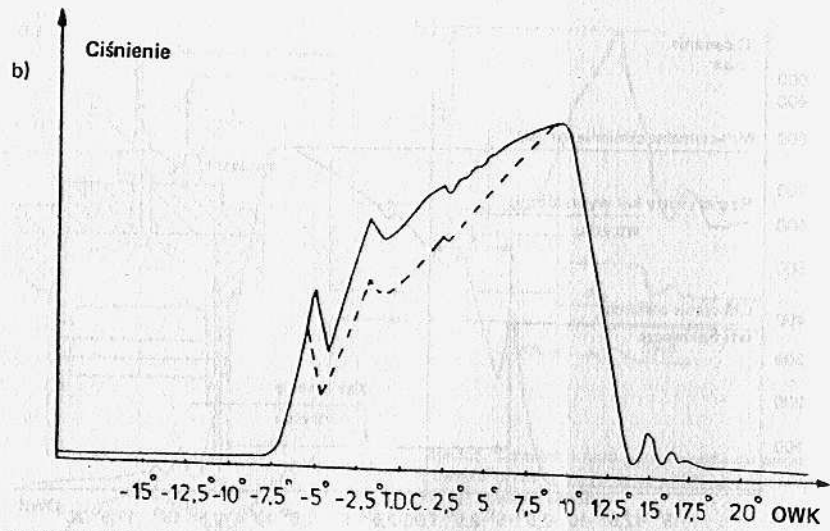
Rys.5.9. Tensometryczny czujnik ciśnienia wtrysku ITESO WSM Gdynia; 1 – korpus czujnika, 2 – kostka mocująca, 3 – końcówka mocująca do otworu na zawór przelewowy we wtryskiwaczu, 4 – uszczelki, 5 – obudowa cylindryczna, 6 – tensometry, 7 – obudowa gniazdka, 8 – otwór do odpowietrzenia, 9 – otwór do wkręcenia normalnego zaworu przelewowego, 10 – miejsce na gniazdko połączeniowe



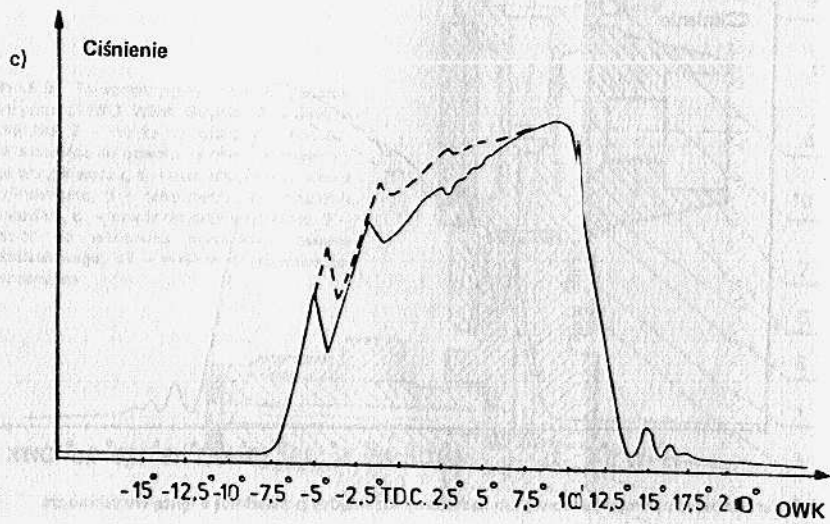
Rys.5.10. Wykres ciśnienia wtrysku paliwa i jego charakterystyczne wielkości



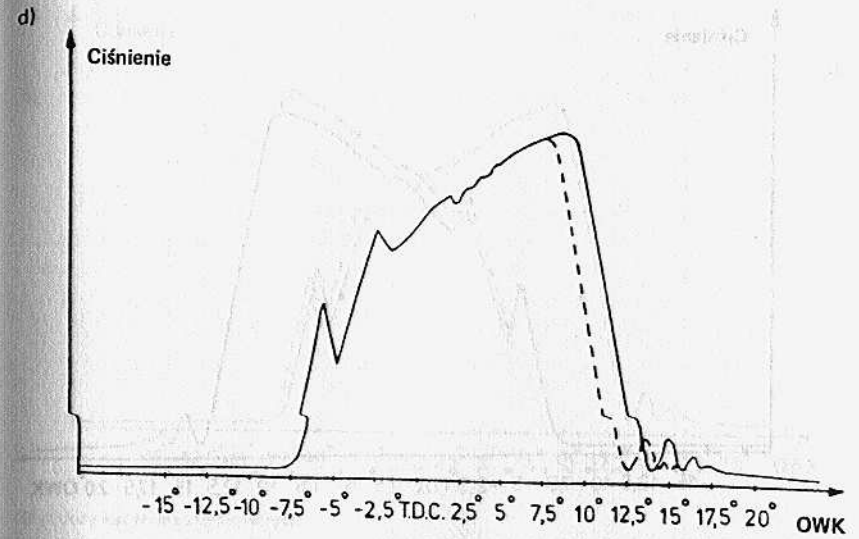
Nadmierne zużycie pompy paliwowej lub nadmierny luz między prowadnicą a iglicą wtryskiwacza



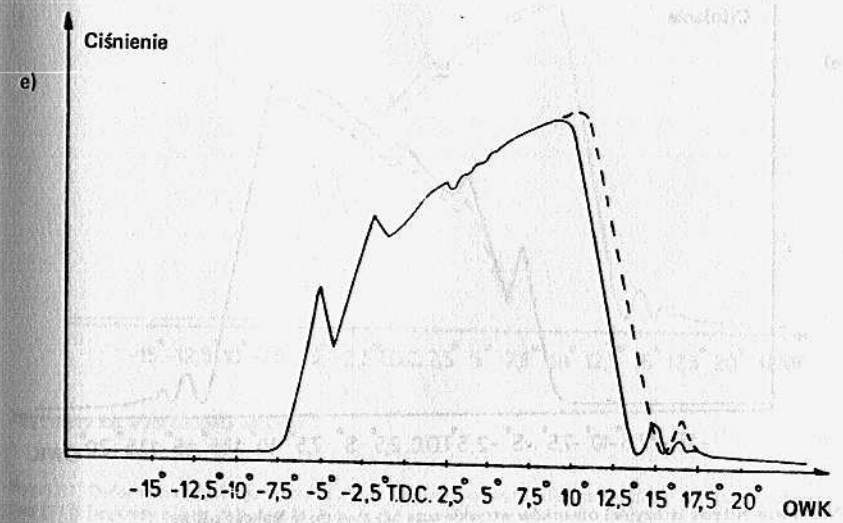
Zbyt niskie ciśnienie otwarcia wtryskiwacza lub pęknięcia sprężyna wewtryskiwacza



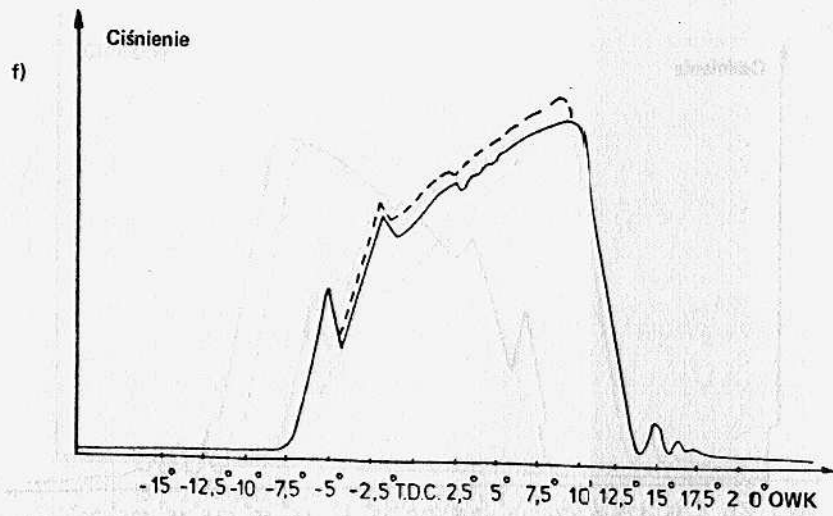
Zbyt wysokie ciśnienie otwarcia wtryskiwacza



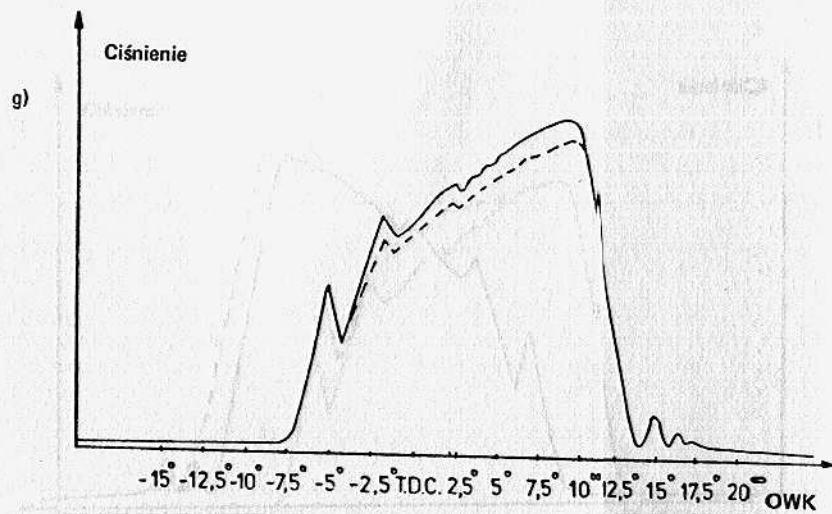
Zbyt mały wydatek pompy paliwowej (dla regulacji dawki końcem tłoczenia)



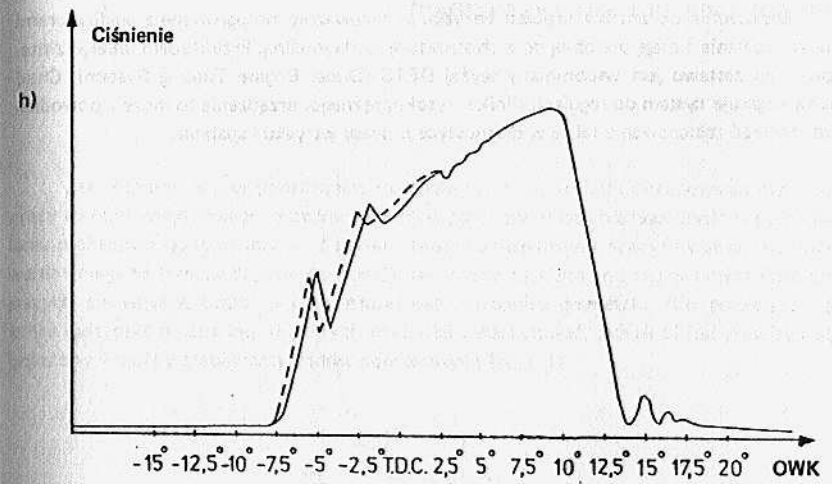
Zbyt duży wydatek pompy paliwowej (dla regulacji j.w.)



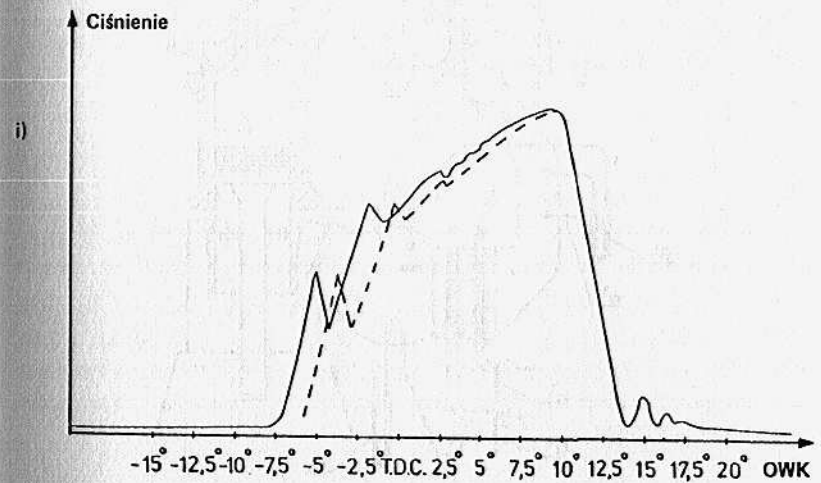
Zapieczona końcówka wtryskiwacza lub zbyt duża lepkość paliwa



Nadmierne zużycie (erozyjne) otworków wtryskiwacza lub zbyt mała lepkość paliwa



Zbyt duży kąt wyprzedzenia wtrysku



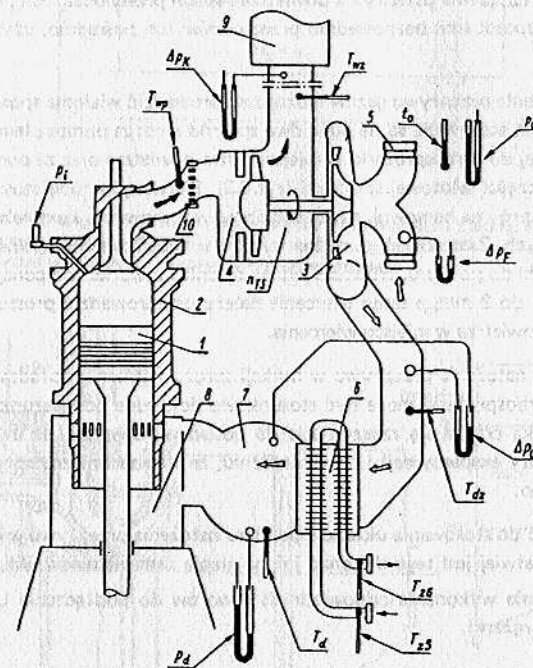
Zbyt mały kąt wyprzedzenia wtrysku

Rys.5.11. Deformacje przebiegu wtrysku spowodowane typowymi niesprawnościami układu wtryskowego (wg [11]) (wykresy a, b, c, d, e, f, g, h, i)

Urządzenia do analizy procesu wtrysku są przeważnie zintegrowane z analizatorami procesu spalania i mają podobną do nich strukturę funkcjonalną. Przykładem takiego zintegrowanego zestawu jest wspomniany wyżej DETS (Diesel Engine Tuning System). Choć nazwa sugeruje system do regulacji silnika wysokoprężnego, urządzenie to może z powodzeniem znaleźć zastosowanie także w diagnostyce procesu wtrysku i spalania.

6. DIAGNOSTYKA UKŁADU DOŁADOWANIA

Jak wspomniano w poprzednim rozdziale działanie układu doładowania ma, obok pracy układu wtryskowego, zasadniczy wpływ na ekonomikę i niezawodność procesu spalania realizowanego w cylindrze. Z punktu widzenia diagnostyki, specyfika układu doładowania polega na tym, że daje się on stosunkowo łatwo zdekomponować na pewną ilość prostszych elementów, takich jak turbosprężarka, chłodnica powietrza, filtr powietrza itd., które następnie można bez większych trudności zamodelować, jednak układ musi być wyposażony w pełny zestaw przyrządów pomiarowych (rys.6.1).



Rys.6.1. Schemat rozmieszczenia przyrządów pomiarowych w układzie doładowania (pulsacyjnego): 1 – tłok, 2 – cylinder, 3 – sprężarka powietrza, 4 – turbina gazowa, 5 – filtr powietrza, 6 – chłodnica powietrza, 7 – kolektor dolotowy, 8 – przestrzeń podtokowa, 9 – układ wydechowy (z kotłem utylizacyjnym)

6.1. OCENA NATĘŻENIA PRZEPEŁYWU POWIETRZA

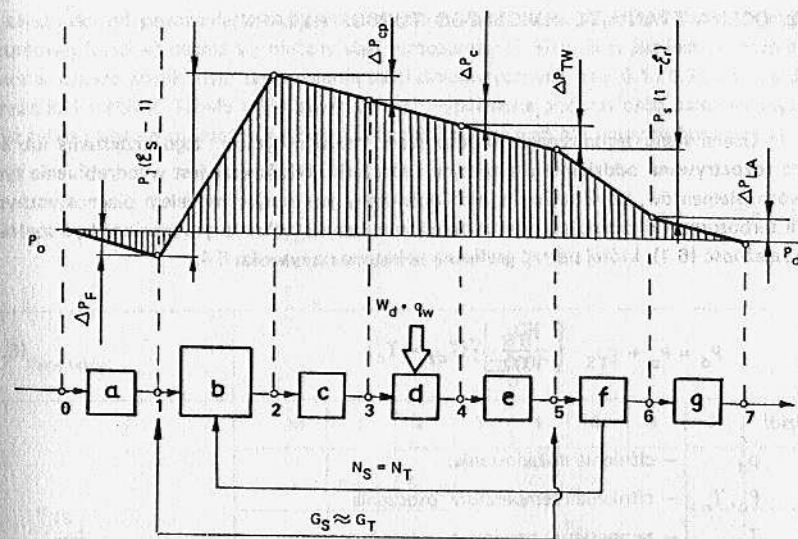
Natężenie przepływu czynnika roboczego przez układ doładowania odgrywa podstawową rolę w jego diagnostyce, gdyż najczęściej przyjmuje się model w postaci rurociągu zasilanego przez jedną pompę (sprężarka) i obciążonego na ssaniu jednym oporem hydraulicznym (filtr powietrza) zaś na tłoczeniu kilkoma oporami (chłodnica, cylinder, kolektor, turbina itd.) (rys.6.2). Dla modelu tego musi być spełnionych kilka równań bilansowych, a więc bilans mocy sprężarki i turbiny, ciśnień pokazany na rysunku 6.2 oraz, co jest najistotniejsze, bilans ciągłości przepływu masy. Właśnie dlatego natężenie przepływu jest głównym parametrem wejściowym dla wszystkich elementów układu za wyjątkiem sprężarki, dla której jest on parametrem wyjściowym.

Wyznaczenie natężenia przepływu powietrza i spalin przechodzących przez silnik dokonuje się dwoma sposobami: bezpośrednio przez pomiar lub pośrednio, używając charakterystyki sprężarki.

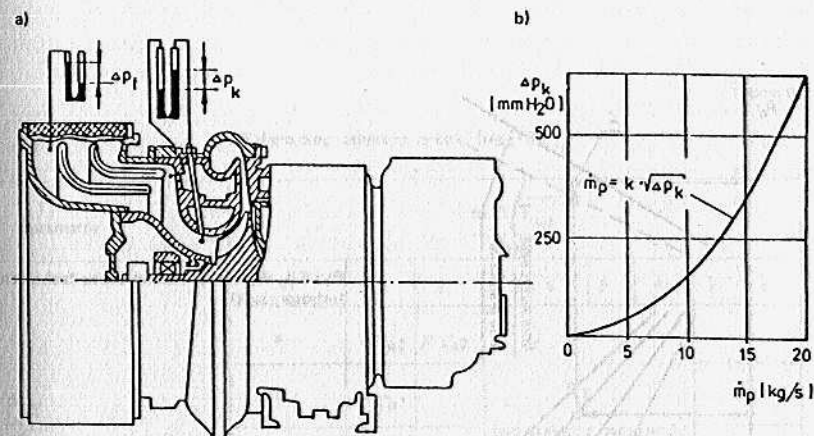
Pomiar natężenia przepływu gazów można przeprowadzić wieloma sposobami, lecz w silnikach okrętowych stosowane są na ogół dwa spośród nich: za pomocą lemniskaty, czyli zwężki przykręconej do turbosprężarki w miejscu filtra powietrza oraz za pomocą pomiaru różnicy ciśnień w części wlotowej sprężarki (rys.6.3). Pierwszą metodę stosuje się przede wszystkim podczas prób na hamowni, natomiast drugą w firmowych, kompleksowych systemach diagnostycznych. Zastosować je można także w przypadku samodzielnego przystosowania turbosprężarki do pomiaru. Wówczas jednak średnica otworu wierconego w korpusie powinna wynosić 1 do 2 mm, a samo wiercenie należy przeprowadzić prostopadle do kierunku przepływu powietrza w miejscu wiercenia.

Wyznaczanie natężenia przepływu w funkcji sprężu (ciśnienie doładowania) i prędkości obrotowej turbosprężarki może być stosunkowo dokładne pod warunkiem, że posiadana charakterystyka odnosi się rzeczywiście do posiadanej sprężarki (z uwzględnieniem specyfikacji aparatury ekspansyjnej) i przy założeniu, że stan techniczny sprężarki niezbyt odbiega od idealnego.

Należy dążyć do stosowania układów pomiaru natężenia przepływu w części dolotowej sprężarki. Najłatwiej jest tego dokonać już na etapie zamawiania silnika, umieszczając w kontrakcie żądanie wykonania odpowiednich otworów do połączenia U-rurki przez producenta turbosprężarki.



Rys.6.2. Model diagnostyczny układu doładowania (stałociśnieniowego) z bilansami ciśnień (p), mocy (N) i natężen przepływu (G): a – filtr powietrza, b – sprężarka powietrza, c – chłodnica powietrza, d – cylinder, e – kolektor wylotowy, f – turbina, g – układ wydechowy



Rys.6.3. Sposób pomiaru natężenia przepływu powietrza przez turbosprężarkę (wg [16]): a) schemat układu pomiarowego, b) charakterystyka pomiarowa

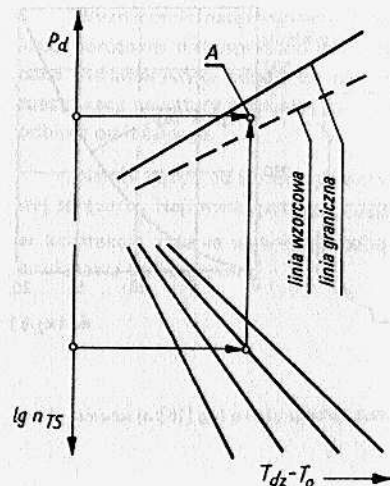
6.2. OCENA STANU TECHNICZNEGO TURBOSPREŻARKI

Ocena stanu technicznego turbosprężarki może dotyczyć tego urządzenia lub też być rozpatrywana oddzielnie dla turbiny i sprężarki. Właściwsze jest wyodrębnienie tych dwóch elementów, gdyż każdy z nich opisywany jest innym modelem diagnostycznym. Dla turbosprężarki znajdującej się w określonym stanie technicznym powinna być spełniona zależność (6.1), której postać graficzną pokazano na rysunku 6.4.

$$P_d = P_o + \xi_{TS} \left[\frac{n_{TS}}{1000} \right] \cdot (T_{dz} - T_o) \quad (6.1)$$

gdzie:

- P_d – ciśnienie doładowania,
- P_o, T_o – ciśnienie i temperatura otoczenia
- T_{dz} – temperatura powietrza za sprężarką,
- n_{TS} – prędkość obrotowa turbosprężarki,
- ξ_{TS} – współczynnik empiryczny wyznaczony na podstawie wyników z prób na hamowni.



Rys.6.4. Wykres do oceny stanu technicznego turbosprężarki

W zależności od położenia w danym momencie punktu pracy względem charakterystyki wzorcowej (rys.6.4) ocenia się bieżący stan turbosprężarki. Metoda ta jest jednak mało dokładna. Lepsze wyniki daje zastosowanie tabel diagnostycznych (tab. 6.1 i 6.2), osobno dla sprężarki i turbiny. Tabele takie powinny być wypełnione podczas prób hamownianych, gdyż tylko na hamowni można wymusić tak zróżnicowane warunki pracy turbosprężarki.

Tabela 6.1

Tabela diagnostyczna sprężarki (wg [16])

Parametry	$\frac{m_p \sqrt{T_o}}{P_o}$								
	Nr	1	2	3	4	5	6	7	8
$\frac{n_{TS}}{\sqrt{T_o}}$	a	π_{Sa1}	π_{Sa2}	π_S (wg danych z hamowni)					
	b	π_{Sb1}							
	c								
	d								

Tabela 6.2

Tabela diagnostyczna turbiny (wg [16])

Parametry	$\frac{m_p \sqrt{T_{wp}}}{P_{wp}}$								
	Nr	1	2	3	4	5	6	7	8
$\frac{n_{TS}}{\sqrt{T_{wp}}}$	a	π_{Ta1}	π_{Ta2}	π_T (wg danych z hamowni)					
	b	π_{Tb1}							
	c								
	d								

Tabele diagnostyczne zbudowane są w oparciu o wzory na sprawność adiabaticzną sprężarki – wzór (6.2) i sprawność turbiny – (6.3).

$$\eta_{ad.S} = K_1 \cdot \frac{T_o (\pi_S^{0.285} - 1)}{\eta_{TS}^2} \quad (6.2)$$

$$\eta_T = K_2 \cdot \frac{\eta_{TS}^2}{T_{WP} (1 - \eta_T^{-0.254})} \quad (6.3)$$

gdzie:

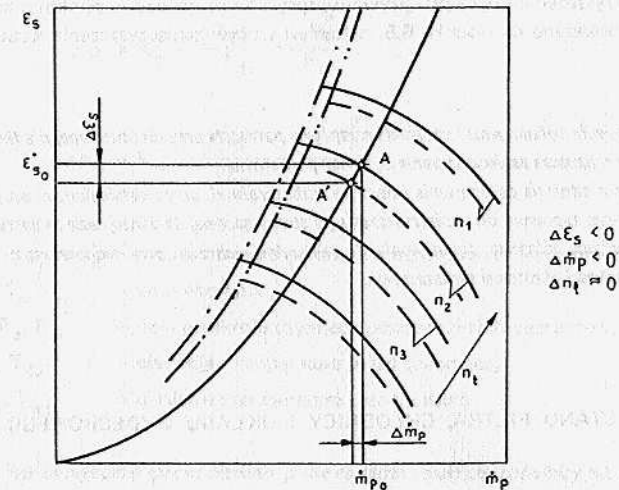
- $\eta_{ad.S}, \eta_T$ – sprawności turbiny i sprężarki,
- π_S, π_T – sprężę (stosunki ciśnień przed/za urządzeniem) dla sprężarki i turbiny,
- T_{WP} – temperatura spalin przed turbiną,
- K_1, K_2 – współczynniki.

Wymienione sprawności są nie tylko funkcją stanu technicznego urządzenia, ale przede wszystkim zależą od chwilowego położenia punktu pracy na charakterystyce (obciążenia silnika) i dlatego należy tylko porównywać bieżącą wartość sprawności z wartością sprawności w stanie wzorcowym dla tego samego obciążenia silnika. Na tej właśnie zasadzie oparte zostały tabele diagnostyczne.

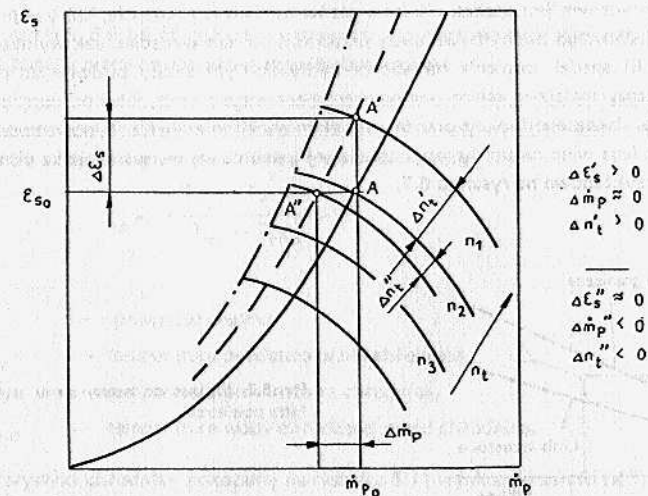
Do wyznaczenia wartości tych sprawności potrzebna jest między innymi wartość ciśnienia spalin przed turbiną, przy czym zagadnienie to ściśle wiąże się z typem doładowania w silniku.

W eksploatacji spotyka się 3 zasadnicze typy układów doładowania:

- *pulsacyjne* występujące w starszych typach silników dwusuwowych: z punktu widzenia diagnostyki charakteryzuje się ono niemożliwością praktycznie określenia ciśnienia i temperatury spalin przed turbiną,
- *stałociśnieniowe* występujące prawie we wszystkich współczesnych silnikach wolnoobrotowych, gdzie najdokładniej i najłatwiej można zmierzyć parametry spalin przed turbiną,
- *typu Buchi* typowych dla silników czterosuwowych, w których dokonanie pomiaru parametrów przed turbiną zależy od konkretnej konstrukcji silnika, chociaż zazwyczaj pomiar taki jest możliwy technicznie choć, dość trudny do zrealizowania.



Rys.6.5. Wpływ zanieczyszczenia sprężarki na pracę układu doładowania



Rys.6.6. Wpływ zanieczyszczenia turbiny na pracę układu doładowania

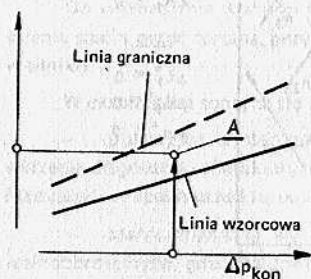
Wpływ zanieczyszczenia części przepływowej sprężarki na położenie punktu pracy układu doładowania pokazano na rysunku 6.5, natomiast wpływ zanieczyszczenia turbiny – na rysunku 6.6.

Zmniejszenie ciśnienia doładowania i natężenia przepływu powietrza przy niezmiętej prędkości obrotowej turbosprężarki oznacza zanieczyszczenie jej strony powietrznej.

Przejsiowy wzrost ciśnienia doładowania i obrotów turbosprężarki, przy niezmiennym, natężeniu przepływu jest objawem typowym dla zanieczyszczenia jej strony gazowej. W dalszej fazie zanieczyszczenie to objawia się spadkiem ciśnienia doładowania do pierwotnej wartości, przy jednoczesnym, wyraźnym zmniejszeniu prędkości obrotowej turbosprężarki.

6.3. OCENA STANU FILTRA, CHŁODNICY I UKŁADU WYDECHOWEGO

Wszystkie trzy elementy układu doładowania cechują się wspólnym modelem diagnostycznym, który przeważnie ma postać oporu hydraulicznego. Typowym ich parametrem diagnostycznym jest spadek ciśnienia gazów na danym elemencie, który w przypadku układu wydechowego zwany bywa także przeciwciśnieniem wydechu. Jak wynika ze wzorów (6.4–6.6) spadek ciśnienia na oporze hydraulicznym zależy zarówno od przekroju czynnego, który maleje w miarę postępującego zanieczyszczenia, jak i od natężenia przepływu gazów, będącego funkcją przede wszystkim obciążenia silnika. Typowe badanie diagnostyczne polega więc na porównaniu chwilowej i wzorcowej wartości spadku ciśnienia, co pokazano przykładowo na rysunku 6.7.



Rys.6.7. Wykres do oceny stanu technicznego filtra powietrza

$$\Delta p_f = K_f \cdot \frac{P_o}{T_o} \cdot \frac{m_p^2}{F_f} \quad (6.4)$$

$$\Delta p_c = K_c \cdot \frac{P_{dz}}{T_{dz}} \cdot \frac{m_p^2}{F_c} \quad (6.5)$$

$$\Delta p_w = K_w \cdot \frac{P_{wp}}{T_{wp}} \cdot \frac{m_p^2}{F_w} \quad (6.6)$$

gdzie:

- $\Delta p_f, \Delta p_c, \Delta p_w$ – spadki ciśnienia gazów na poszczególnych elementach,
- K_f, K_c, K_w – współczynniki,
- F_f, F_c, F_w – pola przekroju czynnego poszczególnych elementów,
- P_{dz}, T_{dz} – ciśnienie i temperatura przed chłodnicą,
- P_{wp}, T_{wp} – ciśnienie i temperatura przed turbiną.

Zwiększenie lub zmniejszenie spadku ciśnienia gazów na filtrze powietrza, chłodnicy lub układzie wydechowym nie świadczy jeszcze o zmianie stanu technicznego. Dopiero zwiększenie wartości spadku ciśnienia w stosunku do wartości wzorcowej przy poprawnym stanie technicznym i podobnym obciążeniu silnika, wskazuje na znaczne zanieczyszczenia danego oporu hydraulicznego.

Na rysunkach 6.8, 6.9 i 6.10 pokazano wpływ zanieczyszczenia tych elementów na zmianę położenia punktu pracy na charakterystyce turbosprężarki.

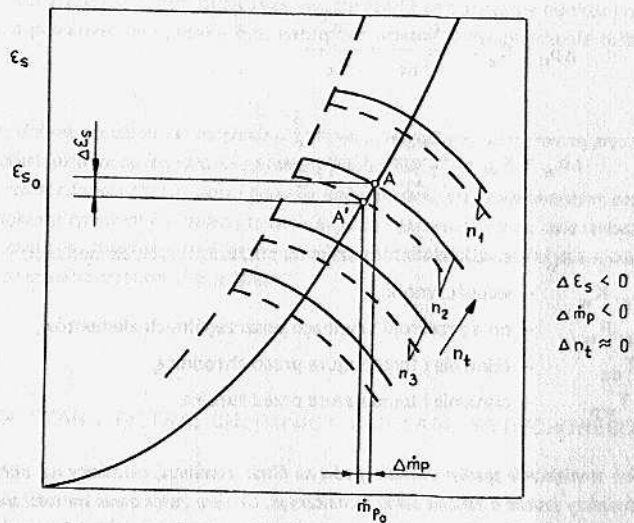
Osobnego omówienia wymaga chłodnica powietrza, rozpatrywana jako wymiennik ciepła, bowiem jako ogólny wskaźnik opisujący intensywność wymiany ciepła w chłodnicy przyjmuje się tutaj tzw. *sprawność cieplną* wyrażaną wzorem:

$$\eta_c = \frac{T_{dz} - T_d}{T_{dz} - T_{chd}} \quad (6.7)$$

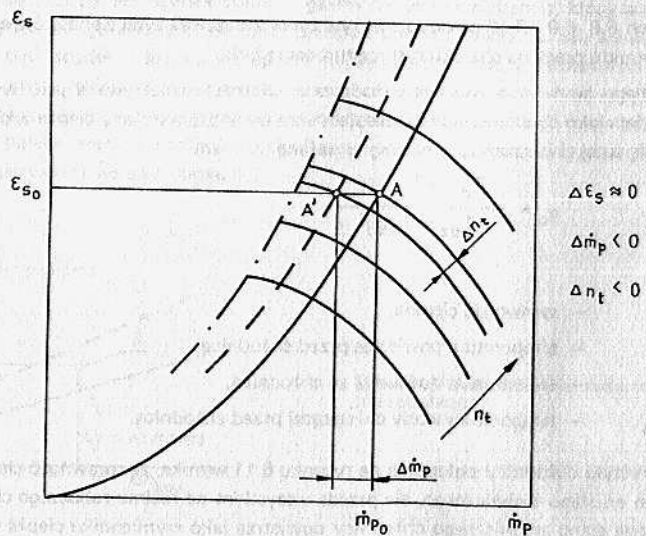
gdzie:

- η_c – sprawność cieplna,
- T_{dz} – temperatura powietrza przed chłodnicą,
- T_d – temperatura powietrza za chłodnicą,
- T_{chd} – temperatura wody chłodzącej przed chłodnicą.

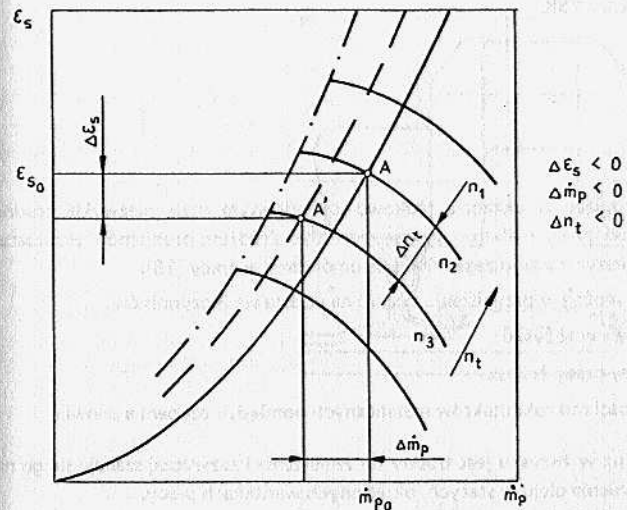
Z charakterystyki chłodnicy pokazanej na rysunku 6.11 wynika, że sprawność cieplna zależy nie tylko od stanu technicznego, ale przede wszystkim od reżimu roboczego chłodnicy. Dlatego ocena stanu technicznego chłodnicy powietrza jako wymiennika ciepła polega na porównywaniu chwilowej i wzorcowej wartości sprawności cieplnej (przy założeniu tego samego natężenia przepływu powietrza).



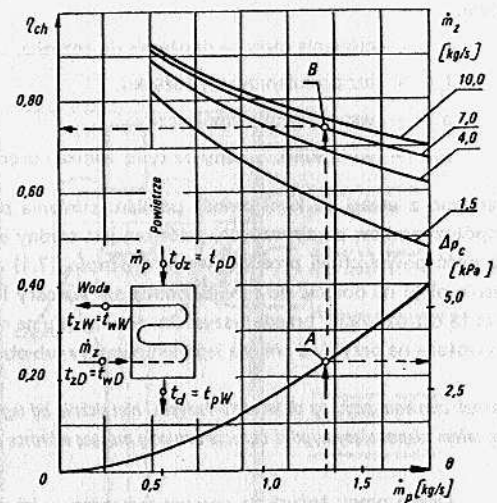
Rys.6.8. Wpływ zanieczyszczenia filtra powietrza na pracę układu doładowania



Rys.6.9. Wpływ zanieczyszczenia chłodnicy powietrza na pracę układu doładowania



Rys.6.10. Wpływ zanieczyszczenia układu wydechowego na pracę układu doładowania



Rys.6.11. Charakterystyka chłodnicy powietrza

7. DIAGNOSTYKA ŁOŻYSK

Łożyska występujące w układzie tłokowo-cylindrowym mają niezwykle trudne i zróżnicowane warunki pracy i dlatego są one nierzadko źródłem problemów eksploatacyjnych. Podstawy teoretyczne tego zagadnienia są omówione w pracy [18].

Warunki pracy łożysk można w przybliżeniu ocenić na podstawie 3 czynników:

- wartości luzu w łożysku,
- temperatury pracy łożysk,
- częstotliwości mikrokontaktów metalicznych pomiędzy czopem a panwią.

Parametr określający luz w łożysku jest trudny do zmierzenia i zazwyczaj szacuje się go na podstawie wartości ciśnienia oleju w stałych, określonych warunkach pracy.

Zależność tę opisuje wzór (7.1).

$$p = \frac{a}{l_r^m} \quad (7.1)$$

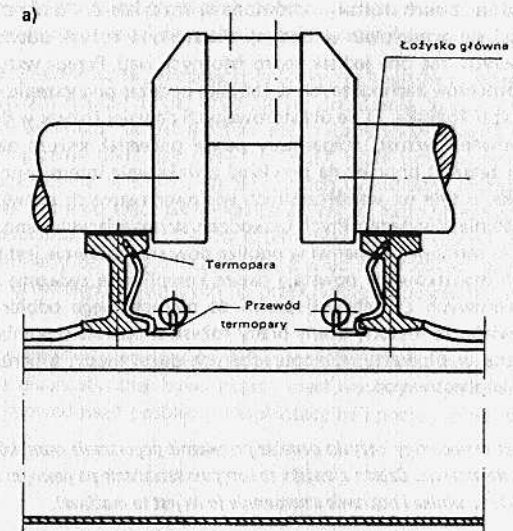
gdzie:

- p - ciśnienie oleju na dopływie do łożyska,
- l_r - luz promieniowy w łożysku,
- a - współczynnik empiryczny,
- m - wykładnik zależny od typu silnika i prędkości obrotowej.

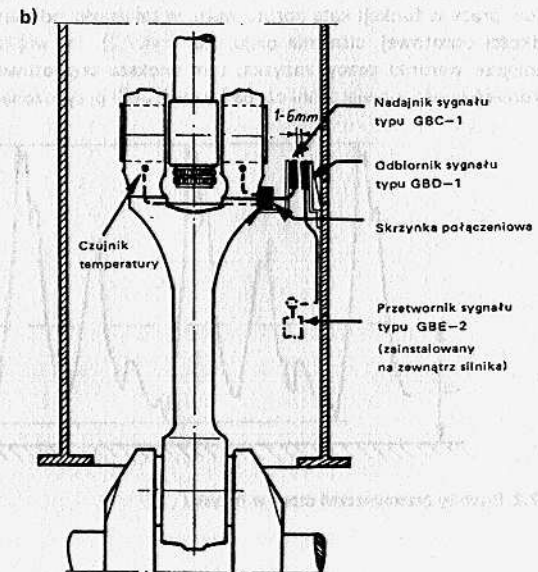
Zarówno z uwagi na konieczność pomiaru ciśnienia przed łożyskiem jak i występowanie współczynników empirycznych, wzór ten jest trudny do praktycznego stosowania. Używaną dość powszechnie prostszą wersję zależności (7.1) zamykającą się w stwierdzeniu „ciśnienie oleju na dolicie do silnika spadło, bo wzrosły luzy w łożyskach” należy traktować z dużą ostrożnością, przede wszystkim ze względu na możliwy wpływ zmian lepkości oleju wywołaną na przykład zmianą jego temperatury lub obecnością domieszki wody.

Spadek ciśnienia oleju na dolicie do łożyska, niezależnie od tego, czym jest on spowodowany, jest zawsze sygnałem niepokojącym, gdyż oznacza sytuację mogącą wkrótce doprowadzić do poważnej awarii.

Ocena pracy łożysk za pomocą temperatury ich pracy polega na założeniu, że pogorszenie warunków tarcia w łożysku oznacza wzrost współczynnika tarcia i ciepła w nim wydzielanego, co w konsekwencji prowadzi do wzrostu jego temperatury. Znanych jest wiele urządzeń do diagnostyki łożysk, wykorzystujących zainstalowane w nich termopary (rys. 7.1).



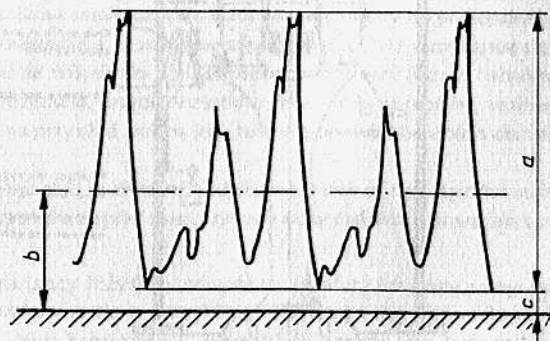
Rys.7.1. Schemat rozmieszczenia czujników temperatury łożysk: a) w łożyskach ramowych (wg [18]), b) w łożyskach wodzika



Niektóre z nich zostały omówione w rozdziale 8. Pomimo wielu zalet tej metody, wywodzącej się z wieloletniej tradycji diagnostyki łożysk pochodzącej jeszcze z epoki maszyn parowych, ma ona jednak sporo istotnych wad. Przede wszystkim szybkość zmian i charakter procesów zachodzących w łożysku podczas pogorszenia warunków tarcia zależą głównie od typu łożyska. O ile dla stosowanych dawniej łożysk wylewanych białym metalem zaobserwowany wzrost temperatury panwi pozwalał jeszcze na podjęcie kroków zapobiegających zatarciu poprzez na przykład zwiększenie intensywności smarowania lub zatrzymanie silnika, o tyle we współczesnych wielowarstwowych panwiach cienkościennych – dowodzi powstania nieodwracalnych uszkodzeń, wymagających remontu łożyska. Również doprowadzenie termopar do panwi w pobliże powierzchni tarcia jest bardzo utrudnione, a przy łożyskach wodzikowych powstają dalsze komplikacje związane z bezstykową transmisją danych pomiarowych z ruchomej panwi do nieruchomego odbiornika. Wszystkie te zastrzeżenia sprawiają, że metody oceny pracy łożysk w oparciu o pomiar temperatury są zazwyczaj stosowane w silnikach wolnoobrotowych dużej mocy, a bardzo rzadko w silnikach średnio i szybkoobrotowych.

Wzrost temperatury łożyska oznacza przeważnie pogorszenie warunków tarcia, które nie zawsze prowadzić musi do zatarcia. Często zjawisko to ustępuje samoistnie po pewnym czasie, zwłaszcza po zmniejszeniu się obciążenia silnika i poprawie smarowania (o ile jest to możliwe).

Trzecia metoda bazująca na częstotliwości mikrokontaktów między czopem a panwią polega na założeniu, że dla tarcia płynnego, odległość między czopem a panwią jest na tyle duża, aby nie wystąpiły styki metaliczne między mikronierównościami obu współpracujących elementów. W przypadku zatarcia lub spoczęcia nieruchomego czopu na panwi wystąpi pełny styk metaliczny. W normalnej eksploatacji grubość filmu olejowego, a więc i stopień zbliżenia współpracujących powierzchni zmienia się w łożysku dla poszczególnych cykli pracy w funkcji kąta obrotu wału, w zależności od warunków pracy, np. obciążenia, prędkości obrotowej, ciśnienia oleju, itd. (rys.7.2). Im większe zbliżenie powierzchni, im trudniejsze warunki pracy łożyska, tym większa częstotliwość wzajemnego stykania się mikronierówności powierzchni czopa i panwi. Jeśli przyłożone zostanie do nich napięcie, to



Rys.7.2. Przebieg przemieszczeń czopa w łożysku

przy odpowiednim zbliżeniu dwu powierzchni o różnych potencjałach, w warstwie filmu olejowego następować będą mikrowyładowania i związane z nimi impulsy prądowe.

Po przyłączeniu aparatury elektronicznej, zliczającej ilości tych impulsów w jednostce czasu i porównującej ją z wartością dopuszczalną, uzyskuje się urządzenie do oceny warunków pracy w łożysku. Jednak w silniku nie jest możliwe elektryczne wyizolowanie poszczególnych łożysk. Dlatego urządzenia takie, jak DR-2 (ITESO, WSM Gdynia) mierzą w rzeczywistości globalne warunki tarcia w silniku we wszystkich cylindrach, łącznie z układami tłok–pierścienie–tuleja. Pomimo tego, jak wykazuje praktyka, metoda powyższa jest szczególnie przydatna do wielocylindrowych silników czterosuwowych, w których wał korbowy jest elektrycznie odizolowany od odbiornika energii, a więc w agregatach prądotwórczych lub silnikach napędu głównego, pracujących na przekładnie za pośrednictwem sprzęgła elastycznego itp.

Jak wynika z powyższego zestawienia, ocena warunków pracy łożysk stanowi sprawę wysoce kłopotliwą i w praktyce diagnostycznej bywa często niesłusznie pomijana, gdyż ewentualna awaria łożysk może spowodować problemy eksploatacyjne i pociągnąć za sobą znaczne koszty ich remontu.

8. DIAGNOSTYKA KOTŁÓW I TURBIN PAROWYCH

8.1. DIAGNOSTYKA KOTŁÓW PAROWYCH

Model diagnostyczny kotła pokazany na rysunku 8.1 składa się z komory spalania, walczaków i wielu wymienników ciepła (podgrzewaczy i przegrzewaczy). Przyjęcie takiego właśnie modelu wynika między innymi z typowych niesprawności tego urządzenia, do których należy zaliczyć:

- odkładanie zanieczyszczeń (głównie sadzy) na powierzchniach omywanych przez spaliny,
- odkładanie zanieczyszczeń w postaci kamienia kotłowego po stronie wodnej wymienników i w walczakach,
- pęknięcia i przecieki rurek w wymiennikach i w płaszczu wodnym komory spalania, głównie na skutek korozji,
- wadliwą pracę palnika spowodowaną zwykle niewłaściwą ilością podawanego powietrza w stosunku do ilości paliwa lub, rzadziej, wadliwym rozpyleniem paliwa w dyszy palnika.

Ogólnie rzecz biorąc, jakość procesu spalania określa się na podstawie składu lub wyglądu spalin, a wymianę ciepła – ilości ciepła oddanego przez spaliny w podgrzewaczach i przegrzewaczach, ocenianą na podstawie temperatury spalin na wylocie z kotła.

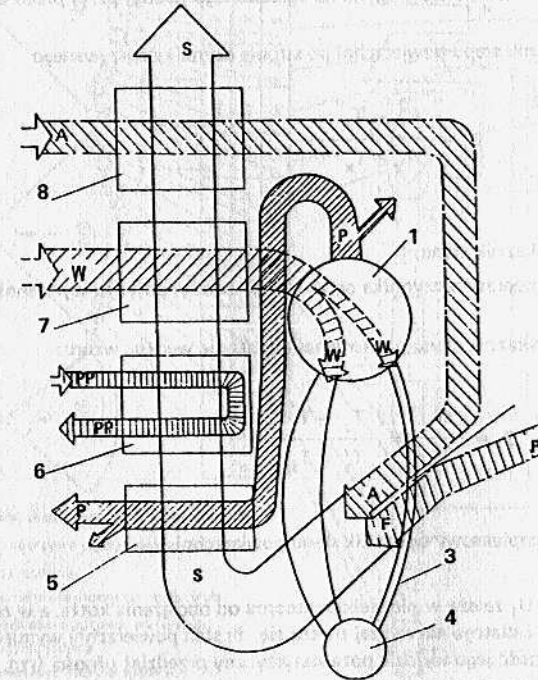
Ogólną sprawność kotła, przy możliwości określenia zawartości CO i CO₂, wyznaczyć można korzystając z następującego wzoru [16]:

$$\eta_k = 100 - \left[(0,00667 \cdot CO + 0,52) \cdot \frac{T_w - T_p}{CO + CO_2} + \frac{83 \cdot CO}{CO + CO_2} + \frac{K}{G_p \cdot W_d} \right] \quad (8.1)$$

gdzie:

- η_k – wskaźnik ogólnej sprawności kotła,
- CO, CO₂ – procentowa zawartość tlenu i dwutlenku węgla w spalinach,
- T_w – temperatura spalin na wylocie z kotła,
- T_p – temperatura powietrza na dolocie do kotła,
- G_p – godzinowe zużycie paliwa przez kocioł,
- W_d – dolna wartość opałowa paliwa,
- K – współczynnik empiryczny.

Sprawność kotła wyliczona ze wzoru (8.1) różni się tylko o około 2% od sprawności wyznaczonej z pełnego bilansu cieplnego kotła [16]. Czynnikiem ograniczającym stosowanie tej stosunkowo prostej i dokładnej metody jest brak w praktyce analizatorów spalin względnie trudności w posługiwaniu się nimi, jeśli odczyty nie są automatyczne. Takie właśnie nowoczesne, automatyczne analizatory spalin, sprzężone z systemem mikroprocesorowym stosowane są w diagnostyce dużych kotłów parowych, montowanych w turbinach napędu głównego.



Rys.8.1. Schemat kotła parowego jako obiektu diagnostyki (wg [21]): 1 – walczak parowo wodny, 2 – komora paleniskowa, 3 – ekran, 4 – walczak wodny, 5 – przegrzewacz pary I stopnia, 6 – przegrzewacz pary II stopnia, 7 – podgrzewacz wody, 8 – podgrzewacz powietrza, A – powietrze, F – paliwo, W – woda, P – para, PP – para przegrzana, S – spaliny

Do dokładniejszej oceny stanu powierzchni wymienników ciepła zalecane jest stosowanie wskaźników liczbowych, których praktyczne wykorzystanie zależy wyłącznie od liczby termometrów zainstalowanych między wymiennikami. Wskaźnik stanu powierzchni po stronie spalin wynosi:

$$W_i = \frac{T'_s - T''_s}{T'_s - T'_x} \quad (8.2)$$

gdzie:

- W_i – wskaźnik stanu,
 T'_s, T''_s – temperatura spalin przed i za wymiennikiem,
 T'_x – temperatura czynnika ogrzewanego (wody, pary) przed wymiennikiem,

natomiast wskaźnik stanu powierzchni po stronie czynnika ogrzewanego

$$U_i = \frac{T'_s - T'_x}{T'_s - T''_x} \quad (8.3)$$

gdzie:

- U_i – wskaźnik stanu,
 T''_x – temperatura czynnika ogrzewanego (wody, pary) za wymiennikiem.

Kompleksowy wskaźnik stanu powierzchni oblicza się według wzoru:

$$S_i = \frac{W_i}{U_i} = \frac{T'_s - T''_s}{T'_s - T'_x} \quad (8.4)$$

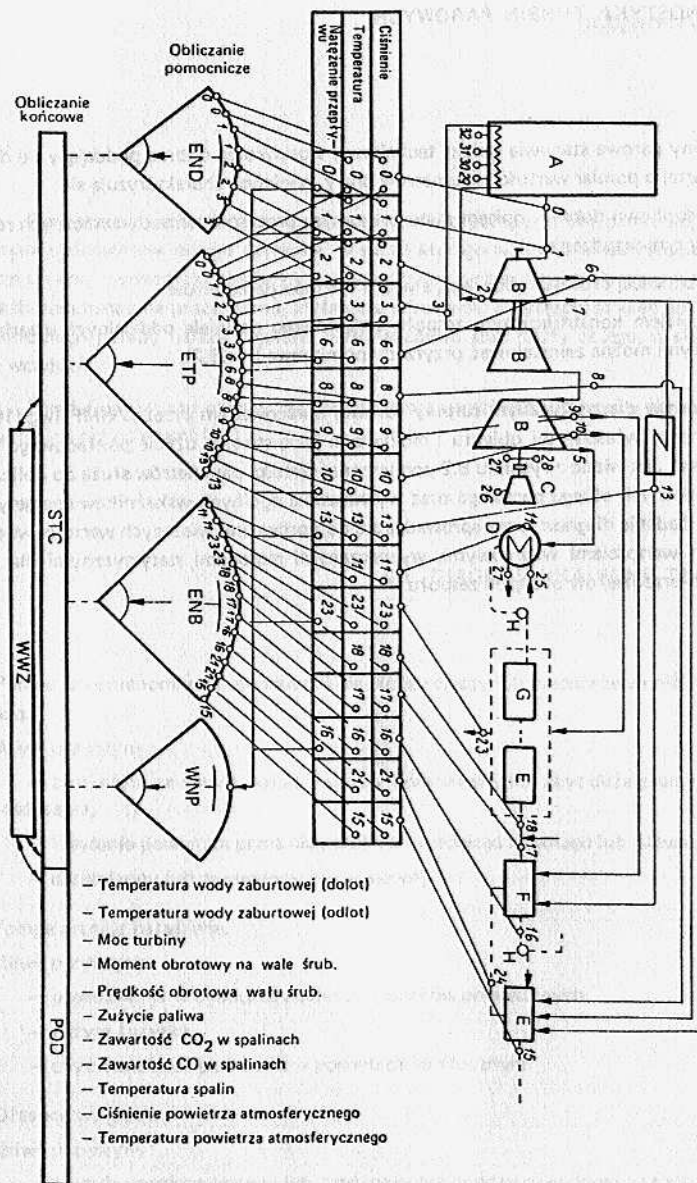
gdzie:

- S_i – kompleksowy wskaźnik stanu powierzchni.

Wskaźniki W_i i U_i zależą w niewielkim stopniu od obciążenia kotła, a w znacznym od stanu technicznego i dlatego zazwyczaj uważa się, że stan powierzchni wymiennika zmienia się istotnie, jeśli wartość jego wyjdzie poza statystyczny przedział ufności (tzn. wartość średnia ± 2 odchylenie standardowe).

W praktyce eksploatacyjnej kotłów pomocniczych opalanych paliwem płynnym, często stosuje się następujący sposób oceny pracy kotła:

- poprawność spalania i współczynnik nadmiaru powietrza ocenia się w oparciu o barwę spalin, które powinny być możliwie bezbarwne (ciemne spaliny oznaczają zbyt małą ilość powietrza),
- czystość powierzchni wymiany ciepła ocenia się na podstawie temperatury spalin za kotłem, której wzrost oznacza zanieczyszczenia powierzchni i utrudnioną wymianę ciepła.



Rys.8.2. Schemat systemu diagnostyki turbiny parowej (wg [16]): A – kocioł, B – turbiny wysokiego, średniego i niskiego ciśnienia, C – prądnica wałowa, D – skraplacz, E – podgrzewacze, F – odpowietrznik, G – wyparowniki zanieczyszczeń, H – pompy, ENT – entalpia pary, ETP – entropia pary, ENB – entropia wody, WNP – względne natężenie przepływu, STC – straty cieplne, POD – parametry odniesienia

8.2. DIAGNOSTYKA TURBIN PAROWYCH

Turbiny parowe stanowią obiekt techniczny, stosunkowo dobrze poddający się diagnostyce opartej o pomiar wartości parametrów pracy, ponieważ charakteryzują się:

- stosunkowo dobrym opisem matematycznym procesów termodynamicznych realizowanych w tym urządzeniu,
- stabilnością procesu roboczego, a więc i wartości parametrów,
- rozbiciem konstrukcyjnym zespołu turbinowego na wiele oddzielnych urządzeń, między którymi można zainstalować przyrządy pomiarowe (rys.8.2).

W systemie diagnostycznym turbiny parowej opracowanym przez CNIMF (wg [16]), wykorzystano te właściwości obiektu i możliwości jakie stwarza użycie pokładowego mikrokomputera. Jak widać z rysunku 8.2 pomierzone wartości parametrów służą do obliczeń termodynamicznych obiegu parowego oraz wyznaczenia ogólnych wskaźników energetycznych. Samo badanie diagnostyczne sprowadza się do porównania bieżących wartości wskaźników z ich wartościami wzorcowymi, wyznaczanymi metodami statystycznymi dla poszczególnych przedziałów obciążeń zespołu.

9. DIAGNOSTYKA POMP

Przy przeprowadzaniu badania diagnostycznego pompy należy pamiętać, że jest ona jednym z elementów obiegu czynnika, w skład którego wchodzi także rurociągi, zawory, kosze ssawne, wymienniki ciepła i inne opory hydrauliczne. Stan tych urządzeń wpływa w sposób zasadniczy na pracę pomp, zwłaszcza wirowych. Przystępując więc do oceny stanu technicznego pompy należy najpierw przeanalizować stan reszty obiegu, w skład którego ona wchodzi.

Poniżej omówiono objawy typowych niesprawności różnych typów pomp wraz z możliwymi ich przyczynami [14].

9.1. DIAGNOSTYKA POMP TŁOKOWYCH

1. Pompa po uruchomieniu nie zasysa i nie tłoczy cieczy lub pracuje ze zmniejszoną wydajnością.

Możliwe przyczyny:

- zamknięty zawór na ssaniu, zatkany kosz ssawny lub zbyt duża geometryczna wysokość ssania,
- zasysanie powietrza przez nieszczelności rurociągu ssawnego lub dławic,
- uszkodzony lub zawieszony zawór ssawny.

2. Pompa pracuje hałaśliwie.

Możliwe przyczyny:

- powstawanie w cylindrze pęcherzy i worków powietrznych,
- zużyte łożyska,
- zbyt mała ilość powietrza w powietrzniku tłocznym.

3. Dławice się grzeją.

Możliwe przyczyny:

- zbyt dociągnięte dławiki lub zbyt mały luz między dławikiem a tłoczyskiem,
- wygięte tłoczysko.

4. Łożyska się grzeją.

Możliwe przyczyny:

- wadliwy luz w łożysku,
- niewłaściwy gatunek lub zbyt mała ilość czynnika smarującego.

5. Nadmierny pobór mocy elektrycznej.

Możliwe przyczyny:

- wadliwa praca łożysk lub dławic (patrz p. 3 i 4),
- wzrost oporów na tłoczeniu, np. przez niezpełne otwarcie zaworu.

9.2. DIAGNOSTYKA POMP ŚRUBOWYCH I ZĘBATYCH

1. Wyraźny spadek wydajności i ciśnienia.

Możliwe przyczyny:

- podwieszenie lub osłabienie sprężyny na zaworze przelewowym,
- zużycie części współpracujących.

2. Pompa zwiększa wydajność i pobór mocy oraz grzeje się.

Możliwe przyczyny:

- wzrost lepkości pompowanego czynnika, np. na skutek obniżenia temperatury podgrzania.

9.3. DIAGNOSTYKA POMP WIROWYCH

1. Pompa po uruchomieniu nie zasysa i nie pompuje cieczy.

Możliwe przyczyny:

- pompa niedokładnie zalana lub źle odpowietrzona,
- zasysanie powietrza przez nieszczelności rurociągu lub dławicę, np. na skutek zużycia lub zatkania dopływu wody uszczelniającej do dławicy,
- zatkany kosz ssawny, zamknięty zawór, zamrznięta woda lub zbyt duża wysokość ssania,

- zbyt wysoka temperatura cieczy,
- niewłaściwy kierunek obrotów wału (złe podłączenie silnika).

2. Pompa pracuje z wydajnością niższą od nominalnej.

Możliwe przyczyny (poza przyczynami wymienionymi w p. 1):

- zużycie kawitacyjne wirnika pompy,
- odłożenie kamienia w części przepływowej pompy,
- odkształcenie lub ubytki łopatek wirnika na skutek zbyt dużego luzu w łożyskach pompy,
- zmniejszenie prędkości obrotowej pompy (np. awaria silnika pompy).

3. Pompa pobiera zbyt dużo energii.

Możliwe przyczyny:

- zbyt duża prędkość obrotowa,
- zbyt mocno dociśnięty dławik,
- zużyta tarcza odciążająca,
- duże tarcie w łożyskach w wyniku pogarszających się warunków smarowania,
- zgięty wał pompy,
- zwiększenie się ciężaru właściwego cieczy (np. na skutek spadku jej temperatury).

4. Pompa wytwarza zbyt wysokie ciśnienie.

Możliwe przyczyny:

- zbyt duża prędkość obrotowa silnika pompy,
- zbyt duży ciężar właściwy podnoszonej cieczy.

5. Łożyska pompy grzeją się.

Możliwe przyczyny:

- pompa źle ustawiona na fundamencie lub źle zamocowane rurociągi, które „ciągną” pompę w jedną stronę,
- złe smarowanie łożysk,
- zbyt mały luz łożyskowy,
- zatkanie przewodu chłodzącego łożysko.

6. Pompa drga lub pracuje hałaśliwie.

Możliwe przyczyny:

- pompa źle ustawiona na fundamencie lub poluzowane śruby fundamentowe,
- niewyważony układ wirujący, co może być spowodowane zatkaniami przez osady części kanałów międzyłopatkowych,
- źle dobrane lub zużyte sprzęgło elastyczne,

- zgięty wał pompy,
- zbyt duże luzy w łożyskach,
- ubytki materiału spowodowane zużyciem kawitacyjnym,
- zasysanie powietrza przez pompę (dotyczy głównie hałasu).

Jak wynika z powyższego zestawienia, w diagnostyce pomp stosuje się, oprócz pomiaru ciśnień i temperatur czynnika roboczego, pomiar temperatury łożysk, zwłaszcza w bardzo dużych pompach oraz parametr wibroakustyczny (drgania i hałas). Jednak w wielu przypadkach do ostatecznej oceny stanu technicznego pompy konieczny jest jej demontaż.

10. DIAGNOSTYKA URZĄDZEŃ HYDRAULICZNYCH

Podczas pracy urządzeń hydraulicznych zachodzą liczne zjawiska mające destrukcyjny wpływ na ich stan techniczny, a tym samym na jakość ich pracy. Do podstawowych czynników wpływających niszcząco na urządzenia hydrauliczne należy zaliczyć:

- zużycie mechaniczne elementów spowodowane procesami tarcia,
- ubytki oleju roboczego,
- zjawiska cieplne wywołane tarciami, powodujące utratę własności przez olej roboczy,
- agresywne oddziaływanie chemiczne oleju na gumę uszczelek i metal,
- szybkozmienne przebiegi ciśnień, powodujące drgania urządzenia,
- utrata właściwości przez uszczelki pod wpływem relaksacji i mikropęknięć.

Podobnie jak w przypadku pomp, diagnostyka urządzeń hydraulicznych polega na obserwowaniu pracy urządzenia pod względem występowania w nim pewnych charakterystycznych, wymienionych niżej objawów.

1. Wydłużenie się czasu jednego cyklu pracy urządzenia.

Możliwe przyczyny:

- pogorszenie sprawności objętościowej spowodowane wyciekami oleju,
- wzrost oporów tarcia w wyniku mechanicznego zużycia powierzchni,
- utrata właściwości przez olej (np. jego starzenie).

2. Nierównomierność prędkości ruchu roboczego spowodowana na przykład zapowietrzeniem.

3. Tworzenie się piany na powierzchni oleju w zbiorniku, po przekroczeniu granicznej zawartości wody w oleju.

4. Zwiększony pobór mocy wywołany zwiększonymi oporami ruchu.

5. Zwiększona głośność i drgania.

Możliwe przyczyny:

- nadmierne zużycie powierzchni roboczych,
- kawitacja,

6. Wycieki oleju spowodowane zużyciem uszczeliek lub uszkodzeniem elementów roboczych (pęknięć).

Powyższe, krótkie zestawienie nie wyczerpuje całości zagadnień związanych z diagnostyką urządzeń hydraulicznych, które w miarę rosnącego ich zastosowania na statkach, zyskiwać będą niewątpliwie na znaczeniu.

11. SYSTEMY DIAGNOSTYCZNE

Określenie pojęcia *systemu diagnostycznego* nastęrcza nieco trudności, bowiem, ściśle rzecz ujmując, obejmuje ono system tworzony przez obiekt diagnostyki i urządzenia, metody (algorytmy) wykorzystywane do jego diagnozowania, a także tak zwaną relację systemo-twórczą, czyli w tym przypadku wzajemną zależność obiekt – parametry pracy – system diagnozujący – czynności obsługowe i remontowe – obiekt. W praktyce pod pojęciem tym rozumie się zazwyczaj tylko system diagnozujący i mimo nieściśłości, to właśnie pojęcie stosowane będzie w dalszym ciągu rozważań.

Samo pojęcie *systemu* kojarzy się z czymś złożonym i skomplikowanym, jednak w praktyce bywa to mylące, gdyż w zależności od rodzaju rozważanego obiektu diagnostyki może to być pojedyncze urządzenie (np. dla komory spalania tzw. MIP calculator), względnie cały łańcuch różnych urządzeń współpracujących ze sobą (np. w systemach CC-10 lub SEDS). Pod względem praktycznych zastosowań, systemy diagnostyczne można podzielić na:

- *autonomiczne*, czyli takie, które same w sobie realizują jakies zadanie diagnostyczne i nie potrzebują współpracować (choć niekiedy mogą) z innymi systemami lub urządzeniami,
- *kompleksowe*, które tworzone są przez sieć powiązanych ze sobą urządzeń lub podsystemów, a z faktu tego powiązania wynikają nowe możliwości diagnostyczne.

Często nazwę *systemy diagnostyczne* mylnie odnosi się do systemów pomiarowo-kontrolnych, wyposażonych w kontrolę wartości dopuszczalnych parametrów pracy. Wartości progowe w tym przypadku są zadawane ręcznie przez obsługę. Takie nazewnictwo wprowadza niekiedy użytkowników w błąd i sprawia, że oczekują oni od takiego systemu jakiejś logiki diagnostycznej, do której nie jest on przygotowany.

11.1. SYSTEMY AUTONOMICZNE

W tabeli 11.1 podano zestawienie niektórych, bardziej znanych urządzeń i autonomicznych systemów diagnostycznych z uwzględnieniem ich podstawowego przeznaczenia

oraz producenta. Jak widać z zestawienia największa ilość systemów autonomicznych przeznaczona jest do analizy procesu spalania i wtrysku, co wynika z jednej strony z roli tych zagadnień w diagnostyce silnika (por. rozdz. 5), a z drugiej – z faktu ich możliwości analizowania w oderwaniu od reszty silnika, chociaż podejście takie jest nie w pełni wiarogodne.

Tabela 11.1

Zestawienie autonomicznych systemów diagnostycznych dla siłowni okrętowych

Lp.	Nazwa	Typ	Producent	Kraj
1.	Analizator procesu spalania i wtrysku	NK-5	Autronica	Norwegia
2.	Analizator procesu spalania i wtrysku	DETS	Moland	Norwegia
3.	Analizator procesu spalania i wtrysku	Cyldet-MIP	ASEA	Szwecja
4.	Analizator procesu spalania i wtrysku	MCDOT	Brown Boveri	Szwajcaria
5.	Analizator procesu spalania i wtrysku	ACS-4	Dempol	Polska
6.	Analizator procesu spalania i wtrysku	CPS-360	Soren T.Lyngso	Dania
7.	Analizator procesu spalania i wtrysku	652	AVL	Austria
8.	Analizator procesu spalania i wtrysku	APWS-200	WSM Gdynia	Polska
9.	Analizator procesu spalania i wtrysku	Prognoz-1	LWIMU	ZSRR
10.	Analizator obciążeń cieplnych	MJ-1	Autronica	Norwegia
11.	Analizator temperatury gazów wydechowych	NK-16	Autronica	Norwegia
12.	Urządzenie do diagnozowania łożysk i tulei	DR-3	WSM Gdynia	Polska
13.	Urządzenie do badania zużycia pierścieni i tulei	SIPWA	Sulzer	Szwajcaria
14.	Analizator pracy pierścieni tłokowych	NP-2	Autronica	Norwegia
15.	Analizator pracy pierścieni tłokowych	Cyldet-CM	ASEA	Szwecja

W przytoczonej tabeli zwraca uwagę niemal zupełny brak autonomicznych systemów do diagnostyki układu doładowania i pracy łożysk. Wynika to z faktu, że wymagają one dużej liczby różnych czujników, instalowanych przeważnie już w fazie budowy silnika i dlatego wchodzą one w skład kompleksowych systemów diagnostycznych.

11.2. SYSTEMY KOMPLEKSOWE

Historycznie rzecz biorąc, rozwój systemów kompleksowych wiąże się z wprowadzaniem na statki coraz bardziej zaawansowanej techniki komputerowej, choć prototypy tych systemów mające wówczas postać tzw. *tabel diagnostycznych* (rys. 11.1) wymagały jedynie użycia papieru i ołówka. Tabele diagnostyczne pozwalały na bardzo przybliżoną ocenę stanu technicznego w oparciu o zaobserwowane tendencje zmian wartości parametrów pracy silnika. Takie postępowanie było bardzo subiektywne i nie uwzględniało z reguły wpływu zmiennego obciążenia oraz zewnętrznych warunków eksploatacji.

Kompleksowe systemy diagnostyczne wykorzystujące technikę cyfrową zestawione zostały w tabeli 11.2 łącznie z systemami monitorującymi, które nie są wprawdzie systemami diagnostycznymi, lecz mogą stać się bazą do budowy prawdziwego systemu diagnostycznego.

W niniejszym rozdziale omówiono tylko niektóre, najbardziej reprezentatywne (najczęściej używane) systemy przedstawione w tabeli 11.2.

System *MOGNOS* (z niem. *Motor Diagnose*) został opracowany w latach 60-tych przez firmę M.A.N. Jego podstawowym założeniem było stałe przesyłanie informacji o pracy silnika ze statku za pośrednictwem telexu i radia do lądowego ośrodka obliczeniowego, wyposażonego w duży stacjonarny komputer. Taki ośrodek mieściłby się u producenta silników w Augsburgu, a jego zadaniem, oprócz zwrotnego przesyłania diagnoz na statki, miało być optymalne programowanie produkcji i dystrybucji części zamiennych. System *MOGNOS* nie doczekał się nigdy pełnej realizacji, głównie ze względu na problemy z radiową transmisją danych i koniecznością „manualnego” ich gromadzenia, czyli spisywania w siłowni i wystukiwania na teleksie. Pomimo tego system ten odegrał dużą rolę w teorii diagnostyki ze względu na jasne sformułowanie celu działania, a mianowicie dążenie do wydłużenia czasu między naprawami (z ang. *MTBF* tzn. *Mean Time Between Maintenances*).

Tabela 11.2

Kompleksowe systemy diagnostyczne i monitorujące siłowni okrętowej

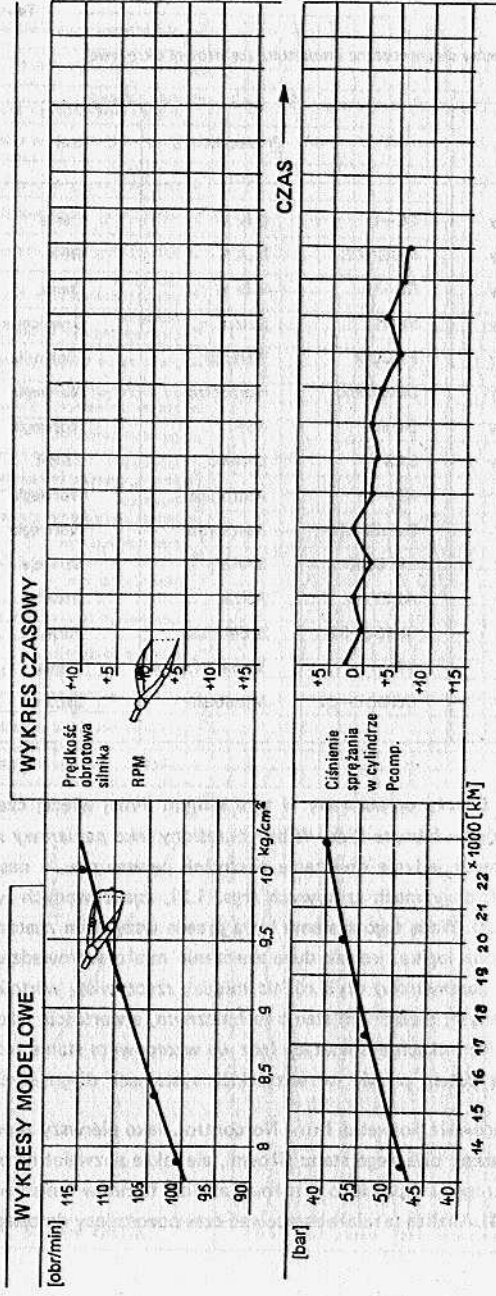
Lp.	Nazwa	Typ	Producent	Kraj
1.	System diagnostyczny	CC-1	B & W	Dania
2.	System diagnostyczny	MOGNOS	M.A.N.	RFN
3.	System diagnostyczny	CC-10	B & W	Dania
4.	System diagnostyczny	SEDS	Sulzer	Szwajcaria
5.	System diagnostyczny	ENCOM	Wartsila	Finlandia
6.	System diagnostyczny	DataTrend	Norcontrol	Norwegia
7.	System diagnostyczny	Demos	NSFI	Norwegia
8.	System diagnostyczny	SAS	LWIMU	ZSRR
9.	System monitorujący	KD-10	Autronica	Norwegia
10.	System monitorujący	DataChief7	Norcontrol	Norwegia
11.	System monitorujący	EM 5000	SAAB	Szwecja
12.	System monitorujący	ALSY-8	ASEA	Szwecja
13.	System monitorujący	SIMOS-32	SIEMENS	RFN
14.	System monitorujący	STL	Soren T. Lyngso	Dania
15.	System monitorujący	COMOC-D2	Mitsubishi	Japonia

CC-1 (z ang. *Condition Check*) opracowany w tym samym mniej więcej czasie co MOGNOS u producenta silników w fabryce B & W był określony jako *papierowy system diagnostyczny*, ponieważ zakładał jedynie obliczanie odchyłek parametrów, a następnie zapisywanie ich na specjalnych diagramach czasowych (rys.11.2), analizowanych w oparciu o tabele wzorcowe (rys.11.3). Wadą tego systemu była przede wszystkim znaczna pracochłonność i zbyt uproszczona logika, jednak duże znaczenie miało wprowadzenie do diagnostyki pojęcia odchyłek parametrów, czyli różnic między rzeczywistą wartością parametru diagnostycznego w danym, nieznanym stanie technicznym, a wartością wzorcową parametru przy tych samych warunkach eksploatacji lecz we wzorcowym stanie technicznym. Pojęcie to pojawiało się potem prawie we wszystkich systemach diagnostycznych.

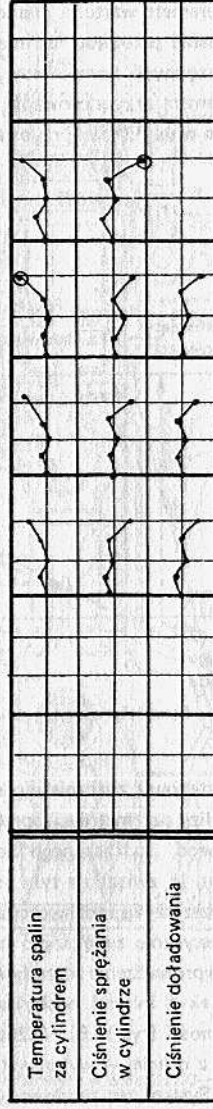
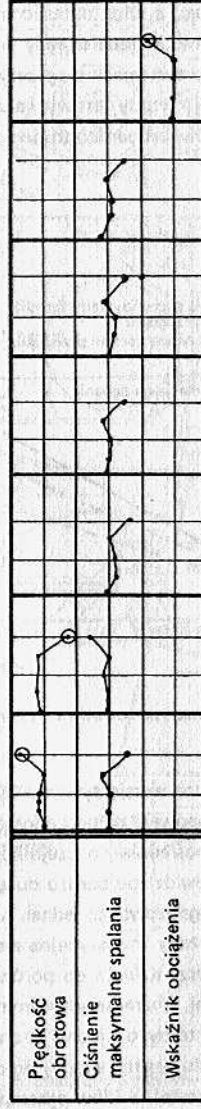
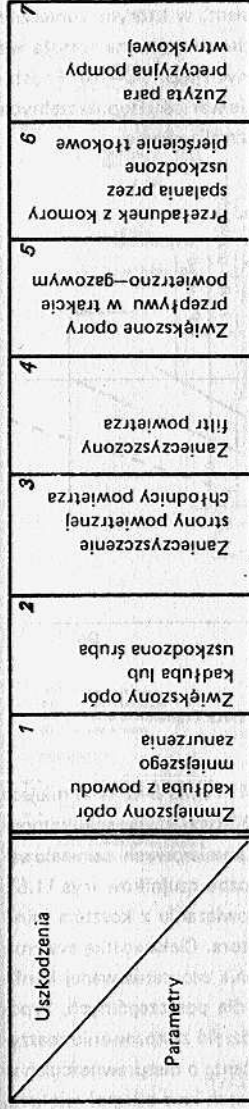
System *Data Trend* opracowała norweska firma Norcontrol. Jako pierwszy zapewniał on użytkownikowi nie tylko ocenę bieżącego stanu siłowni, ale także pozwalał na prognozowanie zmian stanu technicznego w oparciu o tytułową analizę trendów zmian parametrów diagnostycznych (rys.11.4). Analiza ta miała oszacować czas pozostający do osiągnięcia

Układ silnika	Parametry	Nieprawności
n	Prędkość obrotowa silnika	Prędkość obrotowa turbosprężarki
n_{1-5}	Prędkość obrotowa turbosprężarki	Srednie ciśnienie indukowane
p_i	Srednie ciśnienie indukowane	ciśnienie sprężania
p_k	Maksymalne ciśnienie spalania	Temperatura spalin
t_w	Temperatura spalin	ciśnienie wtłokowe
p_{wt}	ciśnienie wtłokowe	Spadek ciśnienia na filtrze powietrza
Δp_f	Spadek ciśnienia na chłodnicy powietrza	Spadek ciśnienia na chłodnicy powietrza
Δp_c	ciśnienie doladownia	Spadek temperatury powietrza na chłodnicy powietrza
Δt_c	Spadek temperatury powietrza na chłodnicy powietrza	Temperatura powietrza ładującego
t_d	Temperatura powietrza ładującego	ciśnienie ładunku na początku sprężania
p_1	ciśnienie ładunku na początku sprężania	Gęstość powietrza na początku sprężania
ρ_1	Gęstość powietrza na początku sprężania	Współczynnik reszty spalin
λ_0	Współczynnik napnienia cylindra	Masowy ładunek powietrza w cylindrze
m_a	Masowy ładunek powietrza w cylindrze	Długość polowa na cykl roboczy
s_a	Długość polowa na cykl roboczy	Współczynnik napnienia przy spalaniu
ρ_i	Sprawność indukowana	Jednostkowe zużycie paliwa

Rys.11.1. Uniwersalna tabela diagnostyczna (wg [16])

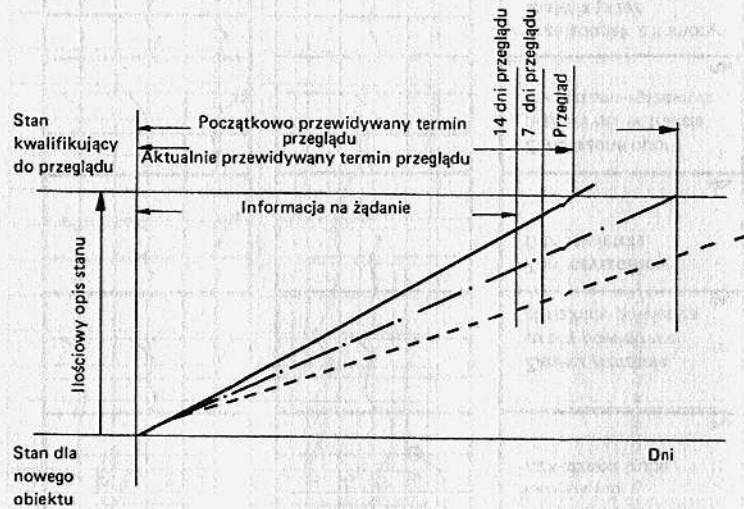


Rys.11.2. Diagramy czasowe w systemie CC-1



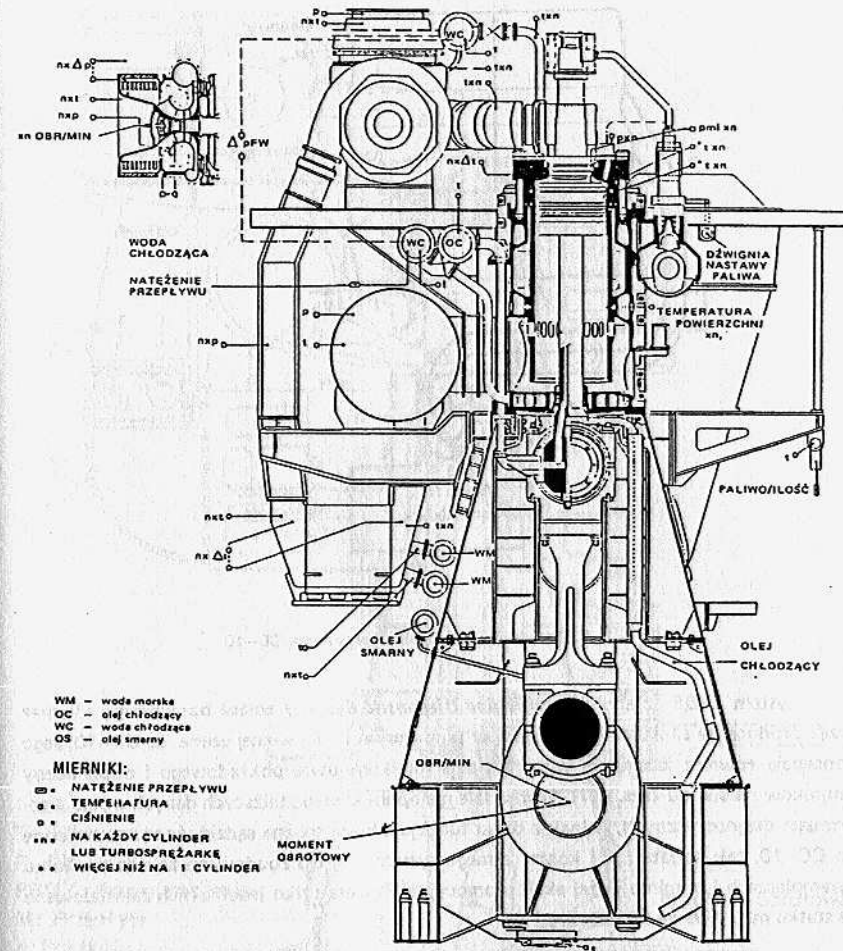
Rys.11.3. Tabela wzorcowa w systemie CC-1

przez dany parametr wartości granicznej, a więc określić moment, w którym konieczne byłoby dokonanie przeglądu lub napraw. Metoda analizy trendu zastosowana została we wszystkich następnych kompleksowych systemach diagnostycznych (np. CC-10). Podstawowym problemem przy stosowaniu tej metody jest wyznaczenie wartości dopuszczalnych parametrów, co w większości przypadków jest bardzo trudne do zrealizowania.

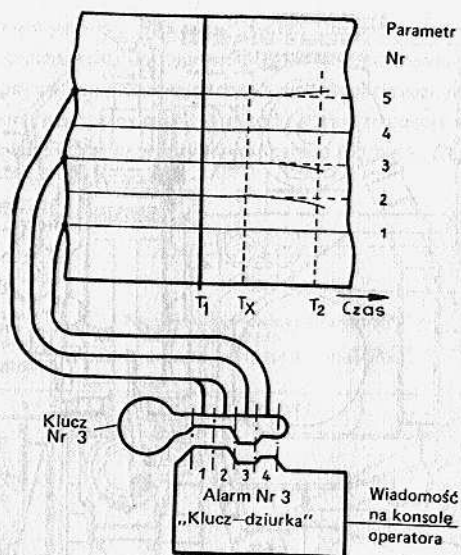


Rys.11.4. Analiza trendu zmian parametrów w systemie Data Trend

CC-10 stanowił znacznie ulepszoną wersję systemu CC-1. Firma B & W w miejsce papierowej analizy parametrów, zaproponowała na początku lat 70-tych użycie minikomputera pokładowego, podłączonego bezpośrednio do czujników pomiarowych zainstalowanych na silniku. W związku z tym przewidziano bardzo dużą liczbę czujników (rys.11.5), co znacznie rozszerzyło możliwości diagnozowania, jednak w powiązaniu z kosztem minikomputera drastycznie zwiększyło nakłady inwestycyjne armatora. Ciekawostką systemu CC-10 było wprowadzenie metody *klucz-dziurka* do porównania zaobserwowanej konfiguracji odchyłek z innymi odchyłkami, charakterystycznymi dla poszczególnych, typowych niesprawności (rys.11.6). Możliwe to było z jednej strony dzięki zastosowaniu maszyny cyfrowej, a z drugiej – wykorzystaniu bogatej wiedzy producenta o niesprawnościach w jego silnikach. System ten zbudowany został w kilku egzemplarzach i nie odegrał większej praktycznej roli, głównie z uwagi na bardzo wysoki koszt.



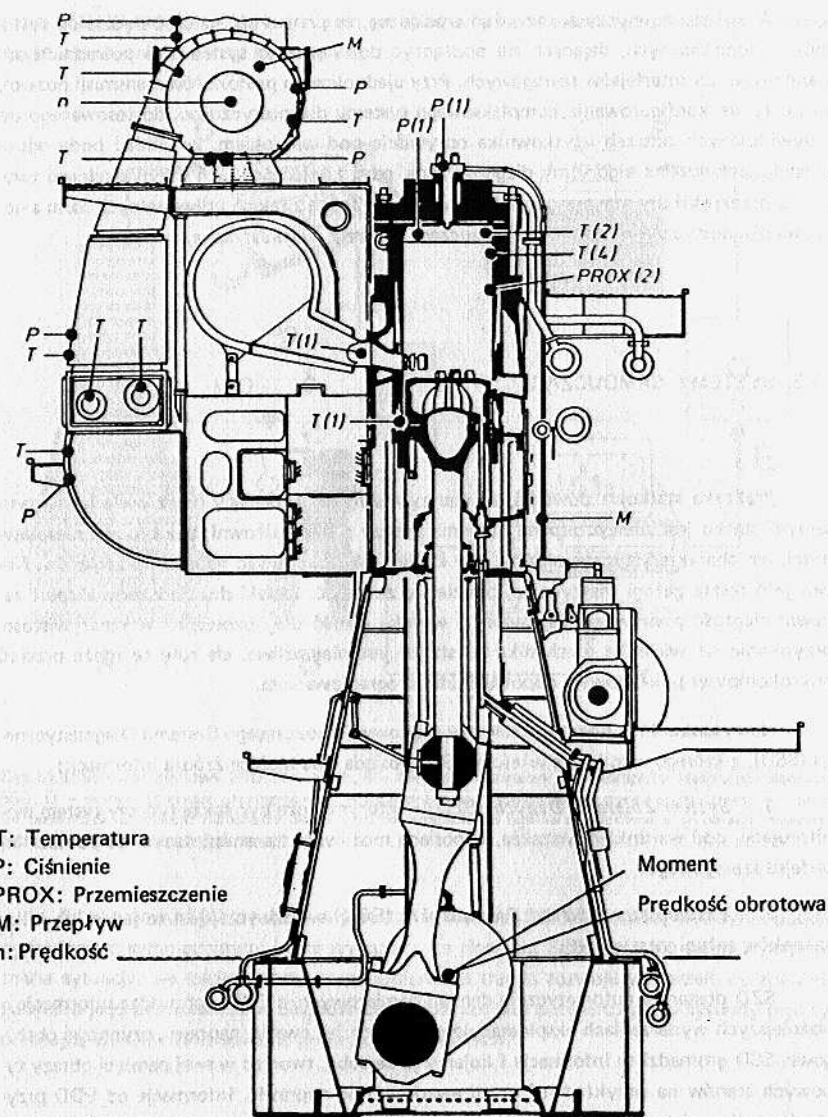
Rys.11.5. Rozmieszczenie punktów pomiarowych w systemie CC-10



Rys.11.6. Metoda „klucz-dziurka” w systemie CC-10

System *SEDS* (z ang. *Sulzer Engine Diagnostic System*) został opracowany również przez producenta silników okrętowych w tym samym mniej więcej czasie, co CC-10. Jego koncepcja również zakładała wykorzystanie minikomputera pokładowego i dużej liczby czujników na silniku (rys.11.7). Wprawdzie nie opublikowano bliższych danych o jego algorytmach diagnostycznych, jednak z opisu funkcjonalnego można sądzić, że są one zbliżone do CC-10, tak zresztą jak i koszty samego systemu. *SEDS* zbudowano zaledwie w kilku egzemplarzach i pomimo dużej akcji promocyjnej Sulzera tylko jeden z nich zainstalowano na statku m.s. *Ville de Strassbourg*.

Reasumując należy stwierdzić, że kompleksowe systemy diagnostyczne nie spełniły pokładanych w nich nadziei, chociaż miały wiele atutów. Przede wszystkim twórcą systemu był zwykle producent silnika, a więc ktoś posiadający wielką wiedzę o danym silniku. Ponadto charakteryzowały się one kompleksowością podejścia do problemu i co za tym idzie potencjalnymi możliwościami diagnostycznymi. Niestety ceną za to kompleksowe podejście były zwykle duże koszty inwestycyjne (przekraczające 500 tys. USD), a więc znaczne ryzyko finansowe, wynikające z niemożliwości określenia wymiernych korzyści finansowych zastosowania danego systemu diagnostycznego.



- T: Temperatura
- P: Ciśnienie
- PROX: Przesunięcie
- M: Przepływ
- n: Prędkość

Rys.11.7. Rozmieszczenie punktów pomiarowych w systemie SEDS

W świetle powyższych rozważań wydaje się, że przyszłość należeć będzie do systemów autonomicznych, dających się podłączyć do większego systemu za pośrednictwem standardowych interfejsów szeregowych. Przy ujednoczeniu protokołów transmisji pozwoli to na łatwe konfigurowanie kompleksowego systemu diagnostycznego, dostosowanego do indywidualnych potrzeb użytkownika oczywiście pod warunkiem, że istnieć będą odpowiednio uniwersalne algorytmy diagnostyczne, gdyż konieczność ich indywidualnego tworzenia przekreśliłaby sensowność takiej koncepcji. Jedną z takich uniwersalnych form algorytmu diagnostycznego mogą być *Samouczące Systemy Diagnostyczne*.

11.3. SYSTEMY SAMOUCZĄCE

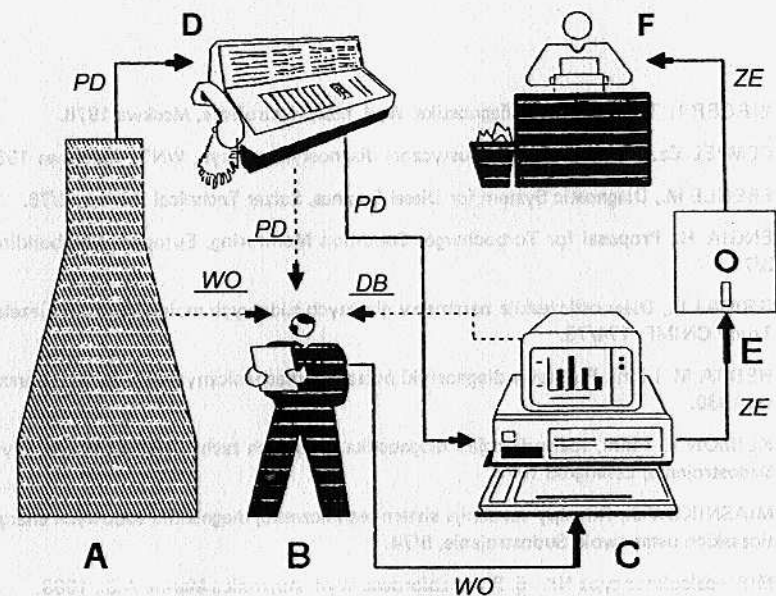
Praktyka statkowa dowodzi, że starszy mechanik pływający przez wiele lat na tym samym statku jest niewyczerpaną kopalnią wiedzy o danej siłowni: zna typowe niesprawności, ich charakterystyczne objawy, wie kiedy i jak dokonywać napraw i przeglądów. Nawet jeśli reszta załogi maszynowej będzie się zmieniać, to taki doświadczony ekspert zapewni ciągłość poprawnej eksploatacji i wysoką jakość diagnozowania. W rzeczywistości przypisanie na wiele lat mechanika do statku jest niemożliwe, ale rolę tę może przejąć mikrokomputer pokładowy z odpowiednim oprogramowaniem.

Na rysunku 11.8 pokazano schemat blokowy Samouczącego Systemu Diagnostycznego (SSD), z którego wynika, że właściwy SSD posiada dwa bieżące źródła informacji:

1. *System Zbierania Danych* (SZD) – którym może być także typowy system monitorujący, pod warunkiem wszakże, iż posiada możliwość transmisji danych za pomocą interfejsu szeregowego.
2. *Eksploatator Obiektu Diagnostyki* (EOD) – zazwyczaj jest to jeden lub kilku członków załogi maszynowej.

SZD dostarcza automatycznie danych pomiarowych, a EOD wprowadza informacje o ważniejszych wydarzeniach eksploatacyjnych, takich jak awarie, naprawy, czynności obsługowe. SSD gromadzi te informacje i kojarzy je ze sobą, tworząc w swej pamięci obrazy typowych stanów na przykład tuż przed awarią lub po naprawie. Informacje od EOD przychodzą tylko od czasu do czasu, a parametry od SZD napływają ciągle i gdy SSD zauważy kombinację parametrów podobną do już znanej, zawiadamia o tym mechanika, podając jednocześnie prawdopodobieństwo takiej diagnozy. Cechą charakterystyczną jest to, że w miarę upływu czasu i gromadzenia doświadczeń, będzie rosła wartość diagnoz stawianych

przez SSD. W tym układzie zacznie on spełniać rolę kompetentnego doradcy dla zmieniających się członków załogi maszynowej.



Rys.11.8. Schemat blokowy SSD: A – silnik, B – mechanik okrętowy, C – komputer realizujący algorytm SSD, D – system zbierania parametrów, E – zapis przebiegu eksploatacji na dysku elastycznym, F – służby techniczne armatora: parametry diagnostyczne, wiadomości ogólne o przebiegu eksploatacji, diagnozy bieżące, zapis przebiegu eksploatacji

Prototypowy SSD zrealizowany został w Wyższej Szkole Morskiej w Gdyni i poddany badaniom symulacyjnym, które wykazały, że algorytm SSD może nie tylko wykrywać znane sytuacje, ale także dostrzegać podobieństwo trendu rozwoju wydarzeń, co znacznie zwiększa jego przydatność w diagnostyce. Najbliższe lata potwierdzą, czy systemy tego typu znajdują szerokie zastosowanie praktyczne na statkach.

12. BIBLIOGRAFIA

1. BIRGER I., Techničeskaja diagnostika. Wyd. Maszynostrojenie, Moskwa 1978.
2. CEMPEL Cz., Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn, WNT, Warszawa 1982
3. EBERLE M., Diagnostic System for Diesel Engines, Sulzer Technical Review, 4/76.
4. ENGBA H., Proposal for Turbocharger Condition Monitoring, European Shipbuilding, 3/71.
5. GRICAJ L., Diagnostičeskie parametry glawnych sudowych młobrotnych diezelej, Trudy CNIMF, 174/73.
6. HEDBA M. i inni, Podstawy diagnostyki pojazdów mechanicznych, Wyd. KiŁ., Warszawa 1980.
7. KLIMOW E. i inni, Identyfikacja i diagnostika sudowych techničeskich sistem, Wyd. Sudostrojenie, Leningrad 1978.
8. MIASNIKOW J., Principy sozdaniija sistem techničeskoj diagnosiki sudowych energetičeskich ustanowok, Sudostrojenie, 5/74.
9. MIP —calculator type NK—5. Praca zbiorowa. Wyd. Autronica Marine A.S., 1988.
10. Osnovy techničeskoj diagnostiki. Praca zbiorowa. Wyd. Energia, Moskwa 1976.
11. OSTERGARD A. i inni, B & W Condition Check System CC—11 for 2—stroke K—GF Diesel Engines. Proceedings of 2nd IFAC/IFIP Symposium, Washington 1976.
12. PAWŁOW B., Badania diagnostyczne w technice, WNT, Warszawa 1967.
13. P.E.D. — an Engine Monitoring System from Pielstick. Praca zbiorowa, The Motor Ship, 1/78.
14. PEREPECZKO A., Okrętowe pompy, sprężarki i wentylatory, Wyd. Morskie, Gdańsk 1976.
15. PIOTROWSKI I., Okrętowe silniki spalinowe, Wyd. Morskie, Gdańsk 1983.
16. SYROMIATNIKOW W.F., Awtomatika kak sriedstwo diagnostiki na morskich sudach. Wyd. Sudostrojenie, Leningrad 1976.
17. System Description S.E.D.S. Praca zbiorowa, Wyd. Sulzer Brothers, Winterthur 1978.
18. WŁODARSKI J.K., Tłokowe silniki spalinowe — procesy trybologiczne, Wyd. KiŁ., Warszawa 1982.