

**ZESZYTY NAUKOWE NR 1(73)  
AKADEMII MORSKIEJ  
W SZCZECINIE**

---

**EXPLO-SHIP 2004**

---

Zbigniew Korczewski, Marek Łutowicz

**Badanie procesu sprężania dla potrzeb diagnostyki  
okrętowych tłokowych silników spalinowych**

Słowa kluczowe: silnik tłokowy, diagnostyka, indykowanie, sprężanie, GMP

*Omówiono sposób aproksymacji funkcją wykładniczą wyników badania procesu sprężania czynnika roboczego w cylindrach okrętowego tłokowego silnika spalinowego Sulzer 6AL20/24, wyposażonego w czujnik ciśnienia umieszczony w głowicy. Daje to możliwość wyznaczenia położenia GMP, ciśnienia początkowego i ciśnienia sprężania wtedy, gdy zapłon następuje przed GMP.*

**Examination of the Combustion Process  
of a Marine Diesel Engine for Diagnostic Purposes**

Key words: marine engines, diagnosis, pressure indication, compression, TDC

*The paper discusses a method of an approximation of the results of the compression process examined on 6AL20/24 Sulzer engine cylinders. The approximation has been carried out by means of an exponential function. The method allows to determine the TDC position, initial pressure as well as compression pressure when the ignition comes before TDC.*

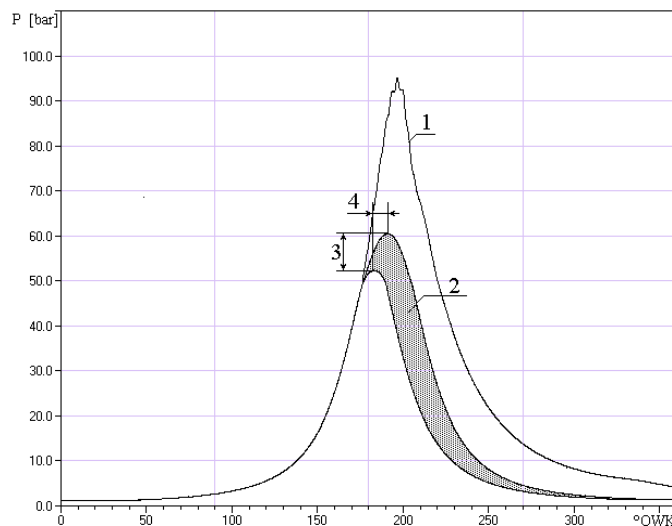
## Wstęp

W badaniach diagnostycznych silnika tłokowego i doborze systemów jego regulacji bardzo istotną rolę odgrywają analizy przebiegu ciśnienia wewnątrzcylinrowego, oparte na zarejestrowanych w czasie badań wykresach indykatorowych. Najistotniejszym elementem takiej analizy jest właściwe, w sensie wysokiej dokładności, określenie punktu, w którym tłok osiąga zewnętrzne zwrotne położenia. Stanowi to podstawę do przeprowadzenia wnioskowania diagnostycznego o stanie technicznym zespołu komory spalania. Do niedawna w silnikach wolnoobrotowych stosowano specjalne układy mechaniczne do napędu indykatorów, przekładające ruch tłoka na obrót bębna indykatora. Dokładność odwzorowania położenia tłoka wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silników gwałtownie spadła ze względu na drgania i podatność cięgieł. Doprowadziło to do opracowania metod alternatywnych, polegających głównie na pomiarze ciśnienia gazu wewnątrz cylindra w dziedzinie kąta obrotu wału korbowego lub w dziedzinie czasu.

Wraz ze wzrostem temperatur i obciążeń mechanicznych współczesnych silników zbliżających się do wartości granicznych, problem poprawnej interpretacji wyników indykowania silnika staje się niezmiernie istotny. Pojawiają się nowe problemy, utrudniające proces wiarygodnego pozyskiwania informacji diagnostycznych z rozwiniętego wykresu indykatorowego. Wynika to z następujących czynników:

1. Wczesny zapłon kilka stopni przed GMP uniemożliwia rozpoznanie tegoż GMP jako lokalnego ekstremum przebiegu sprężania, co w konsekwencji wyklucza możliwość precyzyjnego wyznaczenia, w sposób dynamiczny, ciśnienia kompresji.
2. Skręcenie wału pod wpływem zmiennego obciążenia powoduje, że znacznik na kole zamachowym służący do wyznaczania GMP przemieszcza się wskutek skręcenia wału wraz ze zmianami tegoż obciążenia.
3. Opóźnienie sygnału transmitowanego przez kanał indykatorowy do czujnika wnosi dodatkowe przesunięcie „obrazu” GMP, zależne przede wszystkim od aktualnej prędkości obrotowej i szybkości narastania ciśnienia wewnątrzcylinrowego.
4. Wysokie temperatury czynnika roboczego powodują tzw. dryfty napięcia niezrównoważenia czujnika pomiarowego, rejestrowane jako dodatkowe wolnozmiennie ciśnienie zakłócające pomiar ciśnienia początkowego ( $p_1$ ).

Z powodu trudności w rozwiązaniu tych problemów w przypadku silników średnioobrotowych, pomimo wyposażenia ich w kanały indykatorowe, indykowanie zazwyczaj ogranicza się tylko do pomiaru ciśnienia maksymalnego. W wypadku indykatorów elektronicznych jest to zazwyczaj różnica pomiędzy ciśnieniem maksymalnym i ciśnieniem początkowym. Tak skąpa informacja diagnostyczna, uzyskiwana znacznym nakładem inwestycyjnym, doprowadziła w pewnym okresie do całkowitego zaniechania instalowania kanałów indykatorowych w wielu silnikach. Jednak obecnie przy stale zmniejszających się cenach czujników ciśnienia wewnątrzcyldrowego, stają się one powoli standardowym wyposażeniem nowoczesnych silników. W silnikach starszej generacji czujniki instaluje się za pośrednictwem zaworów indykatorowych lub w specjalnie wykonanych do tego kanałach. Do „obróbki matematycznej” uzyskanych przebiegów powstało wiele różnych typów analizatorów, w tym między innymi opracowane w Instytucie Technicznej Eksploatacji Okrętów AMW analizatory Ma2, Ma3 i Ma4 [2]. Z powodu wcześniej wspomnianych uwarunkowań, uzyskana z tych analizatorów informacja była niepełna i obciążona znacznymi błędami, głównie ze względu na intuicyjne metody jej pozyskiwania [9]. Obszar prawdopodobnych błędów metod intuicyjnych wynikających głównie z braku doświadczenia diagnosty przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Intuicyjne wyznaczenie parametrów „czystego” sprężania na podstawie przebiegu ciśnienia wewnątrzcyldrowego: 1 – przebieg pomierzonego ciśnienia wewnątrzcyldrowego, 2 – obszar intuicyjnie określonego przebiegu czystego sprężania, 3 – obszar intuicyjnie wyznaczonego ciśnienia kompresji, 4 – obszar intuicyjnie wyznaczonego położenia GMP

*Fig. 1. Intuitive determination of the 'plain' compression's parameters on the basis of indicated pressure*

Wielu badaczy pracujących nad diagnostycznym wykorzystaniem wykresu indykatorowego proponowało różne metody pozyskiwania informacji diagnostycznej z uzyskanych przebiegów, mające prowadzić do określenia położenia GMP, będącego z kolei podstawą wszelkich innych analiz: wyznaczenia ciśnienia indykowanego, określenia początku spalania, ciśnienia kompresji i innych parametrów. Znaczną ilość badań poświęcono zagadnieniu wygładzenia przebiegu zmierzonego ciśnienia wewnątrzcyldrowego. Stosowano do tego metodę aproksymacji nadążnej [8], aproksymację odcinka przebiegu wielomianami wysokich stopni [3, 4] lub całego przebiegu funkcjami sklejanymi. Prowadziło to do zmiany charakteru przebiegu i utraty zawartej w nim informacji, a uzyskany efekt diagnostyczny nadal był niepewny. W dostępnej literaturze nie potwierdzono powszechnego stosowania aproksymacji funkcją opisującą przemianę politropową:

$$p_2 = p_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^m \quad (1)$$

co powinno być najbardziej naturalne, przynajmniej w części przebiegu dotyczącej procesu sprężania, ze względu na zachodzącą wówczas w czynniku roboczym przemianę, której przybliżeniem jest właśnie przemiana politropowa. Ekstrapolując uzyskaną funkcję aproksymującą w obszar, w którym następuje przyrost ciśnienia będący skutkiem spalania, można znaleźć jej wartość maksymalną. Wartość ta powinna być równa ciśnieniu kompresji a moment jej osiągnięcia powinien jednoznacznie określić położenie GMP. Podstawowe problemy w zastosowaniu takiej aproksymacji to:

1. Aproksymacja ma doprowadzić do wyznaczenia GMP. Nie znając położenia GMP, nie jesteśmy w stanie wyznaczyć chwilowej objętości czynnika w cylindrze, co uniemożliwia przeprowadzenie takiej aproksymacji.
2. Pomierzone ciśnienie  $p_1$  jest obarczone znacznym błędem, spowodowanym dryftami temperaturowymi, lub konstrukcją czujnika usuwającą składową stałą z pomierzonego przebiegu.
3. Wykładnik politropy  $m$  nie jest określony dla konkretnego silnika. Jest on zależny od aktualnych warunków wymiany ciepła i jest bliżej nie określoną funkcją temperatury.
4. Podczas pracy silnika występuje ubytek czynnika roboczego. Ubytek ten jest zależny między innymi od stanu technicznego układu tłokowo-cylindrowego, stanu zaworów, ciśnienia i prędkości obrotowej.
5. Nie jest znana rzeczywista wielkość komory spalania, która jest zależna od dokładności montażu i grubości nagaru gromadzącego się na wewnętrznych powierzchniach przestrzeni roboczych silnika.

## 1. Metoda aproksymacji przebiegu sprężania funkcją opisującą przemianę politropową

Ze względu na to, że trudno jest ustalić moment zamknięcia zaworu dółowego, od którego zaczyna się przemiana zamknięta (stała ilość czynnika roboczego), jako punkt początkowy przyjęto punkt położony  $80^\circ$  za DMP. Jest to punkt, w którym wszystkie zawory są na pewno zamknięte a przestrzeń ograniczona tłokiem ma objętość  $V_p$  i możemy ją obliczyć z zależności geometrycznych silnika. Ciśnienie wewnątrzcyldrowe w tym punkcie można pomierzyć, jednak ze znacznym losowym błędem  $\Delta p_t$ , który zależy między innymi od temperatury tak, że jego przydatność w obliczeniach jest wątpliwa [5, 6]. W warunkach ustalonych można przyjąć, że błąd ten jest niezmienny w czasie jednego cyklu pracy silnika. Zarówno wartość ciśnienia początkowego  $p_p$ , jak i wartość błędu pomiaru ciśnienia proponuje się wyznaczyć z aproksymacji. Wówczas ciśnienie  $p$  w dowolnym punkcie krzywej sprężania z uwzględnieniem tego błędu można aproksymować funkcją:

$$\hat{p} = \Delta p_t + p_p \cdot \left( \frac{V_p}{V} \right)^m \quad (2)$$

gdzie:

- $\Delta p_t$  – wartość bezwzględnego błędu pomiaru ciśnienia jako współczynnik z aproksymacji,
- $p_p$  – wartość ciśnienia w punkcie początkowym jako współczynnik z aproksymacji.

Wyniki pomiarów aproksymowano z zastosowaniem metody minimum sumy kwadratów [1], a współczynniki równania aproksymującego wyznaczono następująco:

$$\Delta p_t = \frac{s_2 \cdot s_4 - s_5 \cdot s_3}{s_1 \cdot s_4 - s_3^2} \quad (3)$$

$$p_p = \frac{s_1 \cdot s_5 - s_3 \cdot s_2}{s_1 \cdot s_4 - s_3^2} \quad (4)$$

gdzie:

$$s_1 = \sum_{i=\alpha_p}^{\alpha_k} 1, \quad s_2 = \sum_{i=\alpha_p}^{\alpha_k} \tilde{p}_i, \quad s_3 = \sum_{i=\alpha_p}^{\alpha_k} \left( \frac{V_p}{V_i} \right)^m, \quad s_4 = \sum_{i=\alpha_p}^{\alpha_k} \left( \frac{V_p}{V_i} \right)^{2 \cdot m}, \quad s_5 = \sum_{i=\alpha_p}^{\alpha_k} \tilde{p}_i \cdot \left( \frac{V_p}{V_i} \right)^m$$

- $\alpha_p$  – kąt początku aproksymacji nieco większy od kąta zamknięcia zaworu dolotowego,
- $\alpha_k$  – kąt końca aproksymacji nieco mniejszy od kąta początku spalania,
- $V_i$  – objętość przestrzeni wewnątrzcyldrowej w kolejnych punktach pomiarowych,
- $V_p$  – objętość przestrzeni wewnątrzcyldrowej w warunkach początkowych  $V_i(\alpha_p)$ .

Chwilową objętość przestrzeni wewnątrzcyldrowej można obliczyć z zależności geometrycznych układu korbowego silnika. Dla silnika z prostym korbodem opisuje ją następująca formuła:

$$V_i = V_{ks} + \left( R - L + R \cdot \cos(\alpha_{(i)}) + \sqrt{L^2 - (R \cdot \sin(\alpha_{(i)}))^2} \right) \cdot \frac{\pi \cdot D_t^2}{4} \quad (5)$$

gdzie:

- $V_{ks}$  – objętość komory spalania,
- $D_t$  – średnica tłoka,
- $R$  – promień wykorbienia,
- $L$  – długość korbowodu,
- $\alpha$  – kąt obrotu wału korbowego liczony od DMP.

$D_t$ ,  $R$ ,  $L$  są jedynymi znanymi i pewnymi parametrami struktury silnika, występującymi w zależnościach opisujących proces sprężania.

Objętość komory spalania  $V_{ks}$  jest parametrem struktury. Można go wyznaczyć na podstawie geometrycznego stopnia sprężania. Będzie to jednak wartość przybliżona, gdyż ulega ona zmianie w czasie eksploatacji wskutek zanieczyszczeń i niedokładności montażu po remontach.

Wykładnik politropy  $m$  jest określany w przybliżeniu. Zawiera się on w przedziale 1,18 – 1,4, a wartość jego spada wraz ze wzrostem różnicy temperatur między ścianami komory spalania a czynnikiem roboczym. Zależy też od prędkości obrotowej wału silnika i stopnia sprężania [7, 11].

Kąt obrotu wału korbowego silnika  $\alpha$  w uproszczeniu można przyjąć, że w warunkach pracy ustalonej jest wprost proporcjonalny do czasu. Natomiast położenie punktu GMP będące bazą do pomiaru kąta, możemy wyznaczyć w przybliżeniu metodą intuicyjną lub w sposób automatyczny na przykład według metody przedstawionej w pracy doktorskiej L. Tomczaka z Akademii Morskiej w Gdyni. Istotą metody jest odpowiednie wykorzystanie faktu stałego położenia punktu, w którym druga pochodna przebiegu ciśnienia sprężania przechodzi przez 0.

Po wykonaniu aproksymacji z wykorzystaniem przybliżonych wartości  $V_{ks}$ ,  $m$  i  $\alpha$  uzyskuje się przebieg, który w obszarze aproksymacji (tj. od momentu zamknięcia zaworu dolotowego do początku spalania) pozornie dokładnie pokrywa się z wynikami pomiarów, jednak poza obszarem aproksymacji przyjmuje wartości dość przypadkowe. Błąd kwadratowy aproksymacji wyrażony jako suma:

$$s^2 = \sum_{i=cp}^{\alpha k} (\hat{p}_{(i)} - \Delta p_t - \tilde{p}_{(i)})^2 \quad (6)$$

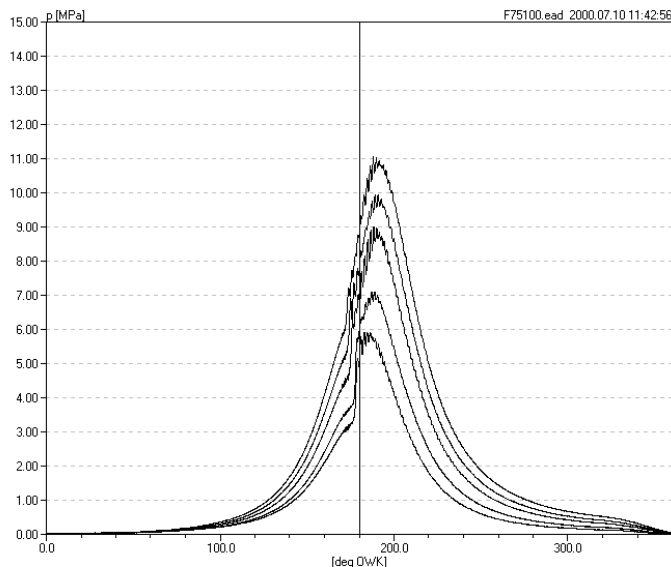
gdzie:

$\hat{p}_{(i)}$  i  $\tilde{p}_{(i)}$  – odpowiednio wartości wyznaczone z aproksymacji i wartości pomierzone ciśnienia,

przyjmuje wartości zależne od trafności oszacowania parametrów  $V_{ks}$ ,  $m$  i  $\alpha$ . Do optymalnego ich doboru proponuje się zastosowanie metody iteracyjnej. Proponowana metoda polega na wygenerowaniu poprawek do każdego z tych parametrów, wykonaniu kolejnej aproksymacji, wyznaczeniu błędu aproksymacji, wyboru punktu w którym wystąpił najmniejszy błąd i wyznaczeniu kolejnych poprawek względem tak otrzymanego punktu, aż osiągniemy sytuację, w której próba generacji jakiegokolwiek dowolnie małej poprawki powoduje zawsze zwiększenie błędu aproksymacji. Po osiągnięciu tego stanu ekstrapolacja tak wyznaczonej krzywej sprężania umożliwia dość jednoznaczne określenie GMP i ciśnienia sprężania, a wyznaczone parametry  $V_{ks}$ ,  $m$  mogą być parametrami diagnostycznymi.

## **2. Wyniki badań**

Badania możliwości diagnostycznego wykorzystania proponowanej metody przeprowadzono na stanowisku laboratoryjnym silnika Sulzer 6AL20/24 w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów Akademii Marynarki Wojennej. W celu eliminacji wpływu kanału indykatorowego, światłowodowy czujnik ciśnienia wewnątrzcyldrowego umieszczono bezpośrednio w głowicy silnika. Rejestrację zmian ciśnienia wewnątrzcyldrowego przeprowadzono analizatorem Ma-3 [2]. W celu aproksymacji zarejestrowanych przebiegów opracowano program komputerowy w obiektowej wersji Pascala Delphi. Przebiegi ciśnienia wewnątrzcyldrowego zarejestrowane bez korekty, przy różnym stanie obciążenia od biegu jałowego do obciążenia nominalnego, przedstawiono na rysunku 2. Należy zwrócić uwagę, że zarejestrowane ciśnienie początkowe ma wartość bliską 0, pomimo że silnik jest doładowany.



Rys. 2. Przebiegi ciśnienia wewnątrzcyldrowego silnika AL20/24 bez korekty  
 Fig. 2. Indicated pressures of the AL20/24 Sulzer engine without correction

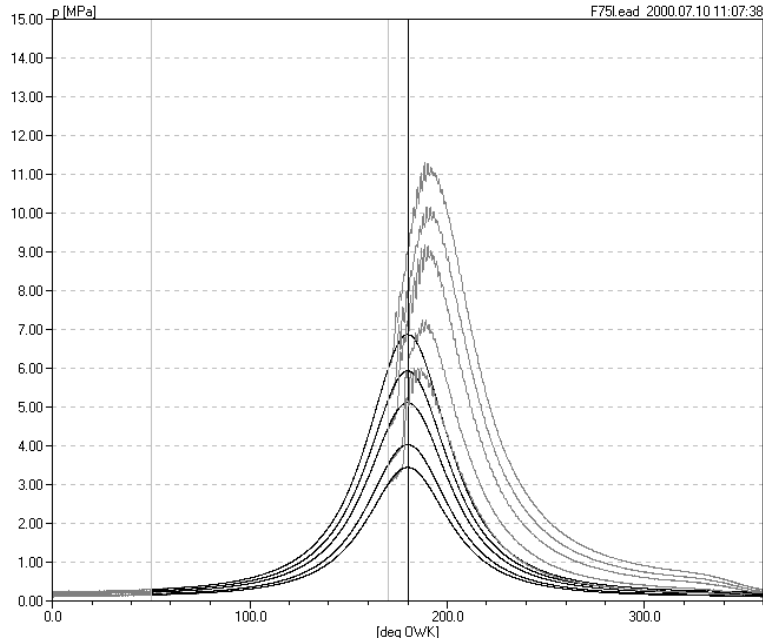
Wyniki poszukiwania poprawek i wyznaczenia parametrów  $p_k$  z wykorzystaniem proponowanej metody przedstawiono na rysunku 3a, gdzie przebieg pomierzony po zastosowaniu korekty zaznaczono kolorem szarym, natomiast wyniki aproksymacji i ekstrapolacji kolorem czarnym. Powiększone fragmenty tych przebiegów zamieszczono na rysunkach 3b i 3c.

Stwierdzono, że wyznaczone tą metodą ciśnienia początkowe są adekwatne do stanu obciążenia silnika. Ich wartość jest porównywalna z ciśnieniem doładowania. Ciśnienia sprężania są również wiarygodne.

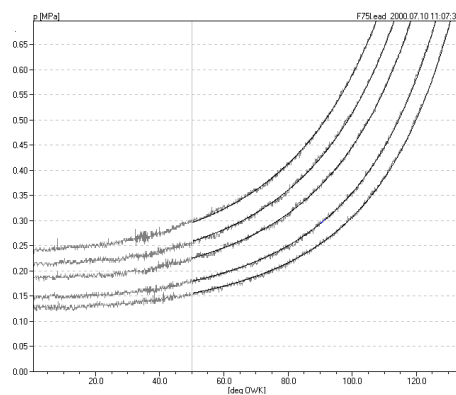
Kolejnym testem było sprawdzenie tej metody w przypadku rzeczywistej niesprawności, polegającej na utracie szczelności zaworu wylotowego (rys. 4).

Rysunek ten przedstawia wyniki pomiaru ciśnień w cylindrze sprawnym i niesprawnym, przy stałym obciążeniu silnika. Niesprawność powoduje obniżenie ciśnienia pozornie tak, jak zmniejszenie obciążenia i spowodowane tym obniżenie ciśnienia doładowania. Dodatkowo z powodu innej temperatury, panującej w uszkodzonym bloku, zarejestrowano znaczną różnicę pomiaru ciśnienia początkowego. Uwzględnienie poprawek wyznaczonych z aproksymacji prostego modelu powoduje, że tak określone ciśnienia początkowe pokrywają się, co jednoznacznie rozróżnia spadek ciśnienia spowodowany niskim ciśnieniem doładowania od spadku ciśnienia wywołanego nieszczelnością. Prezentuje to rysunek 5.

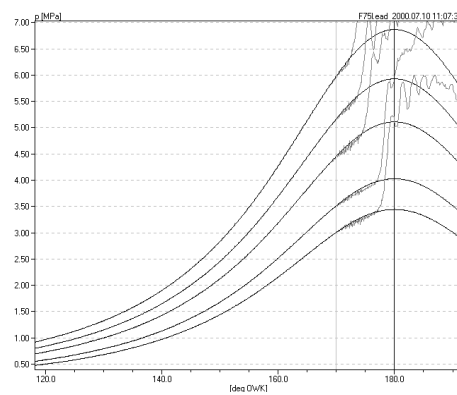




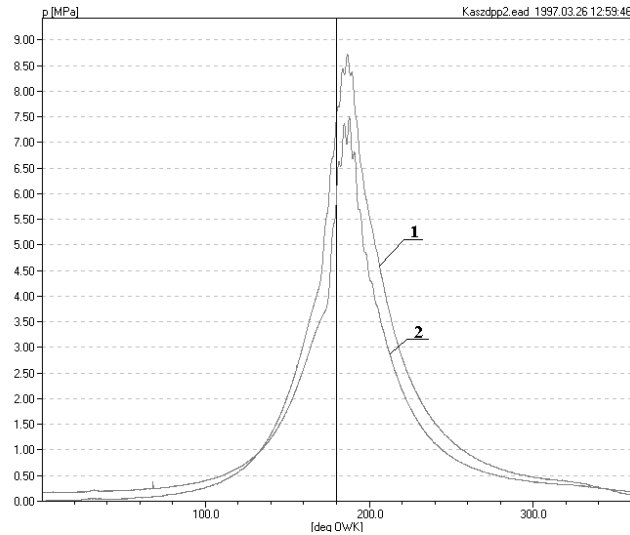
Rys. 3a. Przebiegi z rysunku 2 po uwzględnieniu wyznaczonych poprawek wraz z ekstrapolowanym przebiegiem sprężania (kolor ciemniejszy)  
Fig. 3a. Curves from Fig.2 after taking into consideration the determined corrections along with the extrapolated compression (darker colour)



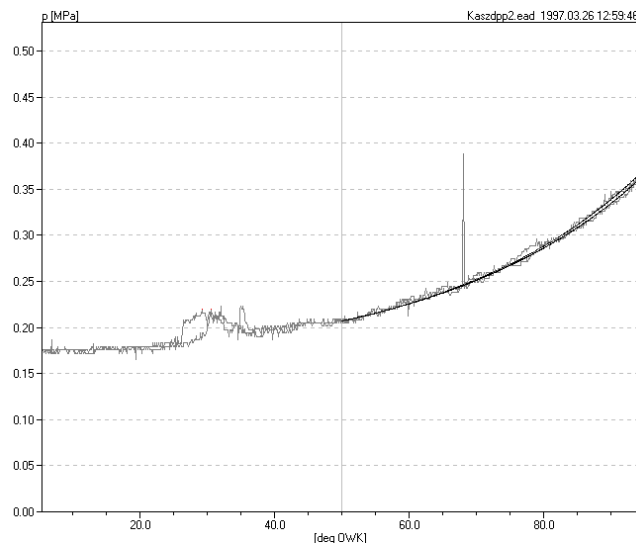
Rys. 3b. Powiększony fragment w obszarze końca dolotu  
Fig. 3b. Enlarged piece in the area of inlet end



Rys. 3c. Powiększony fragment w pobliżu GMP  
Fig. 3c. Enlarged piece in the vicinity of TDC



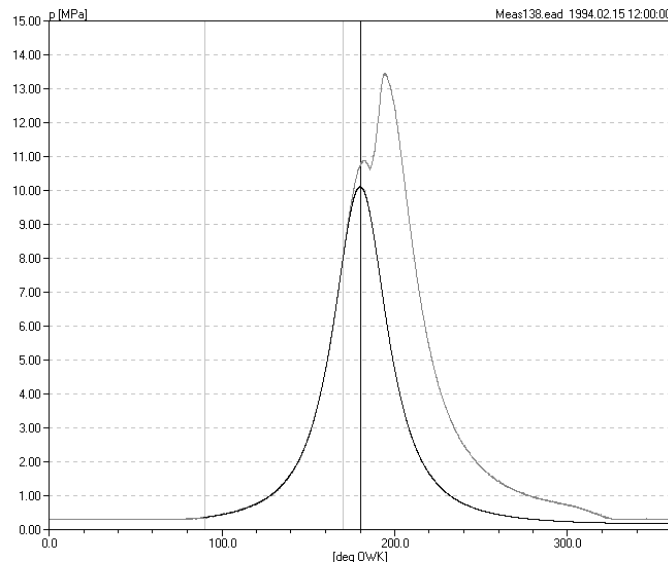
Rys. 4. Zarejestrowany przebieg ciśnienia w cylindrze sprawnym (1) i z nieszczelnością (2)  
Fig. 4. Recorded pressure in the fully operational cylinder (1) and with leakage (2)



Rys. 5. Powiększony fragment przebiegów po uwzględnieniu wyznaczonych poprawek  
Fig. 5. Enlarged piece of the curves after taking into consideration the determined corrections

Niesprawność ta została rozpoznana jako spadek stopnia sprężania z 12,7 do 11,9 i zmniejszenie wykładnika politropy z 1,31 do 1,275. Natomiast błąd aproksymacji w obszarze sprężania wzrósł z 4,23 do 5,77 kPa.

W celu sprawdzenia zakresu stosowalności proponowanej metody przeprowadzono próbę aproksymacji przebiegu ciśnienia zarejestrowanego w silniku wolnoobrotowym Sulzer 6RTA76. W silniku tym występują ciśnienia sprężania ponad dwukrotnie wyższe niż w silniku na stanowisku laboratoryjnym. Wyższe są więc też i temperatury. Wynik rejestracji ciśnienia i próbę jego aproksymacji przedstawiono na rysunku 6. Przebieg ciśnienia wyznaczony z modelu (kolor czarny) i przebieg zarejestrowany (kolor szary), szczególnie w pobliżu GMP, różnią się znacznie bardziej niż w przypadku silników średnioobrotowych. Jest to spowodowane uproszczeniami modelu, polegającymi na nieuwzględnieniu zmian wykładnika politropy od temperatury i nieuwzględnieniu wymiany ciepła, których skutek uwidocznił się przy znacznie wyższym ciśnieniu sprężania, wyższych temperaturach i dłuższym czasie przemiany niż w silnikach średnioobrotowych.



Rys. 6. Próba aproksymacji prostego modelu do wyników pomiaru silnika wolnoobrotowego  
*Fig. 6. Approximation of a simple model towards the measurement results from a slow-speed engine*

## **Wnioski**

Przez aproksymację przebiegu ciśnienia wewnątrzcyldrowego, ograniczonego do procesu sprężania przebiegiem uzyskanym z prostego modelu matematycznego, można odtworzyć nieznanne lub niepewne parametry wejściowe dla tego modelu.

Możliwe jest zatem wyznaczenie ze zbioru parametrów charakteryzujących diagnostycznie tak skonstruowany wykres indykatorowy adekwatnych miar diagnostycznych, które doprecyzują jakość stawianej diagnozy o stanie technicznym przestrzeni roboczych silnika pod względem jakościowym i ilościowym.

Aby proponowana metoda była użyteczna diagnostycznie, szczególnie w przypadku silników wolnoobrotowych, należy zastosować model uwzględniający wymianę ciepła, wyznaczyć aktualną temperaturę czynnika roboczego i uzależnić od niej wykładnik politropy. W silnikach średnioobrotowych głównym źródłem błędów jest jednak kanał z zaworem indykatorowym pośredniczący w transmisji sygnału z wnętrza cylindra do czola czujnika, co przedstawiono w pracy [5]. Z przeprowadzonych badań wynika, że kanał z zaworem indykatorowym powoduje 17% błąd pomiaru ciśnienia maksymalnego w stosunku do ciśnienia mierzonego wewnątrz cylindra. Przewyższa więc błędy spowodowane niedoskonałością zastosowanego modelu. Opracowanie metody kompensacji wpływu kanału indykatorowego na wyniki pomiaru jest niezbędnym elementem dalszych prac.

## Literatura

1. Bobrowski D., *Probabilistyka w zastosowaniach technicznych*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1986.
2. Bruski S., Polanowski S., Łutowicz M., Żuralski C., *Analizatory ciśnień i obwiedni drgań do diagnozowania silników okrętowych i lokomotywowch*, Eksploatacja silników spalinowych o zapłonie samoczynnym. cz. I, AMW, Gdynia 1992.
3. Gałęcki W., Tomczak L., *Metoda pośredniego określania położenia kątownego wału korbowego w silnikach okrętowych i jej wykorzystanie w indykatorach elektronicznych*, Zakopane: Journal of KONES Internal Combustion Engines 1999.
4. Gałęcki W., Tomczak L., *Metoda określania położenia wału korbowego silnika okrętowego na podstawie analizy krzywej sprężania*, Bielsko Biała: Journal of KONES Conference of Combustion Engines 1997.
5. Łutowicz M., *Badanie błędu pomiaru średniego ciśnienia indykowanego silnika okrętowego*, Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej nr 2, Gdynia 2002.
6. Łutowicz M., Polanowski S., Wontka L., *Porównanie własności czujników ciśnienia spalania w aspekcie zastosowań na silnikach okrętowych*, Jurata: IV Sympozjum Naukowo-Techniczne SILWOJ 1999.

7. Piotrowski I., Witkowski K., *Okrętowe silniki spalinowe*, Trademar Gdynia 1996.
8. Polanowski S., *Szybka obróbka wykresu indykatorowego dla celów kontroli i sterowania*, Materiały III Sympozjum Naukowego EKODIESEL '96, Warszawa kwiecień 1996.
9. Polanowski S., Wontka L., Łutowicz M., *Diagnozowanie strat ciśnienia w cylindrach silników tłokowych*. Jurata: IV Sympozjum Naukowo-Techniczne SILWOJ 1999.
10. Wajand J., *Pomiary szybkozmiennych ciśnień w maszynach tłokowych*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1974.
11. Wilk S., *Termodynamika techniczna*, Wydawnictwa Szkolne i Pedagogiczne, Warszawa 1996.

*Wpłynęło do redakcji w lutym 2004 r.*

#### **Recenzenci**

dr hab. inż. Piotr Bielawski, prof. AM  
prof. dr hab. inż. Stefan Żmudzki

#### **Adresy Autorów**

dr hab. inż., kmdr Zbigniew Korczewski, prof. AMW  
Marek Łutowicz  
Akademia Marynarki Wojennej  
Instytut Technicznej Eksploatacji Okrętów  
ul. Śmidowicza 69, 81-103 Gdynia