

Stanisław Polanowski

WIELOPARAMETROWY MODEL PRZEBIEGU CIŚNIENIA SPRĘŻANIA W CYLINDRZE SILNIKA OKRĘTOWEGO

STRESZCZENIE

W modelu procesu sprężania bazującym na modelu politropowym zastosowano zmienny wykładnik w postaci wielomianu potęgowego, gdzie argumentem jest bezwymiarowa droga tłoka. Do modelu wprowadzono parametry konstrukcyjne, regulacyjne i eksploatacyjne silnika, wielkości wynikające ze zużycia cylindra oraz błąd położenia GMP tłoka i błędy transformacji osi czasu do osi kąta obrotu wału korbowego. Na przykładzie aproksymacji rzeczywistych wykresów indykatorowych silników okrętowych metodą najmniejszych kwadratów i metodami teorii eksperymentu pokazano właściwości modelu i możliwości jego wykorzystania do pozyskiwania informacji pomiarowej i diagnostycznej z wykresów indykatorowych.

WSTĘP

Indykowanie okrętowych silników tłokowych do celów kontrolnych i diagnostycznych jest wykonywane od najwcześniejszych lat stosowania tych silników w napędach okrętowych. Silniki wolnoobrotowe były wyposażane w napędy indykatorów, co umożliwiało wykonywanie rozwiniętych wykresów indykatorowych. W programach nauczania szkół morskich i załóg wiele uwagi poświęcano nauczaniu budowy, użytkowania i wykorzystania indykatorów mechanicznych [13].

Od lat siedemdziesiątych zaczęły powstawać analizatory ciśnień wyposażone w czujniki o wyjściach elektrycznych oraz rejestrujące przebiegi w postaci cyfrowej. Prekursorem i firmą wiodącą w tej dziedzinie była Autronica, a analizatory ciśnień NK-5 tej firmy powszechnie stosowano na statkach. Powstała możliwość zaawansowanej obróbki posiadanej informacji, lecz na przeszkodzie stała dostępność i ograniczone moce obliczeniowe komputerów osobistych. Obecnie oferowane analizatory ciśnień nadal znajdują się na poziomie NK-5, jeżeli chodzi o pozyskiwa-

nie informacji diagnostycznej z przebiegów indykatorowych. Sprowadza się to na ogół do wizualizacji przebiegów ciśnień, wyznaczania wartości maksymalnych ciśnień, a w stacjonarnych instalacjach pomiarowych dodatkowo wyznaczania średniego ciśnienia indykowanego.

MODEL POLITROPOWY CIŚNIENIA SPRĘŻANIA

Zaawansowane modele procesu sprężania, a także model politropowy są prezentowane w niemal każdym podręczniku lub monografii z zakresu termodynamiki, procesów cieplnych i silników tłokowych, np. [1, 3, 4, 6, 12, 14, 16].

W pracy jako wyjściowy do rozważań przyjęto model politropowy i celowe wydaje się przypomnienie, na jakich założeniach i uproszczeniach model politropowy się zasadza.

Pierwszym z nich jest założenie, że parametry stanu gazu podczas sprężania spełniają warunek

$$\frac{p v}{T} = R = \text{const}, \quad (1)$$

gdzie: p – ciśnienie w cylindrze;
 v – objętość właściwa gazu;
 T – temperatura absolutna gazu;
 R – stała gazowa.

Prawo zachowania energii podczas sprężania wyraża pierwsza zasada termodynamiki, którą można zapisać w prostej formie:

$$dq = du + p dv, \quad (2)$$

gdzie: q – ciepło przemiany;
 u – energia wewnętrzna.

Kolejnym uproszczeniem jest założenie, że energia wewnętrzna gazu zależy jedynie od temperatury gazu w sposób liniowy, co wyraża wzór:

$$du = c_v dT, \quad (3)$$

gdzie $c_v = \text{const}$ – ciepło właściwe gazu przy stałej objętości.

Ostatnie z uproszczeń jest istotą politropowego modelu sprężania, gdzie zakłada się, że ciepło właściwe przemiany jest stałe: $c = const$, ciepło przemiany zależy liniowo od temperatury, a więc

$$dq = c dT . \quad (4)$$

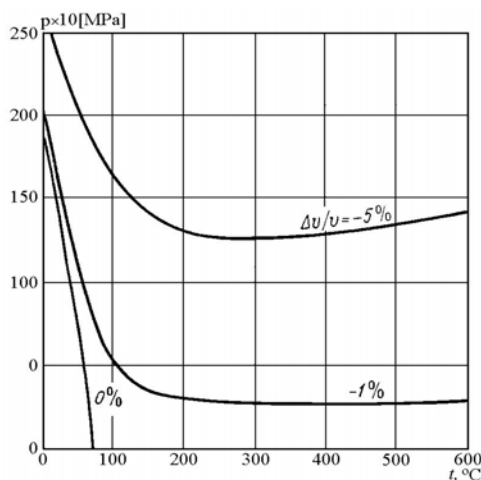
W wyniku poczynionych założeń i uproszczeń uzyskuje się model politropowy sprężania np. w następującej postaci:

$$pV^m = const , \quad (5)$$

gdzie: V – objętość cylindra;
 $m = const$ – wykładnik politropu sprężania.

WPROWADZENIE WIELOMIANOWEGO WYKŁADNIKA KRZYWEJ SPRĘŻANIA

Przebiegi sprężania we współczesnych silnikach okrętowych charakteryzujących się wysokimi parametrami procesu roboczego (maksymalne ciśnienia sprężania) w wielu silnikach przekraczają 15 MPa. Przebiegi ciśnień mogą znacząco odbiegać od modelu politropowego. Jak wynika z rysunku 1., przyjęcie modelu politropowego sprężania dla współczesnych silników okrętowych spowoduje błędy parametrów termodynamicznych większe od 1%.



Rys. 1. Zależność względnych błędów objętości właściwej $\Delta v/v$ powietrza, wyznaczonej z modelu politropowego, od temperatury t i ciśnienia p (za [2])

Uwzględniając powyższe, założono, że wykładnik m jest wielomianem potęgowym stopnia n_a . Nie ma on tutaj takiego znaczenia jak w zaawansowanych modelach symulacyjnych [4, 12].

W opracowanym algorytmie dla modelowania ciśnienia sprężania zapewniono wybór stopnia wielomianu aproksymującego w zakresie 0 – 3. Wykładnik $m^{(3)}$ jest następującym wielomianem:

$$\begin{aligned} m^{(3)} &= m_0 + m_1 s_v + m_2 s_v^2 + m_3 s_v^3, \\ s_v &= 1 - s, \end{aligned} \quad (6)$$

gdzie: m_0, m_1, m_2, m_3 – współczynniki wielomianu wyznaczone z przebiegu pomierzonego;

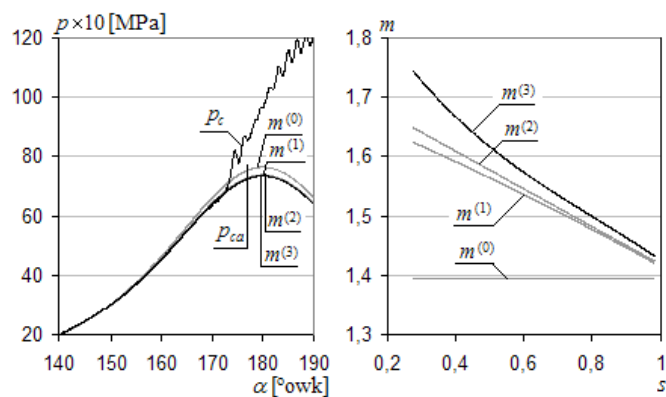
s_v – bezwymiarowa objętość;

s – bezwymiarowa droga tłoka ($s = 0$ w DMP, $s = 1$ w GMP).

Przyjęto charakter punktowy wykładnika sprężania, któremu odpowiada model sprężania (8). Sprawdzono, że model z wykładnikami o charakterze przedziałowym (9) znacznie gorzej aproksymuje analizowane przebiegi ciśnienia, nawet jeżeli znaleźć optymalny punkt odniesienia [4].

Na rysunku 2. pokazano wpływ stopnia wielomianu aproksymującego n_a na przebiegi wykładników m krzywych sprężania oraz na wynik aproksymacji ciśnienia p_c w cylindrze średnioobrotowego silnika okrętowego 6AL20/24. Przebiegi ciśnień sprężania p_{ca} poza przedziałem aproksymacji są wynikiem ekstrapolacji.

Jak widać na rysunku 2., przebieg p_{ca} dla klasycznego modelu politropowego $m^{(0)}$ wyraźnie odbiega od pozostałych, które są do siebie zbliżone w tej skali. Wartości i przebiegi wykładników wyznaczonych z przyjętego modelu mogą znacznie odbiegać od podawanych dla modeli politropowych w literaturze [4, 14, 15].



Rys. 2. Wpływ stopnia (n_a) wielomianu aproksymującego wykładnik m na wyznaczone przebiegi ciśnienia sprężania p_{ca} i przebiegi wykładników $m^{(n)}$ dla silnika 6AL20/24 (obciążenie nominalne, pomiar w cylindrze, przedział aproksymacji 70 – 168 °owk): p – ciśnienie, p_c – ciśnienie aproksymowane, α – kąt obrotu wału korbowego, s – bezwymiarowa droga tłoka

W tabeli 1. porównano jakość aproksymacji przebiegów ciśnień sprężania dla dwóch typów silników okrętowych średnioobrotowych i dwóch wolnoobrotowych, dla różnych wartości stopnia n_a wielomianu opisującego wykładnik m .

Tabela 1. Wpływ stopnia n_a wielomianu aproksymującego na wartości sum kwadratów odchyłeń sq uzyskanych z aproksymacji przebiegów sprężania wybranych silników okrętowych: p_{st} [MPa] – odchylenie standardowe, δ_{sq} – procentowy przyrost resztowej sumy kwadratów sq , n – prędkość obrotowa, p_i – średnie ciśnienie indykowane

Lp.	Typ silnika parametry obciążenia	Par.	n_a				Przedział aproks. °owk	Liczba próbek
			0	1	2	3		
1	6AL20/24 $n = 750$ obr/min $p_i = 1,8$ MPa	sq_1	3,389	0,0346	0,0247	0,0227	70 – 168	981
		δ_{sq1}	14830	52,0	8,8	0		
		p_{st1}	0,059	0,006	0,005	0,005		
2	40DM $n = 600$ obr/min $p_i = 0,8$ MPa	sq_2	1,001	0,260	0,088	0,089	80 – 175	951
		δ_{sq2}	1026	192,4	-1,2	0		
		p_{st2}	0,033	0,017	0,010	0,010		
3	5RTA52 $n = 130$ obr/min $p_i = 1,8$ MPa	sq_3	179,0	4,056	0,650	0,177	100 – 175	751
		δ_{sq3}	10 ⁵	2190	267	0		
		p_{st3}	0,043	0,065	0,026	0,014		
4	6RTA58 $n = 107$ obr/min $p_i = 1,1$ MPa	sq_4	0,192	0,181	0,059	0,048	80 – 175	951
		δ_{sq4}	300,4	279,5	22,9	0		
		p_{st4}	0,014	0,014	0,008	0,007		

Z porównania wartości sq dla poszczególnych wartości wykładników n_a (tab. 1.) wynika, że dla aproksymacji przebiegów ciśnień sprężania dla modelowania wykładnika m należy przyjmować wielomian najmniej 3. stopnia. Poddano analizie celowość stosowania wykładnika 4. stopnia, np. w przypadku silnika 5RTA52, lecz okazało się to zbędne. Dla silnika 40DM (tab. 1.) wartości sq_2 oraz δ_{sq2} i p_{st2} okazały się niższe dla $n_a = 2$ niż dla $n_a = 3$. Jest to wynik linearyzacji modelu i błędów obliczeniowych. Dla liniowego modelu aproksymacji tego rodzaju wyniki są teoretycznie wykluczone.

Wszystkie pozostałe wyniki analiz zamieszczone w pracy otrzymano, przyjmując $n_a = 3$. Konieczność przyjmowania wielomianów tak wysokich stopni wynika ze złożoności zależności $\Delta v/v$ od p i t (rys. 1.). Zależności parametrów termodynamicznych powietrza od temperatury i ciśnienia [3, 6] mogą być uwzględniane w bardziej złożony sposób [4]. Istotą przyjętego w pracy sposobu modelowania jest założenie o ujęciu tych wpływów we wykładniku krzywej sprężania, wyznaczanym drogą aproksymacji wyników pomiarów.

OPARCIE MODELU NA WIELKOŚCIACH MIERZALNYCH I PARAMETRACH KONSTRUKCYJNYCH

Kierując się postulatem mierzalności wielkości występujących w modelu, jako argument wprowadzono drogę tłoka s (6). Wprawdzie droga tłoka praktycznie również nie jest mierzalna w warunkach pomiarów eksploatacyjnych, a wykresy indykatorowe są wykonywane w funkcji kąta obrotu wału korbowego lub czasu, można jednak dokonać odpowiedniej transformacji osi kąta obrotu wału lub czasu na drogę tłoka.

Wyrażenie na bezwymiarową objętość s_v cylindra odpowiadającą danej drodze tłoka s dla prostego układu korbowego jest następujące:

$$s_v = 1 - s = \frac{1}{2}(1 + \lambda^{-1} - \sqrt{\lambda^{-2} - \sin^2 \alpha} + \cos \alpha), \quad (7)$$

gdzie α – kąt obrotu wału korbowego liczony od DMP.

Model procesu sprężania w cylindrze silnika tłokowego można odnieść do punktu (8) lub do przedziału (9) ciśnienia:

$$p(s_v + h_c)^m = const, \quad (8)$$

$$p = p_0 \left(\frac{s_{v0} + h_{c0}}{s_v + h_c} \right)^m, \quad (9)$$

gdzie: h_c – całkowita unormowana bezwymiarowa wysokość komory spalania,

$$h_{c0} = h_c(\alpha_0);$$

p_0 – ciśnienie w punkcie odniesienia, np. początkowe ciśnienie sprężania,

$$p_0 = p(\alpha_0);$$

α_0 – kąt punktu odniesienia, np. kąt początku sprężania;

s_{v0} – bezwymiarowa objętość w punkcie odniesienia, $s_{v0} = s_v(\alpha_0)$;

λ – stosunek promienia korby do długości korbowodu.

Wysokość unormowana oznacza wysokość wynikającą ze sprowadzenia danej objętości do równoważnej objętości walca o średnicy cylindra.

Założenie mierzalności parametrów początku sprężania p_0 i α_0 może budzić wątpliwości. Stosowane w indykowaniu silników okrętowych czujniki firm Kistler i Optrand są czujnikami dynamicznymi i nie zapewniają pomiaru ciśnienia p_0 . W tej sytuacji można szacować wartość ciśnienia p_0 , np. kierując się wartością ciśnienia doładowania, lub też wyznaczać jego wartość z modelu. Ciśnienie p w modelach (7) i (8) musi być wyrażone jako suma

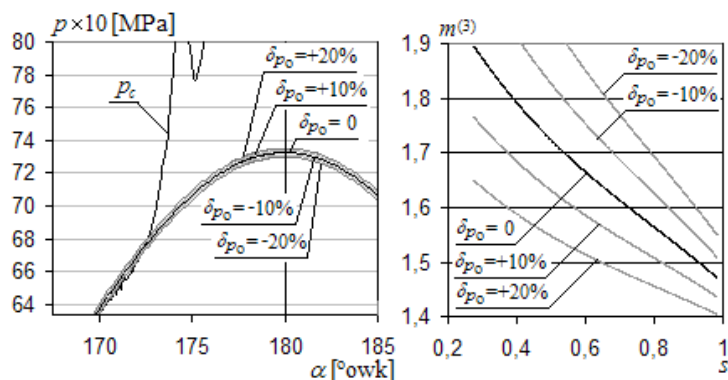
$$p = p_w + \Delta p, \quad (10)$$

gdzie: p_w – ciśnienie pomierzone;

Δp – błąd obciążenia wykresu indykatorowego.

Wartość Δp jest poszukiwana.

Na rysunku 3. pokazano wpływ błędów δp_0 ciśnienia p_0 na błędy aproksymacji i ekstrapolacji ciśnienia sprężania i przebiegi wykładnika $m^{(3)}$ dla ciśnienia pomierzonego w cylindrze silnika 6AL20/24.



Rys. 3. Wpływ błędu oszacowania wartości ciśnienia sprężania δp_0 na wyznaczone przebiegi ciśnienia sprężania p_{ca} i wykładnik $m^{(3)}$: p – ciśnienie, p_c – ciśnienie pomierzone (silnik 6AL20/24, obciążenie znamionowe, pomiar w cylindrze), α – kąt obrotu wału korbowego, s – bezwymiarowa droga tłoka

W przypadku silnika 6AL20/24 nawet znaczne wartości błędów oszacowania ciśnienia p_0 mają mały wpływ na przebiegi ciśnień p_{ca} , natomiast duży wpływ mają na przebiegi wykładnika $m^{(3)}$, co jest widoczne na rysunku 3. Także wartości sum kwadratów odchyłek sq mało zmieniają się w funkcji błędów δp_0 (tab. 2.).

W prezentowanym modelu wartość kąta początku sprężania α_0 nie ma praktycznego wpływu na wyniki aproksymacji. Natomiast dla zadanej wartości α_0 wartość p_0 jest wyliczana automatycznie.

Wartość kąta początku sprężania α_0 jest determinowana przez kąt zamknięcia zaworów lub okien dolotowych. Kąt zamknięcia zaworów może być łatwo mierzony podczas pracy silnika, wykorzystując drgania.

Tabela 2. Wpływ błędu δp_0 ciśnienia początku sprężania na wartości resztowych sum kwadratów sq : δ_{sq} – procentowy wzrost resztowych sum kwadratów

$\delta p_0, \%$	-20	-10	0	10	20
sq	0,0226	0,0226	0,0227	0,0229	0,0232
$\delta_{sq}, \%$	-1,0	-1,0	0	1,0	2,0

Jak jednakże wiadomo, wzrost ciśnienia w cylindrze nie rozpoczyna się w tym momencie, a wcześniej, jeszcze podczas trwania zamykania zaworów lub okien. Analizując wykresy indykatorowe, można ustalić rzeczywiste wartości α_0 .

UWZGLĘDNIENIE WPŁYWU STRAT ŁADUNKU I ZUŻYCIA ELEMENTÓW

W rzeczywistym silniku w następstwie przedmuchów gazów przez pierścienie tłokowe następują straty ładunku, narastające w miarę zużywania się silnika. Mogą także wystąpić przedmuchi powodowane przez niesprawności. W następstwie zużycia elementów wzrasta objętość komory sprężania, która może nie tylko wzrastać, lecz zostać obniżona, co bywa spotykane w praktyce eksploatacyjnej silników okrętowych jako wynik niepoprawnego montażu. Zużycie elementów, błędy montażowe i poziom przedmuchów gazów są przedmiotem zainteresowania diagnostyki technicznej silników okrętowych i ich znajomość umożliwia ocenę stanu technicznego elementów zespołu komory sprężania.

Łączny efekt powiększenia objętości cylindra spowodowany wyżej wymienionymi czynnikami wyraża suma

$$h_c = h_\epsilon + h_z + h_p, \quad (11)$$

gdzie: h_ε – konstrukcyjna wysokość komory sprężania;
 h_z – względny przyrost objętości komory sprężania z tytułu zużycia jej elementów lub błędów montażowych;
 h_p – względny przyrost objętości komory sprężania z tytułu przedmuchów powietrza podczas sprężania.

Wielkości powyższe są wielkościami bezwymiarowymi i unormowanymi, tzn. sprowadzonymi do walca o średnicy cylindra.

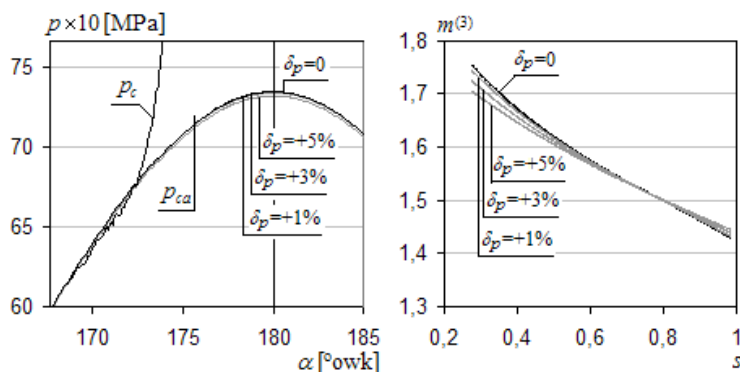
Konstrukcyjna wysokość komory spalania wyraża się następująco:

$$h_\varepsilon = (\varepsilon - 1)^{-1}, \quad (12)$$

gdzie ε – geometryczny stopień sprężania.

Dla sprężania bez strat ładunku zachodzi $h_c = h_\varepsilon$. W analizach przeprowadzonych w pracy przyjęto jako liniową zależność h_p od drogi tłoka s . Nie nastęca żadnych trudności zastosowanie bardziej złożonej zależności. Analizując wzór (11), łatwo zauważyć, że pomiędzy wielkościami h_ε , h_z oraz h_p , a także pomiędzy h_p i m wystąpi współliniowość ich wpływu na przebieg ciśnienia sprężania. Tym niemniej, oddzielne ujęcie tych wielkości w modelu ma sens, jeżeli zakładać prowadzenie systematycznej kontroli procesu sprężania, co umożliwi ustanowienie ich wartości początkowych, a następnie śledzenie zmian.

Wpływ strat ładunku δ_p na wyniki aproksymacji oraz wartości wykładnika $m^{(3)}$ w założonym modelu jest mały w porównaniu z wpływem innych parametrów.



Rys. 4. Wpływ procentowych strat ładunku δ_p na wyznaczone przebiegi ciśnienia sprężania p_{ca} i wykładnika $m^{(3)}$: p – ciśnienie, p_c – ciśnienie aproksymowane (silnik 6AL20/24, obciążenie znamionowe, pomiar w cylindrze), α – kąt obrotu wału korbowego, s – bezwymiarowa droga tłoka

Straty ładunku dla założonego modelu liniowego mało wpływają na wartości resztowych sum kwadratów, co wynika z tabeli 3.

Tabela 3. Wpływ strat ładunku δ_p na wartości resztowych sum kwadratów sq_p :
 δ_{sqp} – procentowy wzrost resztowych sum kwadratów

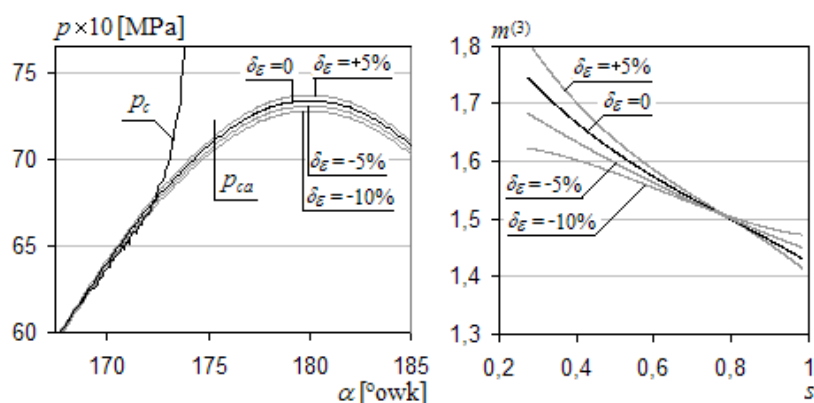
$\delta_p, \%$	0	1	3	5
sq_p	0,0226	0,0227	0,0235	0,0247
$\delta_{sqp}, \%$	-1,0	0	3,0	8,0

Podobny wpływ na przebiegi krzywych sprężania p_{ca} i wykładnika $m^{(3)}$ mają zmiany stopnia sprężania (rys. 5.).

Zmiany stopnia sprężania w przyjętych granicach także w niewielkim stopniu wpływają na zmiany poziomów resztowych sum kwadratów dla analizowanego przypadku pomiaru w cylindrze silnika 6AL20/24 (tab. 4.).

W praktyce eksploatacyjnej silników okrętowych łączny wpływ wszystkich czynników jest oceniany na podstawie okresowo mierzonych wartości maksymalnych ciśnień sprężania.

Jak pokażą przytoczone w pracy wyniki aproksymacji dla trzech silników okrętowych, kierowanie się wyłącznie wartościami maksymalnych ciśnień sprężania nie czyni możliwym postawienie właściwej diagnozy.



Rys. 5. Wpływ odchyłeń procentowych δ_ε stopnia sprężania na wyznaczone przebiegi ciśnienia sprężania p_{ca} i wykładnik $m^{(3)}$: p – ciśnienie, p_c – ciśnienie aproksymowane (silnik 6AL20/24, obciążenie znamionowe, pomiar w cylindrze), α – kąt obrotu wału korbowego, s – bezwymiarowa droga tłoka

Tabela 4. Wpływ zmian stopnia sprężania δ_ε na wartości resztowych sum kwadratów sq_ε dla pomiaru w cylindrze silnika 6AL20/24: δ_{sq_ε} – wartości względne resztowych sum kwadratów

δ_ε , %	-10	-5	0	5
sq_ε	0,0293	0,0235	0,0227	0,0257
δ_{sq_ε} , %	29	4	0	13

TRANSFORMACJA KĄTA OBROTU WAŁU KORBOWEGO I CZASU NA DROGĘ TŁOKA – UWZGLĘDNIENIE BŁĘDU GMP

Odwzorowanie osi kąta obrotu wału korbowego na drogę tłoka należy uznać za główny problem pomiaru i obróbki wykresów indykatorowych silników okrętowych. Transformacja z dziedziny kąta obrotu wału korbowego i czasu do dziedziny drogi tłoka wymaga zachowania liniowości i zgodności fazowej. Dla obróbki wyników indykowania w dziedzinie kąta obrotu wału korbowego lub czasu zasadniczym problemem jest umiejscowienie GMP na wykresie indykatorowym [8, 9, 10, 11].

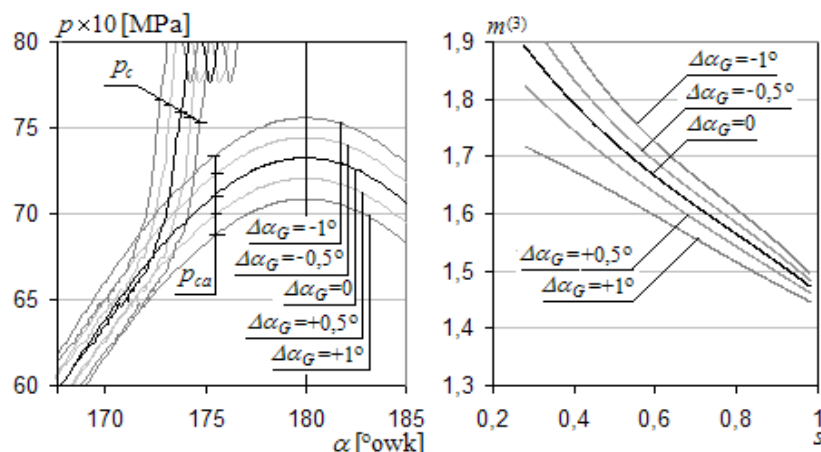
Jeżeli liniowość odwzorowania jest zachowana, to wartość rzeczywistą kąta obrotu wału korbowego można wyrazić następująco:

$$\alpha = nA_r + \Delta\alpha_G, \quad (13)$$

gdzie: n – liczba próbek ciśnienia;
 A_r – rozdzielczość kątowa próbkowania;
 $\Delta\alpha_G$ – błąd odwzorowania GMP.

Na błąd pojedynczego pomiaru składają się błędy losowe i systematyczne. Błędy losowe są zwykle eliminowane przez uśrednianie synchroniczne przebiegów w warunkach ustalonej pracy silnika. Główną przyczyną błędów systematycznych są opóźnienia wnoszone przez kanały gazowe i skręcenie wału od momentu obrotowego.

Na rysunku 6. pokazano wpływ błędu $\Delta\alpha_G$ odwzorowania GMP na przebiegi p_{ca} i m , co uzyskano, wykonując symulację komputerową na modelu.



Rys. 6. Wpływ błędu $\Delta\alpha_G$ położenia GMP na przebiegi ciśnienia sprężania p_{ca} i wykładnika $m^{(3)}$: p – ciśnienie, p_c – ciśnienie aproksymowane (silnik 6AL20/24, obciążenie znamionowe, pomiar w cylindrze), α – kąt obrotu wału korbowego, s – bezwymiarowa droga tłoka

Przyjęty przedział wartości $\Delta\alpha_G$ jest praktycznie najmniejszym zakresem błędów, które mogą być popełniane w pomiarach i obróbce wykresów indykatorowych silników okrętowych przeprowadzonych z odpowiednią starannością, tzn. kiedy już uwzględniono np. opóźnienia powodowane przez kanały gazowe i zawór indykatorowy.

Opóźnienia przebiegów indykatorowych w przypadku silników średnio-obrotowych AL i AR (Sulzer) sięgają $3,5$ °owk [9, 11]. Silniki te charakteryzują się wyjątkowo długimi kanałami gazowymi i zaworami indykatorowymi, których konstrukcja z pomiarowego punktu widzenia nie jest właściwa.

Jak widać na rysunku 6., wpływ błędów $\Delta\alpha_G$ na prognozowane wartości maksymalne ciśnień sprężania p_{ca} i na przebiegi wykładnika m jest znaczny.

Błędy $\Delta\alpha_G$ silnie wpływają na przyrost wartości resztowych sum kwadratów (tab. 5.), co jest wykorzystywane do korygowania tych błędów.

Rozdzielczość kątowa próbkowania A_r może być traktowana w modelu jako zmienna, co umożliwia przeprowadzenie transformacji osi czasu na oś kąta obrotu wału korbowego, kierując się zasadą najmniejszych kwadratów.

W tabeli 6. przytoczono wartości resztowych sum kwadratów dla różnych wartości błędów działki elementarnej A_r osi kątowej dla dwóch przypadków.

Tabela 5. Wpływ błędów $\Delta\alpha_G$ położenia GMP na wartości resztowych sum kwadratów sq (silnik 6AL20/24, pomiar w cylindrze): δ_{sqG} – względne przyrosty resztowych sum kwadratów

$\Delta\alpha_G, \text{°owk}$	-1	-0,5	0	0,5	1
sq_G	0,0467	0,0268	0,0227	0,0288	0,0416
$\delta_{sqG}, \%$	105	18	0	27	83

Tabela 6. Wpływ wybranych wartości błędu δ_{Ar} działki elementarnej osi kątowej na przyrosty resztowych sum kwadratów sq : $\delta_{sq1}, \delta_{sq2}, \delta_{sq3}$ – przyrosty względne procentowe resztowych sum kwadratów

$\delta_{Ar}, \%$		-1	-0,5	0	0,5	1
Bez korekty GMP	sq_1	0,1154	0,0372	0,0227	0,0370	0,0661
	$\delta_{sq1}, \%$	408	64	0,0	63	191
Z korektą GMP	sq_2	0,0236	0,0231	0,0227	0,0224	0,0223
	$\delta_{sq2}, \%$	4	2	0	-1	-2
Dla $\delta_{Ar} = 0$ i $\Delta\alpha_G$ jak dla sq_1	sq_3	0,1302	0,0406	0,0227	0,0384	0,0774
	$\delta_{sq3}, \%$	473	78	0	69	240

Błąd sumaryczny osi kątowej jest liczony od DMP tłoka. Błąd działki elementarnej powoduje pojawienie się błędu GMP i w przypadku braku korekty położenia GMP wartości sq_1 i δ_{sq1} są znaczne. Korekta GMP zastosowana w sytuacji występowania błędu działki elementarnej δ_{Ar} radykalnie zmniejsza wartości sq_2 i δ_{sq2} , co ukazuje, jak podstawowy wpływ na wyniki aproksymacji ma znajomość położenia GMP. Wartości sq_3 i δ_{sq3} wyznaczono dla $\delta_{Ar} = 0$ i dla $\Delta\alpha_G$ jak w przypadku pierwszym. Uzyskane przyrosty wartości tych parametrów potwierdzają słuszność dokonanego wyżej spostrzeżenia.

W przypadku próbkowania ciśnień w dziedzinie czasu w stanie ustalonym pracy silnika, oprócz wymienionych wyżej rodzajów błędów, występują błędy wzajemnej nieliniowości osi czasu i osi kąta obrotu z tytułu nierównomierności biegu silnika.

Wychodząc z bilansu energii ruchu, dla warunków pracy ustalonej silnika i danego momentu bezwładności układu napędowego, dysponując wykresem indykatorowym i danymi konstrukcyjnymi silnika, można wyznaczyć z wystarczającą dokładnością nierównomierność przebiegu prędkości kątowej układu w czasie trwania pojedynczego obrotu wału [15]. Główną przeszkodą jest nieznaną wartość momentu bezwładności układu.

W tej sytuacji można założyć typową dla danego obiektu nierównomierność prędkości kątowej, np. w oparciu o literaturę lub dane techniczne, co umożliwia wyznaczenie momentu bezwładności i następnie przebiegu prędkości kątowej. Taki sposób wyznaczania przebiegu prędkości kątowej przyjęto w pracy jako podstawowy. W wypadku silników wielocylindrowych wystarczające przybliżenie można uzyskać, stosując prosty wzór na chwilowe odchylenia $\Delta\omega_p$ prędkości kątowej od jej wartości średniej w stanie ustalonym pacy silnika [8, 9]:

$$\begin{aligned}\Delta\omega_p &= \omega - \bar{\omega} \\ \omega &= \bar{\omega} (1 + 0,5 \delta_r \cos(i_c K \alpha))\end{aligned}\quad (14)$$

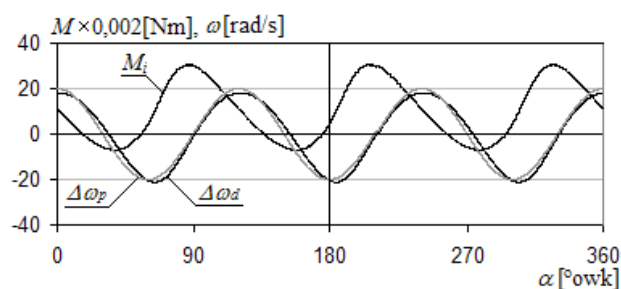
gdzie: ω – chwilowa prędkość kątowa;

$\bar{\omega}$ – średnia prędkość kątowa;

i – liczba cylindrów silnika;

K – stała: $K = \frac{1}{2}$ dla silników 4-suwowych i $K = 1$ dla 2-suwowych.

Na rysunku 7. pokazano przebieg indykowanego momentu obrotowego M_i wyznaczony dla warunków znamionowego obciążenia silnika 6AL20/24 założonej wartości $\delta_r = 0,01$ oraz przebiegi odchylenia prędkości obrotowych $\Delta\omega$ wyznaczonych obiema metodami.



Rys. 7. Przebiegi indykowanego momentu obrotowego M_i i odchylenia prędkości kątowej od wartości średniej dla silnika 6AL20/24 na obciążeniu znamionowym, dla stopnia nierównomierności biegu $\delta_r = 0,01$: $\Delta\omega_d$ – odchylenia prędkości kątowej wyznaczone z modelu dynamicznego, $\Delta\omega_p$ – odchylenia prędkości kątowej wyznaczone z modelu przybliżonego (10)

Jak widać na rysunku 7., różnice w przebiegach $\Delta\omega_d$ i $\Delta\omega_p$ są bardzo małe i w tym przypadku dla skorygowania osi kąta obrotu wału korbowego można wykorzystać przebieg ω_p . Stosując tak uzyskane przebiegi prędkości kątowej, można zmniejszyć błąd transformacji.

METODY ROZWIĄZANIA ZAGADNIENIA APROKSYMACJI I WYZNACZANIA PARAMETRÓW MODELU

Jak wynika z postaci modelu (8) i (9) jego pozostałych elementów, model jest nieliniowy. Jego linearyzacja przez logarytmowanie umożliwia wyznaczenie współczynników m_0 - m_4 i p_0 metodą najmniejszych kwadratów, której istotą jest poszukiwanie minimum funkcjonału

$$\text{MIN}(sqp) = \text{MIN} \sum_{k_r}^{k_r} (p_c - p_{ca})^2, \quad (15)$$

gdzie k_l i k_r – numery skrajnych próbek aproksymowanego przedziału przebiegu ciśnienia p_c .

Pozostałe parametry nie dają się ująć w postaci wyrażenia będącego ich kombinacją liniową. Jeżeli jednak w analizowanym przedziale danych istnieje tylko jedno ekstremum funkcjonału (15), to jak wiadomo, takie nieliniowe zagadnienie można rozwiązać jedną z metod teorii eksperymentu [5].

W pracy wykorzystano metodę Boxa-Wilsona dla poszukiwania obszaru ekstremum w oparciu o wartość gradientu, bazując na centralnych planach eksperymentu typu 2^2 i 2^3 oraz na centralnych planach kompozycyjnych drugiego rzędu 2^{2+G} i 2^{3+G} dla wyznaczania wartości parametrów w ekstremum [5].

Plan eksperymentu 2^2 charakteryzuje się czterema doświadczeniami:

$$\{(x_{1j}, x_{2j})\} = \{(-1, -1), (+1, -1), (-1, +1), (+1, +1)\},$$

gdzie x_{1j} , x_{2j} – unormowane wartości parametrów.

Plan 2^2 stanowi jądro planu 2^{2+G} , w którym punkty {G} są tzw. punktami gwiazdnymi. Plan 2^{2+G} oprócz czterech doświadczeń zawiera pięć dodatkowych doświadczeń w punktach gwiazdnych G

$$\{(x_{G1j}, x_{G2j})\} = \{(+1, 0), (-1, 0), (0, +1), (0, -1), (0, 0)\}.$$

Plany 2^3 i 2^{3+G} są zbudowane analogicznie. Niekiedy można je uprościć, zmniejszając nakłady obliczeniowe. Jeżeli obszar występowania ekstremum jest

znany, to zagadnienie jego wyznaczenia można ograniczyć do postawienia jednego lub dwóch eksperymentów.

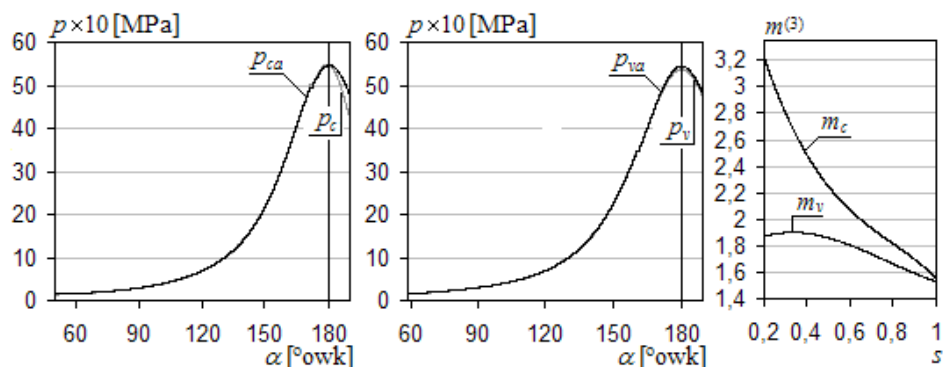
Liczbę parametrów wyznaczanych tą drogą łatwo zwiększyć, dobierając plany eksperymentu dla odpowiedniej liczby czynników. Taka potrzeba może zaistnieć, jeżeli w miejsce wielomianowej funkcji m zastosować inne sposoby uwzględniania zależności parametrów termodynamicznych od temperatury i ciśnienia [3, 4, 6]. W pracy metodę eksperymentu wykorzystano do wyznaczania metodą najmniejszych kwadratów wartości parametrów ε_c , $\Delta\alpha_G$ i p_0 , a także wartości parametru konstrukcyjnego λ , którego wartości dla silników wolnoobrotowych dają się wyznaczać z modelu jednocześnie z innymi parametrami z dużą dokładnością. Na przykład dzięki tej właściwości modelu w przypadku dwóch silników ustalono, że dotychczas posiadane dane co do wartości λ były błędne.

PRZYKŁADY APROKSYMACJI WYKRESÓW INDYKATOROWYCH – WERYFIKACJA MODELU

Opracowany model dobrze aproksymuje przebiegi ciśnienia sprężania silników okrętowych, co sprawdzono na wielu przykładach. Na rysunku 8. pokazano przykłady aproksymacji przebiegów czystego sprężania dla pomiaru w cylindrze p_c i na zaworze indykatorowym p_v silnika 6AL20/24.

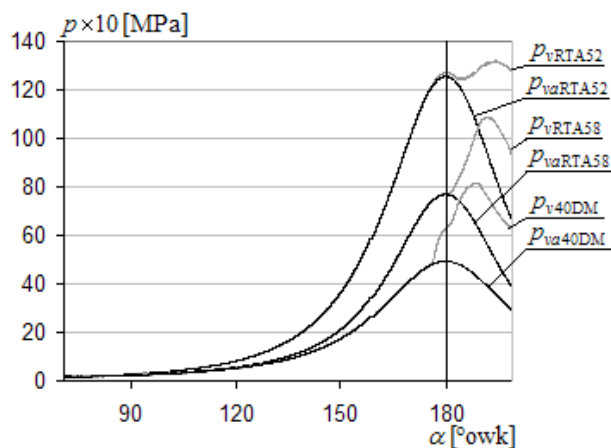
W obu przypadkach zastosowano ten sam przedział aproksymacji wynoszący 70 – 168 °owk. Jest to ważny test sprawdzający metodę. Chodzi o to, czy prognozowane maksymalne wartości ciśnienia sprężania p_{cam} i p_{cvm} oraz położenia GMP nie będą obarczone nadmiernymi błędami, tzn. czy dokonując aproksymacji na przebiegu ze spalaniem, można mieć zaufanie do uzyskanych wyników z ekstrapolacji. W obu przypadkach sprawdzenie wypadło korzystnie dla modelu. Wykorzystując opisaną wyżej metodę poszukiwania minimum sumy kwadratów ze względu na parametry ε i $\Delta\alpha_G$, uzyskano jednoznaczne rozwiązania: dla cylindra i dla zaworu indykatorowego.

W przypadku pomiaru na zaworze indykatorowym model spełnił oczekiwania pomimo znacznych zniekształceń spowodowanych kanałami gazowymi, które ujawniają się na przebiegach wykładników krzywej sprężania m_c i m_v (rys. 8.).



Rys. 8. Porównanie pomierzonych przebiegów ciśnienia sprężania w cylindrze p_c i na zaworze indykatorowym p_v z przebiegami p_{ca} i p_{va} uzyskanymi z aproksymacji (silnik 6AL20/24): m_c , m_v – wykładniki krzywych sprężania odpowiednio dla cylindra i dla zaworu indykatorowego

Dla silników wolnoobrotowych (mniej niż 500 obr/min) wpływ kanałów gazowych i zaworów indykatorowych na zniekształcenia przebiegów ciśnień staje się coraz mniejszy. Wiele zależy przy tym od konstrukcji zaworu indykatorowego i długości kanałów gazowych. Na rysunku 9. pokazano wyniki aproksymacji wykresów indykatorowych silników okrętowych różnych typów z wykorzystaniem opracowanego modelu.



Rys. 9. Przykłady aproksymacji ciśnień sprężania pomierzonych na zaworach indykatorowych trzech silników różnych typów: p_v – ciśnienia pomierzone, p_{va} – ciśnienia z aproksymacji

Dwa przypadki dotyczą silników wolnoobrotowych (RTA52, RTA58), a jeden 2-suwowego silnika średnioobrotowego (40DM). Odmiana konstrukcyjna silnika 40DM jest także stosowana w kolejnictwie.

Dla powyższych silników koniec przedziału aproksymacji można przesunąć w kierunku GMP bez obawy znalezienia się w przedziale spalania (tutaj przyjęto 175 °owk).

W tabeli 7. zamieszczono wartości niektórych parametrów wyznaczonych dla wszystkich cylindrów jednego z silników typu 40DM. Silnik znajdował się w zaawansowanym stanie zużycia, co objawiło się dużym rozrzutem stopni sprężania ε_c i wartości ciśnień maksymalnych sprężania p_{vam} .

Tabela 7. Wyniki aproksymacji ciśnienia sprężania dla jednego z silników typu 40DM:

ε_c – łączny poziom stopnia sprężania, p_{vam} – maksymalna wartość ciśnienia sprężania z aproksymacji, α_{G2p} – odległość miejsca zerowego pochodnej ciśnienia drugiego rzędu od GMP, $\Delta\alpha_{G2p}$ – odchylenia parametru α_{G2p} od jego wartości średniej, $\delta\varepsilon_c$ – jw. dla ε_c , δp_{vam} – jw. dla p_{vam}

Numer cylindra	1	2	3	4	5	6
ε_c	13,5	14,0	15,5	17,8	14,1	15,1
$\Delta\alpha_G$, °owk	-0,4	0,7	0,0	-0,9	0,1	-0,7
p_{st} , Mpa	0,011	0,019	0,011	0,011	0,012	0,010
p_{vam} , Mpa	5,01	4,72	5,22	4,91	4,97	5,18
α_{G2p} , °owk	166,1	165,7	165,4	166,6	165,9	166,2
$\Delta\alpha_{G2p}$, °owk	-0,1	0,3	0,6	-0,6	0,1	-0,2
$\delta\varepsilon_c$, %	-10,0	-6,7	3,3	18,7	-6,0	0,7
δp_{vam} , %	0,2	-5,7	4,4	-1,8	-0,6	3,6

Porównując odchylenia procentowe stopnia sprężania $\delta\varepsilon_c$ i maksymalnego ciśnienia sprężania δp_{vam} , widać, że zależność pomiędzy nimi nie jest liniowa i ocena przebiegu sprężania wyłącznie na podstawie wartości maksymalnego ciśnienia nie oddaje pełnego obrazu stanu technicznego cylindra.

Znaczne rozrzuty wartości $\Delta\alpha_G$ wynikają z tego, że GMP na wykresach indykatorowych ze spalaniem pierwotnie było określane wizualnie przez ocenę położenia maksimum ciśnienia sprężania. Jak wynika z tabeli 6., rozrzuty $\Delta\alpha_{G2p}$ miejsc zerowych α_{G2p} pochodnej drugiego rzędu różnią się istotnie od wartości odchylenia $\Delta\alpha_G$. Pochodne ciśnienia drugiego rzędu wyznaczono, stosując ruchomy centralny obiekt aproksymujący typu 9B2 o parametrach [(5, 4, 4, 4, 4) p3]. Obiekt ten jest łamanym wielomianem 3. stopnia (B-spline) mającym 8 węzłów. Cyfry w nawiasie okrągłym podają odległości węzłów od centrum obiektu w prawo. Symbol p3 oznacza krotność aproksymacji [7], która w tym wypadku wynosi 3. Maksymalna

różnica pomiędzy wartościami $\Delta\alpha_G$ i $\Delta\alpha_{G2p}$ wyniosła 0,6 °owk dla cylindra nr 3, co w przypadku obliczeń średniego ciśnienia indykowanego i przebiegu wywiązywania się ciepła byłoby dużym błędem. Przyczyną tego są prawdopodobnie zniekształcenia przebiegu ciśnienia spowodowane przez zawór indykatorowy przy stosunkowo dużej prędkości obrotowej silnika.

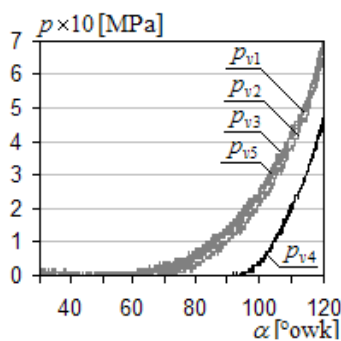
W obrabianych danych pomiarowych zabrakło informacji o ciśnieniach doładowania. Ciśnienie p_0 wyznaczano oddzielnie dla każdego cylindra metodą najmniejszych kwadratów. W przypadku czterech cylindrów uzyskano bliskie sobie wyniki $p_0 \approx 0,22$ Mpa, jednakże dla dwóch cylindrów uzyskane wartości istotnie odbiegały od pozostałych, prawdopodobnie w następstwie zakłóceń przebiegów. W tej sytuacji przyjęto dla wszystkich cylindrów jednakową wartość ciśnienia $p_0 = 0,22$ MPa.

W tabeli 8. zamieszczono wyniki aproksymacji przebiegów indykatorowych dla silnika wolnoobrotowego 5RTA52. Funkcjonał minimalizowano ze względu na siedem parametrów; $\Delta\alpha_G$, ε_c , p_0 poszukiwano, wykorzystując teorię eksperymentu.

Tabela 8. Wyniki aproksymacji ciśnienia sprężania dla silnika 5RTA52

Numer cylindra	1	2	3	4	5
$\Delta\alpha_G$, °owk	0	-0,1	-0,2	-0,3	0
ε_c	16	15,9	15,8	14,4	15,9
p_0 , Mpa	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26
p_{st} , Mpa	0,014	0,013	0,014	0,023	0,015
p_{vm} , Mpa	12,81	12,78	13,06	12,54	13,00
p_{vam} , Mpa	12,69	12,73	13,04	12,55	12,85
α_{G2p} , °owk	167,0	167,0	167,0	166,9	167,1
$\Delta\alpha_{G2p}$, °owk	0	0	0	-0,1	0,1

W przypadku cylindra nr 4 wystąpiła najniższa wartość ε_c .



Rys. 10. Porównanie przebiegów ciśnień sprężania w początkowym przedziale sprężania dla silnika 5RTA52a

Jak widać na rysunku 10., wartość kąta początku sprężania dla cylindra nr 4 bardzo odbiegła od wartości dla pozostałych cylindrów. Przyczyną tego było prawdopodobnie niewłaściwe ustawienie krzywki sterującej pracą zaworu. Należy zauważyć, że nie wpłynęło to istotnie ani na wartość błędu GMP wyznaczonego z modelu, ani na położenie miejsca zerowego drugiej pochodnej. Ważne jest również to, że dla każdego cylindra, także dla cylindra nr 4, stosując metodę najmniejszych kwadratów, otrzymano takie same wartości ciśnienia $p_0 = 0,26$ MPa.

W tabeli 9. zestawiono wyniki aproksymacji dla wolnoobrotowego silnika 6RTA58. Uzyskano zbliżone wartości błędów $\Delta\alpha_G$ i $\Delta\alpha_{G2p}$, oprócz cylindrów nr 3 i 6, dla których wystąpiła istotna rozbieżność. Błąd $\Delta\alpha_G$ wynoszący średnio około $-0,5$ °owk wynika z błędu systematycznego popełnionego przy wizualnej ocenie położenia GMP na wykresie indykatorowym ze spalaniem.

Tabela 9. Wyniki aproksymacji ciśnienia sprężania dla silnika 6RTA58

Numer cylindra	1	2	3	4	5	6
$\Delta\alpha_G$, °owk	-0,5	-0,7	-0,5	-0,1	-0,6	-0,5
ε_c	17,7	18,1	19,6	18,6	18,2	17,0
p_{st} , Mpa	0,007	0,01	0,013	0,010	0,011	0,009
p_{vm} , Mpa	77,0	82,0	77,9	74,4	81,7	72,0
p_{vam} , Mpa	77,0	82,0	78,2	74,1	81,8	72,3
α_{G2p} , °owk	167,7	168,1	167,3	167,4	167,9	167,3
$\Delta\alpha_{G2p}$, °owk	-0,4	-0,8	0,0	-0,1	-0,6	0,0

Wartościami właściwymi są wartości $\Delta\alpha_G$, ponieważ minimum sumy kwadratów odchyleń silnie zależy od tego parametru. Wartości maksymalne ciśnień sprężania p_{vam} pomijalnie mało różnią się od wartości p_{vm} wyznaczonych z pomiarów.

WNIOSKI

Przedstawiony w artykule wieloparametrowy model przebiegu sprężania dobrze aproksymuje przebiegi indykatorowe silników okrętowych na odcinkach sprężania.

W modelu uwzględniono główne mierzalne parametry termodynamiczne, konstrukcyjne, pomiarowe, regulacyjne oraz stanu technicznego.

Model umożliwia transformowanie przebiegów ciśnienia z dziedziny czasu do dziedziny drogi tłoka, wyznaczanie GMP, wyznaczanie maksymalnych wartości ciśnienia sprężania bez wyłączania paliwa, ocenę stopnia sprężania, a w przypadku systematycznych kontroli silnika ocenę strat ładunku w następstwie zużycia lub niesprawności.

Model umożliwia przeprowadzenie symulacji wpływu wymienionych wielkości i parametrów na jakość aproksymacji. Może on znaleźć wykorzystanie w pomiarach i diagnostyce tłokowych silników okrętowych.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Ambrozik A., *Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2003.
- [2] Baehr H. D., *Termodynamik. Eine Einführung in die Grundlagen und ihre technischen Anwendungen*, Springer, 1973 (tłum. ros. 1977).
- [3] Benson R. S., Whitehouse N. D., *Internal combustion engines*, Pergamon Press, 1979.
- [4] Cichy M., *Obliczanie procesów sprężania i rozprężania metodą różnic skończonych*, „Zeszyty Naukowe” Politechniki Gdańskiej – Mechanika, 1996, nr 73, Gdańsk 1996.
- [5] Hartman K., Lezki E., Schäfer W., *Statistische Versuchplanung und -auswertung in der Stoffwirtschaft*, VEB, Leipzig 1974 (tłum. ros. 1977).
- [6] Heywood J. B., *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill Company, 1989.
- [7] Polanowski S., *Analiza danych pomiarowych z zastosowaniem ruchomych obiektów aproksymujących*, „Zeszyty Naukowe” AMW, 2004, nr 2, Gdynia 2004.
- [8] Polanowski S., *Errors in Taking MIP Measurements by Means of Microcomputer Combustion Pressure Analyser*, „Journal of Polish CIMAC”, Warszawa 1992.
- [9] Polanowski S., *Główne źródła błędów pomiaru średniego ciśnienia indykowanego silników okrętowych w warunkach eksploatacji*, „Journal of Kones”, Warszawa – Poznań 1995.

- [10] Polanowski S., *T.D.C. Determination on Indicator Diagram with Combustion*, „Journal of Kones”, 1999, Vol. 6, No 1 – 2, p. 135 – 140, Warszawa 1999.
- [11] Polanowski S., *Wyznaczanie GMP na wykresie indykatorowym ze spalaniem*, VIII Międzynarodowa Konferencja Naukowa pt. „Badania symulacyjne w technice samochodowej”, Kazimierz Dolny 1999.
- [12] Rychter T., Teodorczyk A., *Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika*, PWN, Warszawa 1990.
- [13] Sothern J. W. M., *Marine diesel oil Engines*, [in], *A manual of marine oil engine practice*, V. 1, 5th edition, 1939.
- [14] Wajand J. A., *Silniki o zapłonie samoczynnym*, WNT, Warszawa 1988.
- [15] Wanszejdt W. A., *Sudowye dwigateli wnutrienniego sgoranija*, Sudostrojenie, Leningrad 1977.
- [16] Wiśniewski S., *Termodynamika techniczna*, WNT, Warszawa 1995.

ABSTRACT

In the compression model based on politropic model used was the variable index in the form of power multinominal, where the argument is constituted by nondimensional piston path. The following were introduced into the model: design, regulatory, and operation parameters, the magnitudes resulting from the cylinder wear, and the error in piston GPM position, and errors in transformation on the time axis in relation to the axis of crankshaft revolution angle. Approximation of real indicator diagram for marine engines with the least square method and experiment theory methods was used to show the properties of the model and the possibilities of employing it to obtain measurement and diagnostic information from indicator diagrams.

Recenzent dr hab. inż. Zdzisław Chłopek, prof. nadzw. Politechniki Warszawskiej