

ANALISIS OF FACTORS IMPROVING ENERGY CONVERSION IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Grzegorz Przybyła, Stefan Postrzednik
Politechnika Śląska
Instytut Techniki Ciepłej
44-100 Gliwice, ul. Konarskiego 18a
Tel. (+4832) 2371332; Fax. (+4832) 2372872
E-mail: przybyla@itc.ise.polsl.gliwice.pl

Abstract

Process realized in chamber of internal combustion engine is hardly connected with emission of pollutants. Nowadays there is observed increasing number of vehicles. For that reason ecology problems as well as diminishing a fuel usage are priority in automobile technology field.

The internal combustion engine rarely works at nominal load, generally it works at partial load (for example while urban driving cycle). Cause of that an efficiency of engines work is lower than nominal efficiency value.

Conversion energy optimization in internal combustion engine is possible through understanding phenomenon occur in combustion chamber such as heat generation. Measurement of pressure in cylinder gives some information about possibility of improving parameters of internal combustion engines work.

ANALIZA CZYNNIKÓW MAJĄCYCH WPŁYW NA POPRAWĘ PROCESU KONWERSJI ENERGII W SILNIKACH SPALINOWYCH

Streszczenie

Odpowiednia realizacja procesów wewnętrznych zachodzących w komorze spalania silników spalinowych, ma ścisły związek z wielkością emisji substancji szkodliwych powstających w trakcie spalania. Obserwowany w ostatnich latach eksplozywny przyrost ilości pojazdów wyposażonych w silniki spalinowe poruszających się po drogach powoduje, iż zagadnienie dotyczące obniżenia zużycia paliwa oraz szeroko pojętej ekologii w technice samochodowej traktowane są jako priorytetowe. Silnik spalinowy pracujący w układzie napędowym samochodu rzadko znajduje się pod obciążeniem nominalnym, najczęściej są to obciążenia częściowe (np. jazda w cyklu miejskim) [1]. Ten stan rzeczy powoduje, że jego sprawność energetyczna (efektywna) η_e jest zdecydowanie mniejsza niż w obszarze nominalnym. Optymalizacja konwersji energii w silnikach spalinowych jest możliwa jedynie poprzez poznanie oraz zrozumienie zjawisk rządzących przebiegiem wywiązywania się ciepła wewnątrz komory spalania. Dokonując pomiaru ciśnienia w cylindrze silnika spalinowego (indykacja) można wyciągnąć wnioski dotyczące ograniczenia oraz możliwości poprawy parametrów pracy silników spalinowych.

1. Wprowadzenie

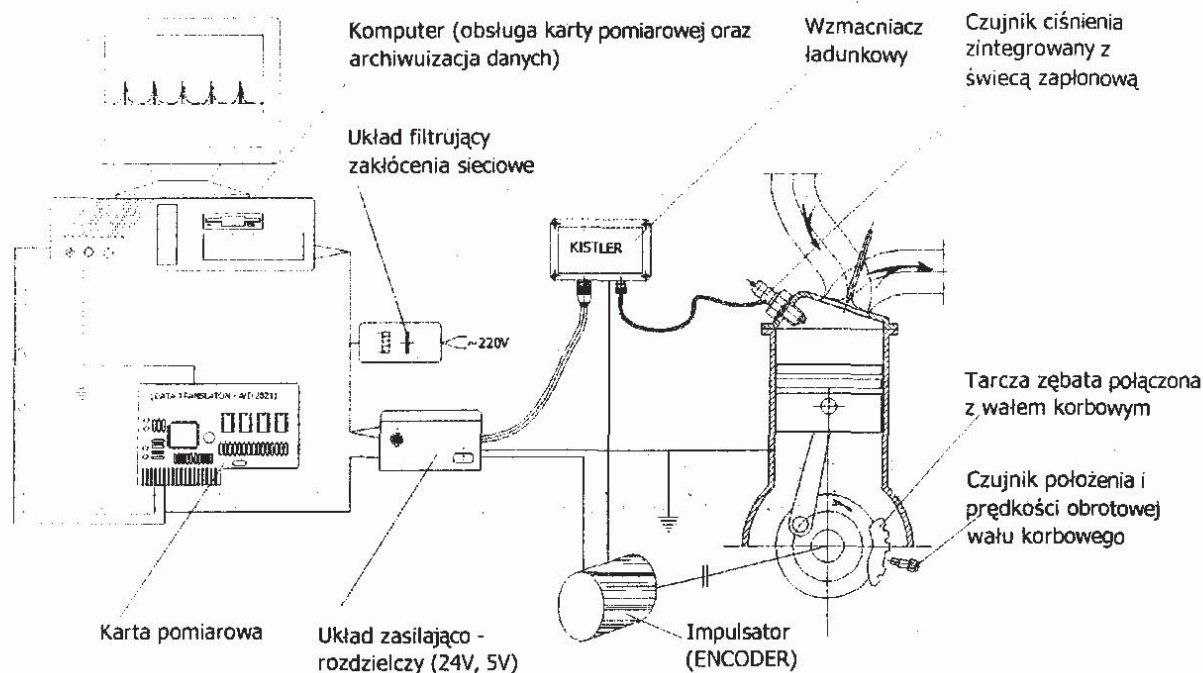
Badanie procesu spalania zachodzącego w silniku spalinowym jest możliwe pośrednio na podstawie pomiaru zmian ciśnienia wewnątrz komory spalania. Współczesna aparatura pomiarowa współpracująca z szybkimi komputerami umożliwia precyzyjne oraz dokładne indykowanie silników spalinowych. Przebieg zmian ciśnienia w funkcji objętości komory spalania lub kąta obrotu wału korbowego jest podstawą do badania:

- ✓ prawidłowego przebiegu procesu spalania,
- ✓ wywiązywania się ciepła,
- ✓ prędkości oraz stopnia wypalania paliwa,

- ✓ wyznaczania wskaźników pracy silnika.

Obecnie pomiar szybkozmiennego ciśnienia dokonywany jest przy użyciu odpowiedniego czujnika, który dla silnika ZI zespolony jest wraz z świecą zapłonową. Do indykacji silnika ZS czujnik wykonany jest w postaci walcowego elementu z naciętym gwintem, element ten umieszcza się w specjalnie przygotowanym otworze w głowicy silnika.

Czujnik połączony jest z urządzeniami pomocniczymi i podaje napięciowy sygnał zmian mierzonego ciśnienia, który dalej archiwizowany jest za pomocą karty pomiarowej zainstalowanej w komputerze. Schemat układu do indykacji silnika spalinowego ZI przedstawiono na rys. 1 (dla silnika ZS stosuje się ten sam układ z odpowiednim wspomnianym wcześniej czujnikiem).



Rys. 1. Schemat układu pomiarowego do indykacji silnika spalinowego ZI.
Fig. 1. In-chamber pressure measurement system of internal combustion engine.

W układzie tym pomiar ciśnienia wewnątrz cylindra wykonywany jest w sposób ciągły za pośrednictwem czujnika firmy Kistler (typ 6117BF17). Czujnik ten poprzez tzw. wzmacniacz ładunku podaje analogowy (napięciowy) sygnał ciśnienia, który jest następnie próbkowany z bardzo dużą częstotliwością. Do tego celu zastosowano kartę pomiarową firmy Data Translation A/D 2821. Karta posiada 12 bitowy przetwornik analogowo-cyfrowy z maksymalną częstotliwością próbkowania wynoszącą 180 kHz oraz 16-kanalowy multiplekserowy układ wejściowy. Przetwornik współdziała z komputerem, który ma za zadanie nadzorować pracę karty pomiarowej oraz archiwizować wyniki pomiarowe w postaci odpowiednich plików. Aby dokonać pomiaru przy ściśle określonym położeniu wału korbowego zastosowano tzw. enkoder. Jest to specjalny czujnik połączony poprzez sprzęgło z wałem korbowym, umożliwiającą:

- ✓ pomiar położenia tłoka w cylindrze (GMP),
- ✓ sterowanie odczytem wartości zmierzonego ciśnienia wyzwalając układ karty pomiarowej 1024 razy na obrót wału korbowego.

Dla uzyskania wiarygodnych danych i lepszej dokładności pomiar przeprowadzany jest dla np. 20 cykli pracy silnika spalinowego. Przed przystąpieniem do obliczeń wyniki pomiarów zostają uśredniane dla każdego punktu pomiarowego z kilku cykli pracy silnika.

2. Wielkości określające proces konwersji energii zachodzący w silniku spalinowym

Efektywność pracy tłokowego silnika spalinowego scharakteryzować można posługując się definicją jego efektywności energetycznej

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_p W_d} \quad (2.1)$$

gdzie: N_e , kW – moc efektywna silnika spalinowego

\dot{m}_p , kg/s – masowy strumień spalnego paliwa, o wartości opałowej W_d , kJ/kg.

Podstawowym odniesieniem dla rzeczywistego obiegu silnika jest teoretyczny obieg porównawczy składający się z przemian fizycznych, które przebiegają bez tarcia. Przemiany zachodzące w obiegu teoretycznym są dobrane tak, żeby oddawały wyidealizowany przebieg procesów silnika rzeczywistego. Można powiedzieć, że w silniku spalinowym nie występuje obieg, ponieważ wewnątrz komory spalania zmienia się skład czynnika termodynamicznego. Do silnika doprowadza się powietrze i paliwo, a wyprowadza spaliny. Czynniki termodynamiczne nie wraca więc do stanu początkowego. Z tego względu w obiegu porównawczym proces spalania zastępuje się przemianą fizyczną połączoną z pochłanianiem ciepła. Przyjmuje się, że ilość doprowadzonego ciepła jest równa energii chemicznej paliwa wyrażonej za pomocą wartości opałowej [2]

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_p W_d \quad (2.2)$$

natomiast sprawność obiegu porównawczego można zdefiniować

$$\eta_o = \frac{N_o}{\dot{Q}_d} \quad (2.3)$$

Związek pomiędzy sprawnością energetyczną a sprawnością obiegu porównawczego jest następujący

$$\eta_e = \eta_o \xi_i \xi_m = \eta_i \xi_m \quad (2.4)$$

gdzie sprawność wewnętrzna silnika spalinowego określona jest jako

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{Q}_d} \quad (2.5)$$

stopień dobroci wewnętrznej ξ_i oraz mechanicznej ξ_m są opisane następująco

$$\xi_i = \frac{N_i}{N_o} \quad (2.6)$$

$$\xi_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (2.7)$$

natomiast:

N_o, kW – moc obiegu teoretycznego,

N_i, kW – moc wewnętrzna silnika spalinowego (wyznaczona na podstawie indykacji)

3. Wyznaczenie sprawności wewnętrznej oraz stopnia dobroci mechanicznej

W celu wyznaczenia sprawności wewnętrznej oraz stopnia dobroci mechanicznej silnika spalinowego niezbędna jest znajomość jego mocy efektywnej N_e oraz wewnętrznej N_i . Moc efektywna jest wyznaczana dla zmierzonej aktualnej prędkości obrotowej oraz obciążenia silnika z podstawowej zależności

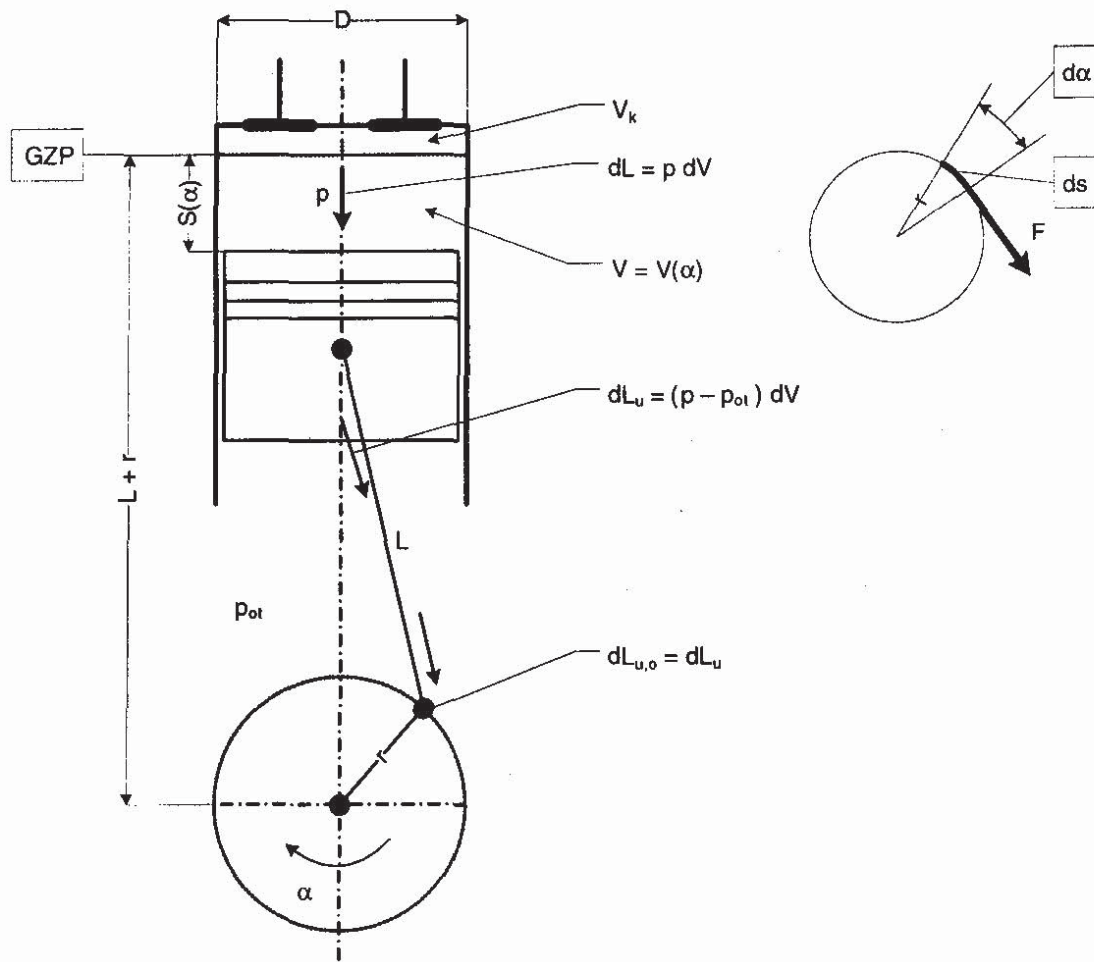
$$N_e = M_o \omega \quad (3.1)$$

gdzie:

$M_o, Nm/rad$ – zmierzona wartość momentu obrotowego silnika spalinowego,

$\omega, rad/s$ – prędkość kątowna wału korbowego wyznaczona dla zmierzonej prędkości obrotowej silnika spalinowego $n, obr/min$

Natomiast moc wewnętrzną można określić na podstawie zmierzonego zmiennego ciśnienia wewnątrz cylindra $p = f(V)$. Jak już wspomniano pomiar odbywa się na drodze indykacji silnika. Do przeprowadzenia pełnych obliczeń niezbędna staje się również znajomość geometrii układu tłokowo – korbowego (rys. 2).



Rys. 2. Schemat układu tłokowo – korbowego silnika spalinowego.
Fig. 2 Scheme of piston/crankshaft system of internal combustion engine.

Położenie tłoka w cylindrze (zgodnie z rys. 2) można opisać na podstawie funkcji drogi tłoka w zależności od kąta obrotu wału korbowego, która po wyprowadzeniu przyjmuje ostateczną postać

$$F(\lambda, \alpha) = \frac{1}{2} \left[(1 - \cos(\alpha)) + \frac{1}{\lambda} \left(1 - \sqrt{(1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha))} \right) \right] \quad (3.2)$$

dalej możliwe staje się określenie funkcji zmiany objętości komory roboczej silnika zapisanej w następującej formie

$$V(\alpha) = V_s \left[\frac{1}{(\varepsilon - 1)} + F(\lambda, \alpha) \right] \quad (3.3)$$

gdzie:

V_s – objętość skokowa,

ε – stopień kompresji,

Poszukiwana wartość pracy wewnętrznej jednostkowej l_i , J/m^3 może zostać wyznaczona na podstawie zależności

$$l_i = \sum_{n=1}^m \left(p_n \frac{V_{n+1} - V_{n-1}}{2} \right) \frac{1}{V_s} \quad (3.4)$$

gdzie:

p_n – ciśnienie w cylindrze gdy tłok znajduje się w punkcie n -tym swojego skoku, $n \in \langle 0; m \rangle$, dla jednego pełnego cyklu pracy silnika spalinowego $m=2048$,

V_{n+1} , V_{n-1} – objętości cylindra przy położeniach tłoka w punkcie $(n+1)$, $(n-1)$ swojego skoku, wartości wyznaczane przy wykorzystaniu zależności (3.3).

Ostatecznie zależność umożliwiającą określenie mocy wewnętrznej silnika spalinowego będzie zdefiniowana

$$N_i = \frac{V_s \cdot z \cdot n \cdot l_i}{60 \cdot k} \quad (3.5)$$

gdzie:

V_s – objętość skokowa,

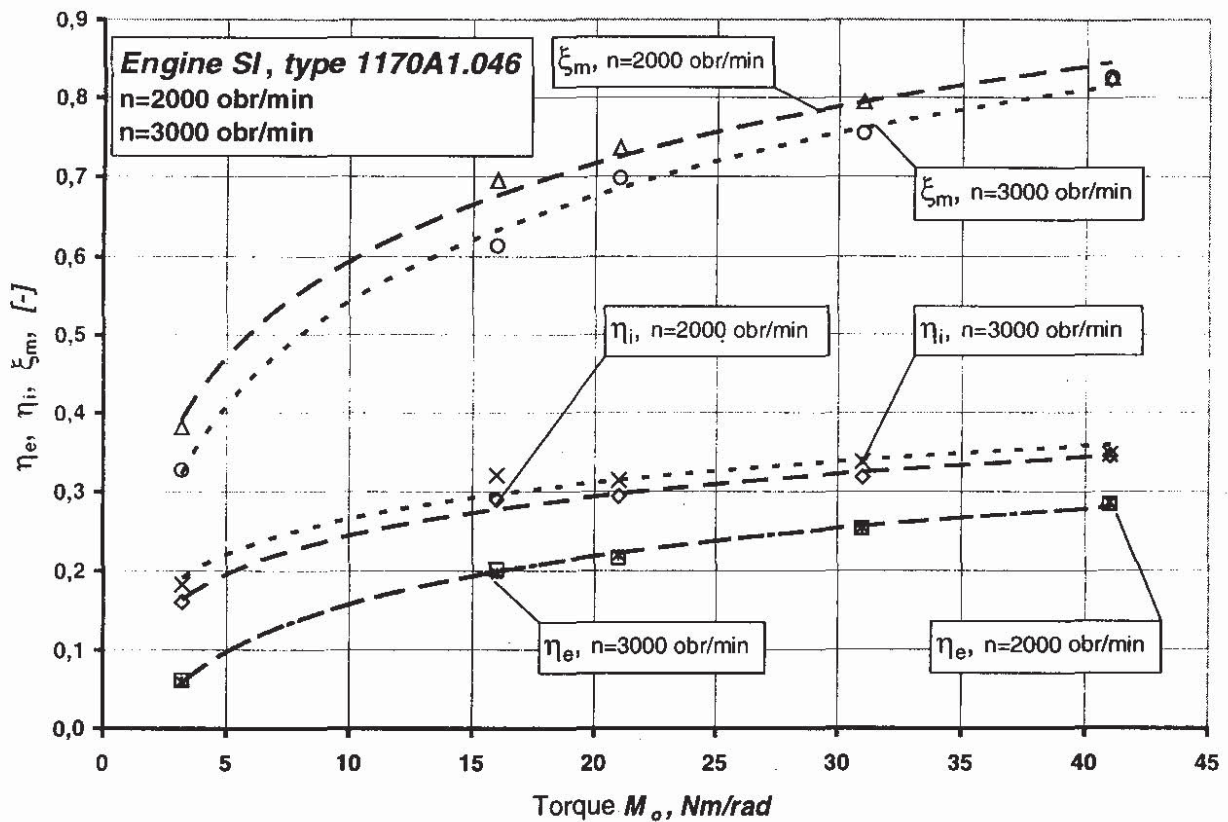
z – liczba cylindrów,

n – prędkości obrotowa

k – liczba obrotów przypadająca na pełny cykl pracy silnika spalinowego ($k=1$ - silnik dwusuwowy, $k=2$ - silnik czterosuwowy).

4. Analiza wyników pomiarowych.

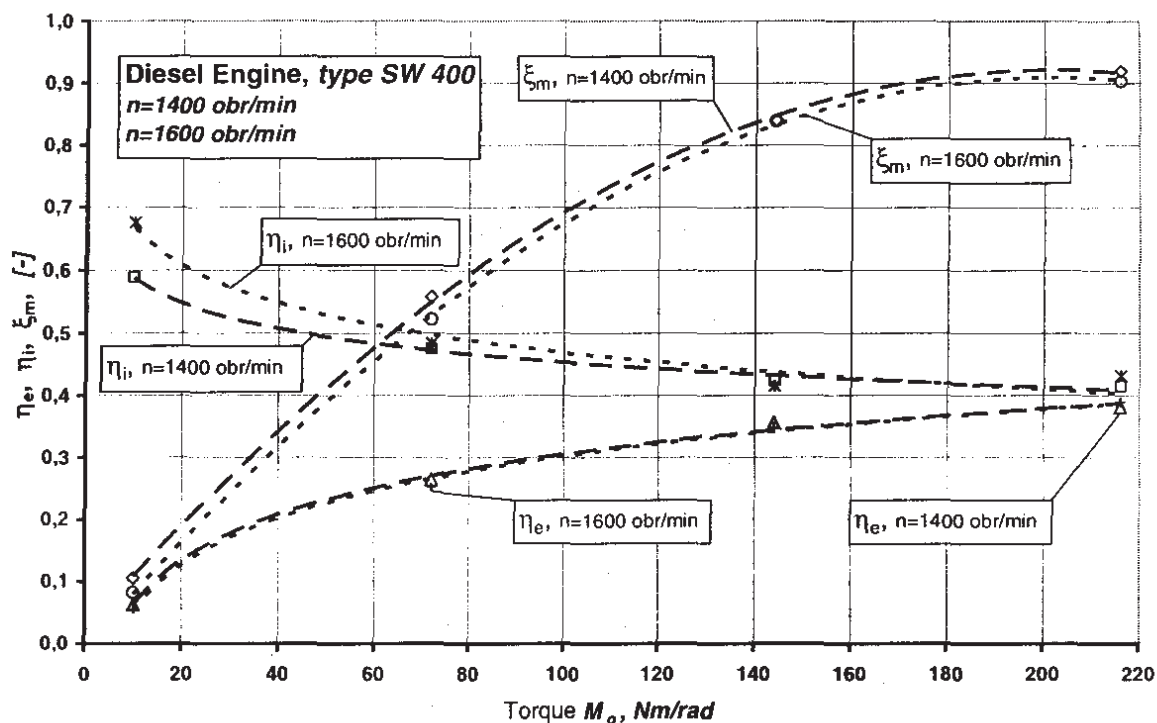
Indykując silnik spalinowy zazwyczaj pomiar dokonywany jest w jednym cylindrze przy założeniu, iż przemiany następujące w pozostałych cylindrach przebiegają podobnie. To uproszczenie stosowane jest głównie ze względu na wysokie ceny czujników pomiarowych oraz kart pomiarowych z wejściami równoległymi. Zakład Technik Spalania i Silników Spalinowych Politechniki Śląskiej w Gliwicach dysponuje układem pomiarowym zaprezentowanym wcześniej na rysunku 1. Przedstawiony układ umożliwia dokonanie 2048 pomiarów ciśnienia w czasie dwóch obrotów wału korbowego, czyli jednego pełnego cyklu pracy silnika czterosuwowego. Wyniki pomiarów przedstawione poniżej w postaci wykresów zostały uzyskane w konsekwencji badań silnika spalinowego ZI - Fiat, typ. 1170A1.046 oraz ZS - Andora, typ. SW 400.



Rys. 3. Przebieg funkcji ξ_m , η_i , η_e w zależności od momentu obrotowego silnika ZI dla dwóch różnych prędkości obrotowych.

Fig. 3. Influence of SI engine's load on ξ_m , η_i , η_e for two values of engine speed.

Jak widać z powyższego wykresu najniższe wartości wszystkich przedstawionych wielkości towarzyszą pracy silnika ZI przy niskich wartościach momentu obrotowego. W tym zakresie prawie cała energia chemiczna paliwa doprowadzana do komory spalania spożytkowana jest na zaspokojenie oporów własnych poszczególnych układów silnika spalinowego. Zakres ten odpowiada sytuacji, w której silnik spalinowy eksploatowany jest przy obciążeniach częściowych. Rosnący charakter funkcji $\xi_m=f(M_o)$, $\eta_i=f(M_o)$, $\eta_e=f(M_o)$ spowodowany jest przede wszystkim malejącą wartością sumarycznej pracy wymiany ładunku w układzie dolotowym i wylotowym.



Rys. 4. Przebieg funkcji ξ_{sm} , η_i , η_e , w zależności od momentu obrotowego silnika ZS dla dwóch różnych prędkości obrotowych

Fig. 4. Influence of diesel engine's load on ξ_{sm} , η_i , η_e , for two values of engine speed

Podobnie jak w przypadku silnika ZI funkcje $\xi_{sm}=f(M_o)$ oraz $\eta_e=f(M_o)$ wyznaczone dla silnika ZS mają charakter rosnący dla zwiększającej się wartości momentu obrotowego. Bardzo niskie wartości stopnia dobroci mechanicznej w tym zakresie powodowane są między innymi poprzez względną pracę tarcia w układzie. W zakresie niskich obciążeń silnika ZS, do układu doprowadzana jest nadmierna ilość ładunku (powietrza do spalania, $\lambda > 1$) co powoduje wzmożenie strat egzergii. Analizując zależność na sprawność teoretyczną obiegu mieszanego można stwierdzić, że wzrost stopnia obciążenia układu powoduje spadek sprawności wewnętrznej η_i silnika ZS, co nie miało miejsca w przypadku silnika ZI.

Jednym ze sposobów zwiększania sprawności energetycznej η_e silników spalinowych może być udoskonalanie układu wymiany ładunku. W przypadku silnika ZI np. wprowadzenie sterowanych elektronicznie zaworów elektromagnetycznych pozwoli wyeliminować przepustnicę z układu dolotowego, co znacznie ograniczy wielkość strat egzergii w kanale dolotowym. W silniku ZS realizowany może być tzw. eko - obieg [1], w którym przewiduje się poprawienie sprawności energetycznej głównie przy obciążeniach częściowych. Wspomniana praca wymiany ładunku oraz praca tarcia w układzie silnika spalinowego zdecydowanie przyczyniają się do pomnażania strat egzergii, jakie towarzyszą procesowi konwersji energii w silniku spalinowym. Precyzyjny pomiar ciśnienia wewnątrz komory spalania silnika spalinowego umożliwia wiarygodne określenie wspomnianych wielkości.

Literatura

- [1] Postrzednik S.: „Ograniczenia oraz możliwości poprawy parametrów pracy silników spalinowych” 29th International Scientific Conference on Combustion Engines KONES2003.
- [2] Szargut J.: Termodynamika Techniczna, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej Gliwice 1998.