

STEFAN POSTRZEDNIK, GRZEGORZ PRZYBYŁA, ZBIGNIEW ŻMUDKA*

WPŁYW OBCIĄŻENIA SILNIKA SPALINOWEGO NA EFEKTYWNOŚĆ KONWERSJI ENERGII W UKŁADZIE

INFLUENCE OF IC ENGINE LOAD ON THE ENERGY CONVERSION EFFICIENCY IN THE SYSTEM

Streszczenie

W artykule przedstawiono podstawowe ujęcie zagadnienia konwersji energii w układzie silnika spalinowego. W polu pracy każdego silnika spalinowego występuje podobszar jego optymalnej eksploatacji. Często się zdarza, że silnik spalinowy pracuje pod obciążeniem częściowym, a wtedy jego efektywna sprawność energetyczna η_e jest znacznie niższa niż w obszarze nominalnym. Jedną z głównych przyczyn tego stanu rzeczy jest względny wzrost pracy wymiany ładunku. Przeprowadzone obliczenia wykazały, że względna (w stosunku do osiągniętej pracy całego obiegu) praca wymiany ładunku może dochodzić do 40% (np. na biegu jałowym). W celu ograniczenia tych strat proponuje się różne rozwiązania, np. elektroniczne, niezależne sterowanie ruchem zaworów dolotowych i wylotowych, lepszą organizację samego obiegu termodynamicznego.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, efektywność pracy, stopnie doskonałości, kryteria eksploatacji, praca wymiany ładunku

Abstract

Effective work of internal combustion engines, which are used as the driving source of cars, occurs not only at the full load, but mostly at the part load, when the energy efficiency η_e is significant lower than in the optimal (nominal field) range of the performance parameters. One of the numerous reasons of this state is regular growing of the relative load exchange work of the IC engine. Using the worked out theoretical formulas it has been calculated that the relative load exchange work can achieve value up to 40% at the part load (e.g. idle run) of the IC engine, whereby in real systems the engine speed influences the results too. As consequence of the growing of the relative load exchange work is the significant drop of the engine efficiency; from ca. 45% down to ca. 25%. The solutions of this problem are based on the fully independent control of the motion of inlet and outlet valves, whereby the optimal internal recirculation ratio of flue gases should be taken into account. New reference cycles can be applied too.

Keywords: combustion engines, engine efficiency, engine excellence, operation criteria, load exchange work

* Prof. dr hab. inż. Stefan Postrzednik, dr inż. Grzegorz Przybyła, dr inż. Zbigniew Żmudka, Instytut Techniki Ciepłej, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, Politechnika Śląska w Gliwicach.

1. Charakterystyka oraz parametry procesu konwersji energii w silniku

W związku z systematycznie zmniejszającymi się zasobami paliw kopalnych, w tym głównie ciekłych paliw węglowodorowych (ich wyczerpanie może nastąpić w perspektywie ok. 40 lat), sprawa znaczącego obniżenia zużycia paliwa przez silniki spalinowe stosowane do napędu samochodów jest dzisiaj szczególnie poważnie traktowana [3, 4]. Choć nieco na wyrost rozbudowano nadzieje związane z szerszym wykorzystaniem biopaliw, coraz częściej wysuwany jest postulat: „samochód zużywający 3 litry paliwa na 100 km przebytej drogi”.

Problem ten ma bezpośredni związek z wielkością ponoszonych kosztów eksploatacji pojazdu, a także z wielkością emisji substancji szkodliwych (zarówno składniki gazowe: tlenek węgla CO, tlenki azotu NO_x, węglowodory C_mH_n, tlenki siarki SO_y, jak i cząstki stałe: sadza oraz ciężkie węglowodory skondensowane na jej powierzchni i wewnątrz porów). Niebagatelną sprawą jest ponadto potrzeba ograniczenia wielkości emisji tzw. gazów cieplarnianych, przyczyniających się bezpośrednio do intensyfikacji efektu cieplarnianego [7], w tym przede wszystkim emisji dwutlenku węgla CO₂. Podstawowy schemat analizowanego układu tłokowego silnika spalinowego pokazano na rys. 1.

Energią napędową silnika spalinowego jest strumień energii chemicznej $\dot{Q}_{ch,p}$ paliwa pędnego spalane w układzie. W przypadku silnika spalinowego stosowanego jako jednostka napędowa samochodu podstawowym efektem użytecznym jest przede wszystkim pozyskiwana efektywna moc mechaniczna N_e [kW], przy określonej prędkości obrotowej silnika $\dot{\varphi}_o$ [obr./s] wału korbowego, a tym samym osiąganego momentu obrotowego $M_{o,e}$ [Nm/rad]. Należy jednak uwzględnić fakt występowania w układzie (rys. 1) znaczących ilości energii odpadowej (ciepło chłodzenia \dot{Q}_{ch} , entalpia \dot{I}_{sp} strumienia spalin, straty ciepła odprowadzanego bezpośrednio do otoczenia \dot{Q}_{ot}).

W aspekcie ekologicznym istotne są emisja substancji szkodliwych (składniki toksyczne spalin), szkodliwość generowanego hałasu oraz bezpośrednie oddziaływania termiczne.

W najprostszym ujęciu **proces konwersji energii** zachodzący w układzie tłokowego silnika spalinowego (rys. 1) można scharakteryzować za pomocą jego **efektywnej sprawności energetycznej** η_e , zdefiniowanej jako

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{Q}_{ch,p}} = \frac{N_e}{\dot{m}_p W_d} \quad (1)$$

gdzie:

N_e – moc efektywna silnika spalinowego [kW],

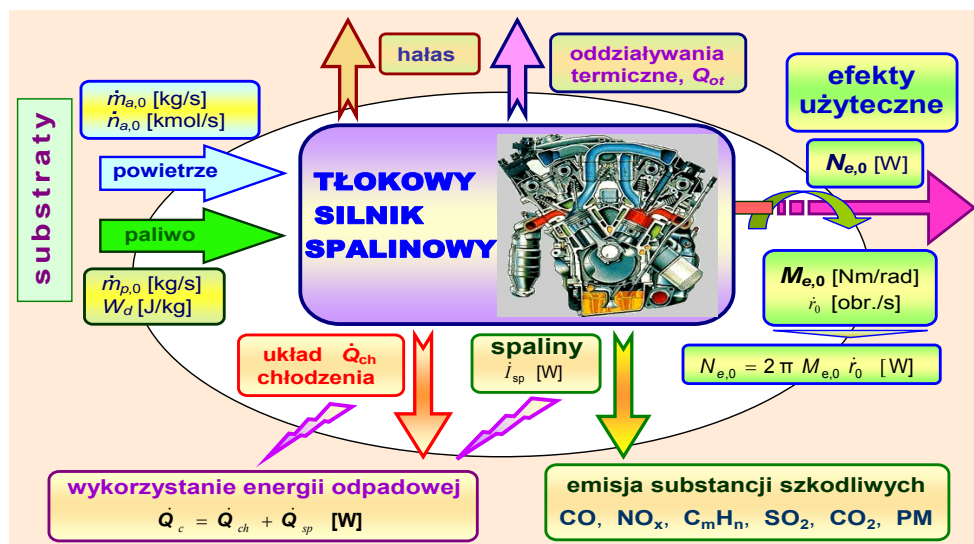
\dot{m}_p – strumień masy spalane paliwa [kg/s], o wartości opałowej W_d [kJ/kg].

W miejsce mocy silnika spalinowego stosuje się często efektywny moment obrotowy $M_{o,e}$ [Nm/rad] oraz prędkość kątową ω [rad/s]. Skorzystać można z wzajemnych relacji pomiędzy: N_e [kW] – mocą silnika, $\dot{\varphi}_o$ [obr./s] – prędkością obrotową oraz $M_{o,e}$ [Nm/rad] – momentem obrotowym, wtedy

$$N_e = M_e \omega, \quad \omega = 2\pi \dot{\varphi}_o, \quad N_e = 2\pi \dot{\varphi}_o M_e \quad (2)$$

zaś sprawność energetyczna

$$\eta_e = \frac{2\pi \dot{r}_o M_e}{\dot{m}_p W_d} \quad (3)$$



Rys. 1. Silnik spalinowy jako złożony ekoenergetyczny obiekt

Fig. 1. Internal combustion engine as a complex eco-energy system

Jednym z podstawowych narzędzi stosowanych do oceny wykorzystania energii chemicznej paliwa dostarczanego do silnika spalinowego jest sporządzenie bilansu energii całego układu (rys. 1). W tym przypadku silnik spalinowy traktuje się jako pewien złożony obiekt energetyczny, do którego doprowadzane są paliwo oraz powietrze, natomiast wyprowadza się efekty użyteczne, którym towarzyszą jednak niekorzystne zjawiska uboczne.

Podstawowe składniki bilansu energii układu (rys. 1) obejmują strumienie energii dostarczanej oraz wyprowadzanej:

– dla strumienia energii doprowadzanej

$$\dot{E}_d = \dot{m}_p (W_d + i_p) + \dot{n}_a (M i)_a \quad (4)$$

gdzie:

- i_p – jednostkowa entalpia fizyczna paliwa [kJ/kg],
- \dot{n}_a – strumień powietrza zasilającego silnik [kmol/s],
- $(M i)_a$ – molowa entalpia fizyczna powietrza zasilającego silnik [kJ/kmol],

przy czym

$$i_p = c_{p,p} (T_p - T_n), \quad (M i)_a = (M c_p)_a \Big|_{T_n}^{T_a} (T_a - T_n) \quad (5)$$

gdzie:

- T_p – temperatura paliwa,
 $c_{p,p}$ – właściwa pojemność cieplna paliwa,
 T_n – temperatura odniesienia ($T_n \approx T_{ot}$),
 T_a – temperatura powietrza zasilającego silnik,
 $(Mc_p)_a$ – molowa pojemność cieplna powietrza.

Zależność (4) można przedstawić w postaci

$$\dot{E}_d = \dot{m}_p [(W_d + i_p) + n'_a (1 + X_{z,a}) (Mi)_a] = \dot{m}_p [(W_d + i_p) + \lambda n'_{a,\min} (1 + X_{z,a}) (Mi)_a] \quad (6)$$

gdzie:

- $n'_{a,\min}$ – minimalne jednostkowe zapotrzebowanie powietrza [kmol pow./kg pal.],
 $\lambda = \frac{n'_a}{n'_{a,\min}}$ – stosunek powietrza,
 $X_{z,a}$ – molowy stopień zawilżenia powietrza.

Na strumień energii wyprowadzanej z układu składają się

$$\dot{E}_w = N_e + \dot{I}_s + \dot{Q}_{ch} + \dot{Q}_{ot} = N_e + \dot{n}_s (Mi)_s + \dot{Q}_{ch} + \dot{Q}_{ot} \quad (7)$$

gdzie:

- \dot{n}_s – strumień spalin opuszczających silnik [kmol/s],
 $(Mi)_s$ – molowa entalpia fizyczna spalin [kJ/kmol],

przy czym

$$(Mi)_s = (Mc_p)_s \Big|_{T_n}^{T_s} (T_s - T_n) \quad (8)$$

gdzie:

- $(Mc_p)_s$ – molowa pojemność cieplna spalin,
 T_s – temperatura spalin opuszczających silnik.

Zależność (7) można zanotować w postaci

$$\dot{E}_w = N_e + \dot{m}_p n''_s (Mi)_s + \dot{Q}_{ch} + \dot{Q}_{ot} = N_e + \dot{m}_p (1 + X_{z,s}) n''_{ss} (Mi)_s + \dot{Q}_{ch} + \dot{Q}_{ot} \quad (9)$$

gdzie:

- n''_{ss} – jednostkowa ilość spalin suchych [kmol ss./kg pal.],
 $X_{z,s}$ – molowy stopień zawilżenia spalin.

Skoro dla stanu ustalonego obowiązuje relacja

$$\dot{E}_d = \dot{E}_w \quad (10)$$

stąd po przyrównaniu prawych stron wzorów (6) oraz (9) otrzymuje się

$$\dot{m}_p \left[(W_d + i_p) + \lambda n'_{a,\min} (1 + X_{z,a}) (Mi)_a \right] = N_e + \dot{m}_p (1 + X_{z,s}) n''_{ss} (Mi)_s + \dot{Q}_{ch,t} \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{ch,t} = \dot{Q}_{ch} + \dot{Q}_{ot}$$

Po uwzględnieniu zależności (1) $\dot{m}_p \eta_e W_d = N_e$ we wzorze (11) uzyskuje się po uporządkowaniu

$$\eta_e W_d = \frac{N_e}{(N_e + \dot{Q}_{ch,t})} \left\{ \left[(W_d + i_p) + \lambda n'_{a,\min} (1 + X_{z,a}) (Mi)_a \right] - (1 + X_{z,s}) n''_{ss} (Mi)_s \right\} \quad (12)$$

W miejsce sprawności η_e stosuje się często wskaźnik tzw. jednostkowego zużycia paliwa b_e , przy czym według definicji

$$b_e = \frac{\dot{m}_p}{N_e} \text{ [kg/kWs]}, \quad \text{a więc dalej także} \quad \eta_e b_e W_d = 1 \quad (13)$$

Po wprowadzeniu zależności (13) do wzoru (12) uzyskuje się po uporządkowaniu

$$\frac{1}{b_e} = \frac{N_e}{(N_e + \dot{Q}_{ch,t})} \left\{ \left[(W_d + i_p) + \lambda n'_{a,\min} (1 + X_{z,a}) (Mi)_a \right] - (1 + X_{z,s}) n''_{ss} (Mi)_s \right\} \quad (14)$$

W polu pracy każdego silnika spalinowego występuje typowy podobszar jego optymalnej eksploatacji (najniższe jednostkowe zużycie paliwa b_e [kg/kWh], a także najwyższa efektywna sprawność energetyczna η_e , co jest konsekwencją podanej zależności (14)). Ilustracją tego jest rys. 2 [7], na którym oprócz typowych charakterystyk zewnętrznych (rys. 2a) zaznaczono izolinie jednostkowego zużycia paliwa $b_e = \text{idem}$, naniesione w całym polu pracy (rys. 2b) silnika spalinowego. Łatwo zauważyć (rys. 2), że w obszarach pracy znacznie oddalonych od stanów nominalnych (optymalnych) efektywna sprawność η_e silnika spalinowego jest znacznie niższa niż w obszarze optymalnym.

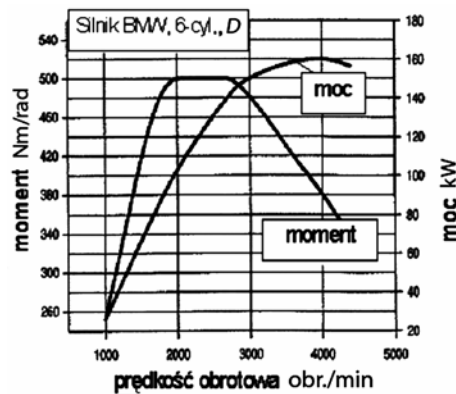
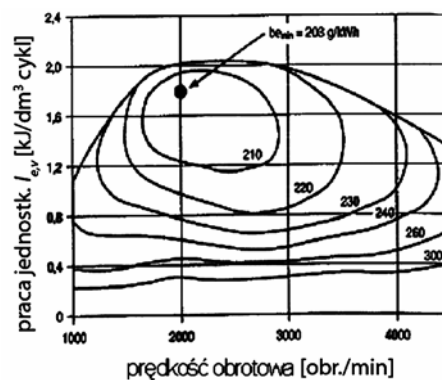
Do opisu charakterystyki eksploatacyjnej silnika (rys. 2) zastosowano parametr pozytywniejszy pracy jednostkowej: $l_{e,V}$ [J/(m³ cykl)] lub [N/(m² cykl)] wyrażający się zależnością

$$l_{e,V} = \frac{2 \pi k M_e}{V_s} \quad \text{oraz} \quad l_{e,V} = \frac{N_e k}{\dot{r}_o V_s} \quad (15)$$

gdzie:

- V_s – objętość skokowa całego silnika,
- k – parametr silnikowy:
 $k = 2$ obr./cykl dla silników czterosuwowych (dwuobrotowych),
 $k = 1$ obr./cykl dla silników dwusuwowych (jednoobrotowych).

a) Charakterystyka zewnętrzna

b) Izolinie $b_e = \text{idem}$ w polu pracy silnika

Rys. 2. Charakterystyki eksploatacyjne wybranego silnika spalinowego

Fig. 2. Operating characteristic of chosen internal combustion engine

Standardowym odniesieniem (np. w aspekcie oceny jakości realizowanej konwersji energii w układzie) dla rzeczywistego obiegu silnika spalinowego jest teoretyczny obieg porównawczy (np. Otto, Diesla, Seiliger–Sbathe’a) zawierający przede wszystkim główne, aczkolwiek wyidealizowane etapy [4] działania układu. Mając to na uwadze, efektywną sprawność energetyczną η_e silnika (wzór (1)) można wyrazić jako iloczyn

$$\eta_e = \eta_o \xi_i \xi_m, \quad \text{oraz} \quad \eta_e = \eta_i \xi_m \quad (16)$$

a ponadto

$$\eta_i = \eta_o \xi_i \quad (17)$$

gdzie:

η_o – sprawność obiegu porównawczego (o teoretycznej mocy N_o),

η_i – sprawność wewnętrzna silnika,

przy czym wynoszą one

$$\eta_o = \frac{N_o}{\dot{m}_p W_d} \quad (18)$$

oraz

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_p W_d} \quad (19)$$

gdzie:

N_o – moc silnika pracującego wg teoretycznego obiegu,

N_i – moc wewnętrzna badanego silnika spalinowego.

Przytoczone w zależnościach (16), (17) czynniki: ξ_i , ξ_m wyrażane są jako ilorazy

$$\xi_i \stackrel{df}{=} \frac{N_i}{N_o} = \frac{L_i}{L_o} \quad (20)$$

$$\xi_m \stackrel{df}{=} \frac{N_e}{N_i} \quad (21)$$

i oznaczają:

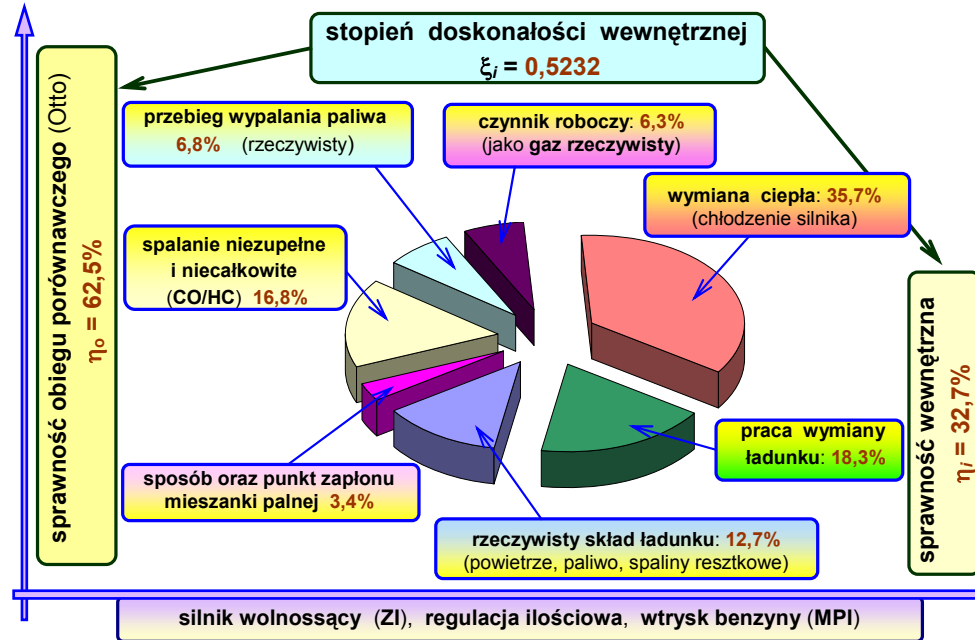
ξ_i – stopień doskonałości wewnętrznej,

ξ_m – stopień doskonałości mechanicznej silnika.

Podstawowe zjawiska, jakie ujmuje (wyraża) stopień doskonałości wewnętrznej ξ_i pokazano na rys. 3. Wśród licznych czynników wpływających bezpośrednio na aktualne wartości ξ_i stopnia doskonałości wewnętrznej jako najistotniejsze (rys. 3) należy wymienić:

- ciepło \dot{Q}_{ch} oddawane do układu chłodzenia,
- pracę wymiany ładunku,
- rzeczywisty skład czynnika roboczego,
- sposób oraz parametry zapłonu,
- jakość procesu spalania,
- przebieg wypalania dawki paliwa i in.

Z wzorów (16), (17) wynika, że dzięki zmianom w organizacji, funkcjonowaniu oraz doskonaleniu elementów składowych (przemian) obiegu porównawczego można osiągnąć wyższe wartości sprawności energetycznej η_o , a tym samym wyższe wartości efektywnej sprawności energetycznej η_o , co w efekcie przyczynia się do zmniejszenia strumienia \dot{m}_p zużywanego paliwa. Ponadto bezpośrednio z równania (1) wynika, że obniżenie zużycia paliwa \dot{m}_p , przy zapewnieniu wymaganego efektu (mocy) użytecznego N_e , może być osiągnięte jedynie przez zwiększenie efektywnej sprawności η_e silnika spalinowego.



Rys. 3. Elementy uwzględniane w ramach stopnia doskonałości wewnętrznej

Fig. 3. Main elements of the engine internal excellence

Natomiast wzrost wartości efektywnej sprawności energetycznej η_e silnika spalinowego pociąga bezpośrednio za sobą obniżenie globalnej wielkości emisji substancji toksycznych, głównie za sprawą wydatnego ograniczenia zużycia paliwa \dot{m}_p , a tym samym poprawy jakości procesów konwersji energii.

Na **strumień substancji spalin** \dot{n}_s [kmol/s] składa się suma

$$\dot{n}_s = \dot{n}_{tks} + \dot{n}_{in} \quad (22)$$

gdzie:

- \dot{n}_{tks} – strumień substancji toksycznych (dobrze jest gdy: $\dot{n}_{tks} \mapsto 0$) [kmol/s],
- \dot{n}_{in} – strumień substancji inertnych [kmol/s].

Wielkość strumienia substancji szkodliwych wynosi

$$\dot{n}_{tks} = \dot{n}_{CO} + \dot{n}_{NO_x} + \dot{n}_{C_mH_n} + \dot{n}_{SO_y} (+\dot{n}_{st}) \quad (23)$$

a substancji obojętnych (inertnych)

$$\dot{n}_{in} = \dot{n}_{O_2} + \dot{n}_{CO_2} + \dot{n}_{N_2} + \dot{n}_{H_2O} \quad (24)$$

Strumień i -tej substancji szkodliwej wynosi: $\dot{n}_{tks,i} = [tks_i] \dot{n}_{ss}$ natomiast po dokonaniu po składnikach spalin uzyskuje się strumień emisji

$$\dot{n}_{tks} = \dot{m}_p n_{ss}'' \sum_{i=1}^n [tks_i], \quad n_{ss}'' \text{ [kmol/kg pal.]} \quad (25)$$

a następnie w postaci końcowej

$$\dot{n}_{tks} = \frac{N_e}{\eta_e W_d} n_{ss}'' \sum_{i=1}^n [tks_i] \quad (26)$$

Zmniejszenie zużycia paliwa \dot{m}_p prowadzi zatem do ograniczenia strumienia substancji szkodliwych emitowanych do otoczenia, co wyraża wzór (26). Wiadomo także, że obniżenie zużycia paliwa \dot{m}_p , przy zapewnieniu wymaganego efektu użytecznego N_e , może być osiągnięte jedynie przez zwiększenie efektywnej sprawności η_e silnika spalinowego, a potwierdzeniem tego jest wzór (1). Ostatecznie można więc stwierdzić, że wzrost sprawności energetycznej η_e silnika spalinowego ma **podwójne znaczenie**:

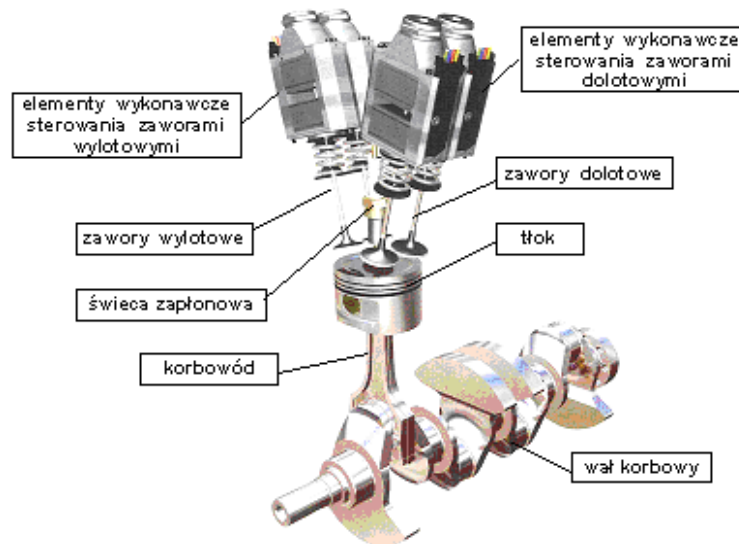
- ekonomiczne** – przyczynia się do zmniejszenia zużycia paliwa \dot{m}_p , czyli do istotnego obniżenia kosztów eksploatacyjnych,
- ekologiczne** – przyczynia się efektywnie do ograniczenia emisji \dot{n}_{tks} substancji toksycznych emitowanych do otoczenia przez silnik spalinowy.

Fakt znaczącego zmniejszania się efektywnej sprawności η_e silnika w obszarze pozaoptimalnym objawia się także wzrostem jednostkowego zużycia paliwa b_e [kg/kWh] (rys. 2). Spośród wielu przyczyn tego stanu rzeczy jako istotne wymienić należy:

- a) **wzrost pracy wymiany ładunku** (zmniejszenie stopnia ξ_i doskonałości wewnętrznej, rys. 3),
- b) **wzrost pracy tarcia** w układzie (obniżenie stopnia ξ_m doskonałości mechanicznej).

Większe potencjalne możliwości poprawy sytuacji w zakresie wzrostu jednostkowego zużycia paliwa b_e można wiązać z **ograniczeniem strat w procesie wymiany ładunku**, co powinno skutkować wzrostem stopnia ξ_i doskonałości wewnętrznej, szczególnie w obszarach znacznie oddalonych od stanów nominalnych pracy silnika.

W ramach konkretnych rozwiązań proponuje się przede wszystkim opracowanie kryteriów oraz algorytmów w pełni niezależnego **sterowania ruchem zaworów dolotowych** (co w efekcie powinno skutkować dopasowaniem masy świeżego ładunku doprowadzonego do cylindra – do aktualnego obciążenia silnika), jak również **ruchem zaworów wylotowych** (kiedy głównie chodzi o zatrzymanie reszty spalin w cylindrze, czyli realizację recyrkulacji wewnętrznej spalin) – rys. 4.



Rys. 4. Ideowy schemat układu niezależnego sterowania ruchem zaworów

Fig. 4. Conception scheme of independent actuating (steerage) of engine valves

Cechą charakterystyczną klasycznego rozwiązania systemu sterowania ruchem zaworów jest to, że pole pętli wymiany ładunku (rys. 5) jest znacznych rozmiarów (szczególnie przy niższych obciążeniach silnika obserwuje się wzrost Δp_d), a tym samym wraz ze zmniejszaniem obciążenia silnika względna praca wymiany ładunku (L_{wl}/L_i) musi znacząco wzrastać. Skutkuje to spadkiem sprawności energetycznej silnika.

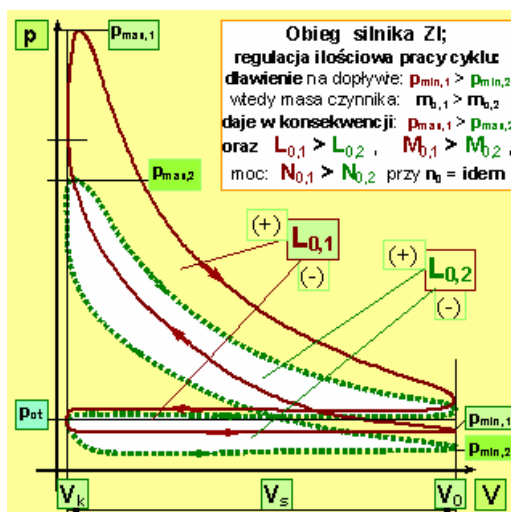
Dla obniżenia wartości względnej pracy wymiany ładunku (L_{wl}/L_i) proponuje się zwykle kilka rozwiązań wariantowych, najczęściej w odniesieniu do **sterowania zaworami dolotowymi**, w tym [5]:

- układ z wcześniejszym zamknięciem zaworu dolotowego,
- układ z opóźnionym zamknięciem zaworu dolotowego,
- układ z opóźnionym otwarciem zaworu dolotowego.

Powszechnie stosowane są **dwa systemy regulacji obciążenia silników** [2, 4]:

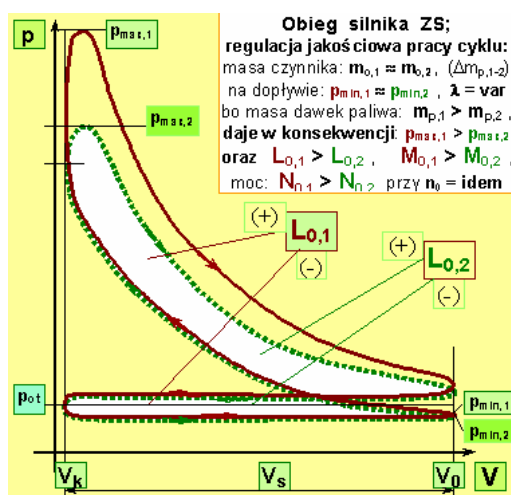
- regulacja ilościowa**, stosowana w silnikach z zapłonem iskrowym (ZI), kiedy następuje dopasowanie masy czynnika roboczego (suma masy doprowadzonego powietrza oraz masy dawki paliwa) do aktualnego zapotrzebowania, co skutkuje zazwyczaj odpowiednim poziomem ciśnienia p_1 w cylindrze po jego napełnieniu – rys. 5.
- regulacja jakościowa**, stosowana w silnikach z zapłonem samoczynnym (ZS) (rys. 6); cechą charakterystyczną silnika jest to, że stosunek nadmiaru tlenu λ , a tym samym skład stechiometryczny (jakość) mieszanki palnej przygotowanej do procesu spalania zmieniają się stosownie do aktualnego obciążenia silnika, a masa doprowadzonego powietrza pozostaje w przybliżeniu na niezmiennym poziomie, natomiast wielkość masy dawki paliwa jest dostosowywana do aktualnego obciążenia silnika, co w konsekwencji powoduje zmianę stosunku nadmiaru powietrza (tlenu) λ oraz składu mieszanki palnej przygotowanej do procesu spalania. Ponadto przy obciążeniach częściowych (aż do

pracy na biegu jałowym) przez silnik w każdym cyklu przetwarzana jest nadmiarowa ilość powietrza, które nie uczestniczy aktywnie w procesie spalania, a jedynie przyczynia się do znacznego wzrostu względnej pracy wymiany ładunku – rys. 6.



Rys. 5. Stosowanie regulacji ilościowej silników spalinych (ZI)

Fig. 5. Cycle effects of quantitative control of internal combustion engine (SI)



Rys. 6. Stosowanie regulacji jakościowej silników spalinych (ZS)

Fig. 6. Cycle effects of qualitative control of internal combustion engine (CI)

Większe potencjalne możliwości poprawy sytuacji można wiązać z **ograniczeniem strat w procesie wymiany ładunku**, co powinno skutkować wzrostem stopnia ξ_i doskonałości wewnętrznej, szczególnie w obszarach znacznie oddalonych od stanów nominalnych pracy silnika. Zarówno praca wymiany ładunku, jak i praca tarcia w układzie przyczyniają się do pomnażania **strat energii** [6] towarzyszących **procesowi konwersji energii** w układzie, a które wynikają oraz są ściśle powiązane ze stosowanymi **systemami regulacji obciążenia silników spalinowych**.

2. Badanie wpływu parametrów pracy na osiągane wartości stopnia doskonałości silnika ZI

2.1. Wpływ parametrów pracy silnika spalinowego na stopień doskonałości wewnętrznej silnika ZI

Stopień doskonałości wewnętrznej ξ_i , zdefiniowany za pomocą wzoru (20), w istocie wyraża odstępstwo energetycznej sprawności wewnętrznej η_i od sprawności energetycznej obiegu porównawczego η_o . Korzystając z opracowanego [5, 6] algorytmu, wielkość stopnia doskonałości wewnętrznej ξ_i można podać w postaci

$$\xi_i = \frac{l_i}{\left(\frac{L_0}{V_s}\right)} \quad (27)$$

gdzie:

l_i – jednostkowa praca wewnętrzna rzeczywistego obiegu wyznaczanego podczas jego indykacji,

L_0 – praca obiegu porównawczego.

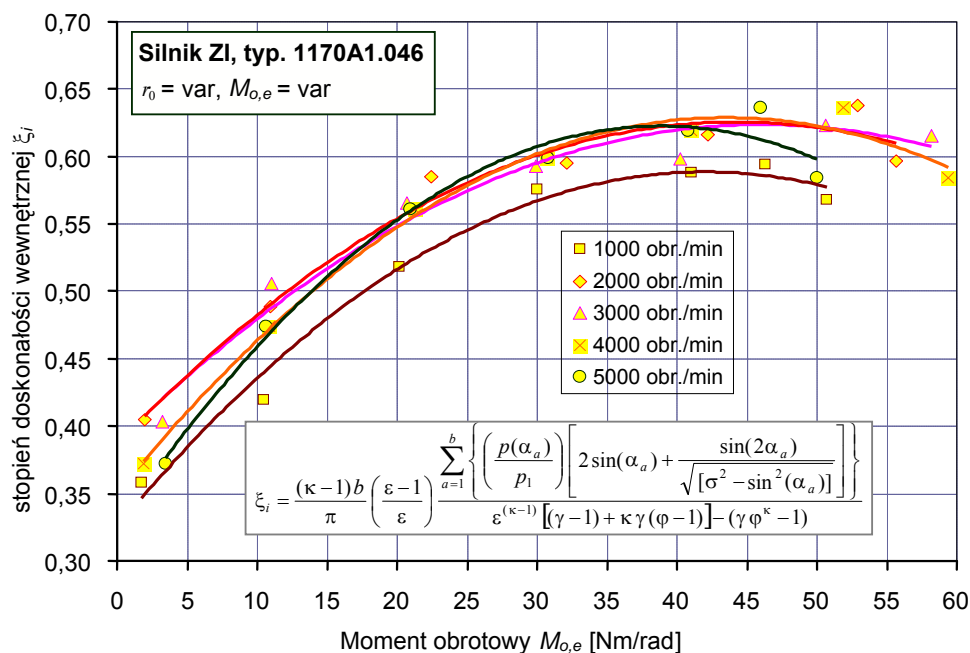
Jednostkową pracę wewnętrzną l_i rzeczywistego obiegu silnika wyznacza się ostatecznie [6], korzystając z formuły

$$l_i \approx \left(\frac{\pi}{b}\right) \sum_{a=1}^b \left\{ p(\alpha_a) \left[2 \sin(\alpha_a) + \frac{\sin(2\alpha_a)}{\sqrt{[\sigma^2 - \sin^2(\alpha_a)]}} \right] \right\}, \quad b - \text{liczba punktów indykacji} \quad (28)$$

przy czym funkcja ciśnienia $p(\alpha)$ jest pozyskiwana w ramach indykowania pracy silnika. Występująca w równaniu (27) praca teoretycznego obiegu porównawczego L_0 odnoszona jest do objętości skokowej V_s jednego cylindra.

Na podstawie zależności (28) wyznaczano wartości stopnia doskonałości wewnętrznej ξ_i z uwzględnieniem aktualnych parametrów pracy ($M_{o,e}$, \dot{r}_0) silnika spalinowego. Uzyskane wyniki zaprezentowano na rys. 7, na którym przedstawiono wpływ parametrów obciążenia silnika spalinowego ZI na wartość stopnia doskonałości wewnętrznej ξ_i . Podczas badań moment obrotowy dobierano z zakresu 0–60 Nm/rad, przy niezmienniej prędkości obrotowej $\dot{r}_0 = \text{idem}$ (dla kolejnego obciążenia $M_{o,e}$) z zakresu 1000–5000 obr./min.

Z otrzymanych wyników (rys. 7) można wnioskować, że wraz ze wzrostem obciążenia silnika spalinowego ZI rośnie wartość stopnia doskonałości wewnętrznej ξ_i , przy czym zmiany prędkości obrotowej \dot{n}_0 oddziałują mniej wyraźnie. Wzrost stopnia doskonałości wewnętrznej następuje wraz ze wzrostem momentu obrotowego $M_{o,e}$, głównie dzięki zmniejszaniu się strat wynikających z dławienia powietrza na przepustnicy regulacyjnej w kanale dolotowym. Przy niższym obciążeniu silnika udział pracy wymiany ładunku dochodzić może do 45% wartości pracy obiegu.



Rys. 7. Wpływ parametrów pracy silnika ZI na stopień doskonałości wewnętrznej

Fig. 7. Influence of the performance parameters on the engine internal excellence

2.2. Wpływ parametrów pracy silnika spalinowego na stopień doskonałości mechanicznej silnika ZI

Prowadzone podczas indykacji silnika spalinowego pomiary ciśnień szybkozmiennych $p(\alpha)$ umożliwiają także, przy znajomości prędkości obrotowej \dot{n}_0 , wyznaczenie mocy wewnętrznej N_i silnika spalinowego, co odnosi się do konkretnego punktu w polu jego pracy. Jednocześnie wraz z pomiarami indykacyjnymi dokonuje się zwykle pomiaru mocy efektywnej N_e silnika na hamowni silnikowej. Dzięki temu, korzystając z definicji (21) stopnia doskonałości mechanicznej ξ_m , wyznaczyć można jego wartości w całym polu pracy badanych silników. Uzyskane w ten sposób wyniki dla badanego silnika ZI zaprezentowano na rys. 8.

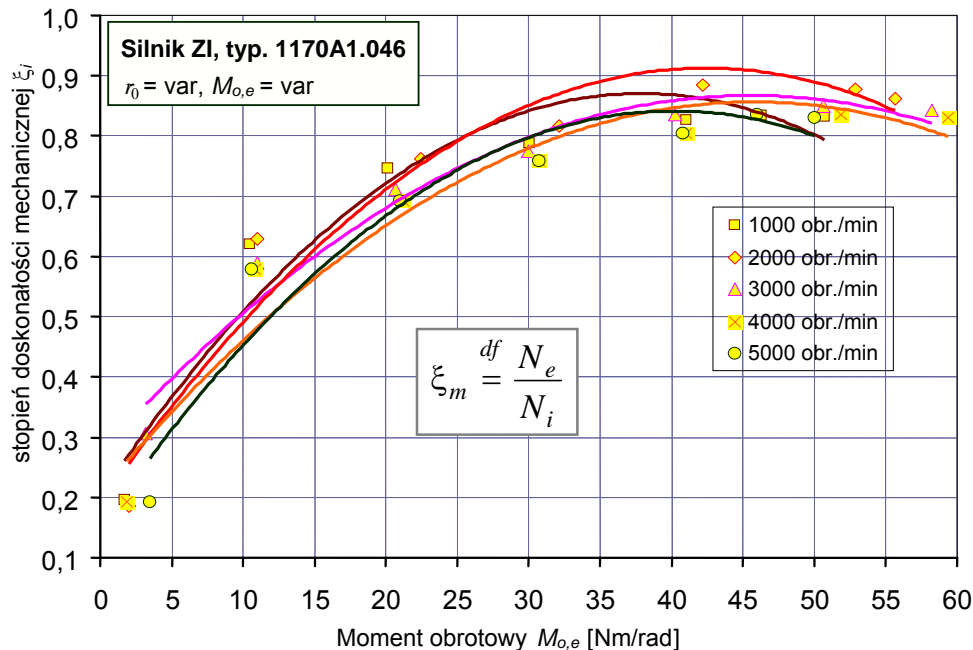
Rys. 8. Stopień doskonałości mechanicznej ξ_m silnika ZI

Fig. 8. Mechanical excellence of the SI combustion engine

Badany silnik z zapłonem iskrowym (ZI) charakteryzuje się znacznie wyższymi wartościami stopnia doskonałości mechanicznej ξ_m w obszarze bliskim obciążeniu nominalnemu. Ponadto w zakresie niskich prędkości obrotowych wału korbowego silnika istotny wpływ na wartość ξ_m wywiera napęd urządzeń pomocniczych.

Ostatecznie łącząc (mnożąc) wyznaczone wartości (rys. 7) stopnia doskonałości wewnętrznej ξ_i oraz stopnia doskonałości mechanicznej ξ_m pokazane na rys. 8, otrzymuje się wskaźnik określający pełne odstępstwo parametrów efektywnych pracy silnika rzeczywistego od silnika pracującego wg teoretycznego obiegu porównawczego.

3. Podsumowanie

W polu pracy silnika spalinowego występuje podobozar jego optymalnej eksploatacji (tutaj osiąga się najniższe jednostkowe zużycie paliwa b_e [kg/kWh], najwyższą efektywną sprawność η_e). Cechą charakterystyczną eksploatacji pojazdów jest występowanie częstych zmian parametrów obciążenia (głównie prędkości obrotowej n_o [obr./min], przenoszonego momentu obrotowego M_o [Nm/rad], przekazywanej efektywnej mocy N_e [kW]) silnika spalinowego, co jest skutkiem różnego zapotrzebowania mocy, a także momentu obrotowego napędzającego samochód.

W konsekwencji tego, że praca silnika pod obciążeniem dokładnie nominalnym (optymalnym) występuje stosunkowo rzadko, a silnik pracuje najczęściej pod obciążeniem częściowym, jego efektywność eksploatacji (sprawność η_e , a fakt znaczącego zmniejszania się efektywnej sprawności η_e silnika w obszarze pozaoptymalnym objawia się wzrostem jednostkowego zużycia paliwa b_e [kg/kWh]) jest znacznie niższa niż w obszarze nominalnym. Spośród wielu przyczyn tego stanu rzeczy jako istotne wymienić należy:

- a) wzrost pracy wymiany ładunku (zmniejszenie stopnia ξ_i doskonałości wewnętrznej),
- b) wzrost pracy tarcia w układzie (obniżenie stopnia ξ_m doskonałości mechanicznej).

Problem ten ma ponadto bezpośredni związek z wielkością ponoszonych kosztów eksploatacji pojazdu, a następnie także z wielkością emisji substancji szkodliwych (składniki gazowe: tlenek węgla CO, tlenki azotu NO_x, węglowodory C_mH_n, tlenki siarki SO_y, i cząstki stałe: sadza, skondensowane węglowodory). Niebagatelną sprawą jest ponadto potrzeba ograniczenia wielkości emisji gazów przyczyniających się bezpośrednio do intensyfikacji efektu cieplarnianego (emisja CO₂).

Zgodnie z dotychczasowymi badaniami własnymi oraz z przeprowadzonych analiz wynika, że wraz ze zmniejszaniem obciążenia silnika względna praca wymiany ładunku (L_w/L_i) znacząco wzrasta, aż do ok. 40% przy najniższych obciążeniach silnika, przy czym wzrost prędkości obrotowej silnika powoduje także regularny, dodatkowy wzrost pracy wymiany ładunku.

Realizacja procesu wymiany ładunku silnika spalinowego wiąże się bezpośrednio z koniecznością pokonania napotykanego oporu przepływu, a więc z potrzebą wykonania odpowiedniej pracy wymiany ładunku L_w w ramach każdego cyklu. W przypadku regulacji jakościowej (ZS) przy obciążeniach częściowych dławienie na dopływie nie występuje, lecz przez silnik przetłaczana jest nadmiarowa ilość powietrza, która przyczynia się także do dużego wzrostu względnej pracy wymiany ładunku.

Większe potencjalne możliwości poprawy sytuacji wiązać można z ograniczeniem strat w procesie wymiany ładunku, co będzie skutkowało wzrostem stopnia ξ_i doskonałości wewnętrznej, szczególnie w obszarach znacznie oddalonych od stanów nominalnych pracy silnika spalinowego.

W celu ograniczenia strat w tym zakresie proponuje się różne możliwości, np. lepszą organizację obiegu termodynamicznego czy w końcu szersze zastosowanie procedur niezależnego sterowania (elektronicznie) ruchem zaworów dolotowych i wylotowych. Ostatecznie, zarówno praca wymiany ładunku (wskaźnik ξ_i), jak i praca tarcia w układzie (wskaźnik ξ_m) przyczyniają się do istotnego pomnażania strat egzergii towarzyszących procesowi konwersji energii w układzie, co należy eliminować.

Praca wykonana w ramach badań naukowych realizowanych w Instytucie Techniki Ciepłej Politechniki Śląskiej.

Literatura

- [1] Ferguson C.R., *Internal Combustion Engines*, Applied Thermo-Sciences, John Wiley, 1986.
- [2] Kowalewicz A., *Tworzenie mieszanki i spalanie w silnikach z zapłonem iskrowym*, WKiŁ, Warszawa 1984.

- [3] Merkisz J., *Ekologiczne aspekty stosowania silników spalinowych*, Poznań 1994.
- [4] Postrzednik S., Żmudka Z., *Advanced Thermodynamic Cycle of Internal Eco-Engine*, 28th International Symposium on Combustion, Edinburgh, Scotland 2000.
- [5] Postrzednik S., Żmudka Z., *Termodynamiczne oraz ekologiczne aspekty eksploatacji silników spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2007.
- [6] Przybyła G., *Wpływ parametrów obciążeń silnika spalinowego na przebieg generacji ciepła oraz efektywność konwersji energii w układzie*, praca doktorska, Gliwice 2007.
- [7] Shell Lexikon, *Verbrennungsmotor*, Verlegerbeilage der ATZ MTZ, Verlag Vieweg, Wiesbaden 2000–2002.