

## BASIC PROCEDURES OF INDEPENDENT INTERNAL COMBUSTION ENGINE VALVES STEERAGE

Stefan Postrzednik, Zbigniew Żmudka

Silesian University of Technology, Institute of Thermal Technology  
Konarskiego 18, 44-100 Gliwice, Poland  
tel.: +48 32 2371231, fax: +48 32 2372872  
e-mail: postef@polsl.pl

### 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  $\eta_e$  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. 55 % 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, operation criteria, engine efficiency, valves steerage

## PODSTAWOWE PROCEDURY NIEZALEŻNEGO STEROWANIA ZAWORAMI SILNIKA SPALINOWEGO

### Streszczenie

W pracy przedstawiono główne problemy związane z eksploatacją silnika spalinowego przy obciążeniach niższych od nominalnych. W polu pracy silnika spalinowego występuje podobszar jego optymalnej eksploatacji (najniższe jednostkowe zużycie paliwa  $g_e$ , kg/kWh, najwyższa efektywna sprawność  $\eta_e$ ). Silnik pracuje najczęściej pod obciążeniem częściowym, a wtedy jego efektywna sprawność  $\eta_e$  jest znacznie niższa aniżeli w obszarze nominalnym. Jedną z głównych przyczyn jest względny wzrost pracy wymiany ładunku. Przeprowadzone, na podstawie opracowanego teoretycznego algorytmu, obliczenia wykazały, że względna praca wymiany ładunku może dochodzić do 40% (np. na biegu jałowym). Rezultatem wzrostu względnej pracy wymiany ładunku jest znaczący spadek sprawności silnika z ok. 55% do wartości ok. 25%. W celu ograniczenia tych strat proponuje się różne możliwości np. elektroniczne sterowanie ruchem zaworów dolotowych i wylotowych, lepszą organizację obiegu termodynamicznego. Przegląd kryteriów, proponowanych rozwiązań w tym zakresie oraz możliwości poprawy pracy silników są przedmiotem zainteresowań.

**Słowa kluczowe:** silniki spalinowe, kryteria eksploatacji, efektywność pracy, sterowanie zaworami

### 1. Wprowadzenie: ogólna charakterystyka zagadnienia

#### 1.1. Znaczenie oraz analiza możliwości ograniczenia strat związanych z realizacją procesu wymiany ładunku

Wobec systematycznie zmniejszających się zasobów ciekłych paliw kopalnych (perspektywa ok. 40 lat), sprawa znaczącego obniżenia zużycia paliwa przez silniki spalinowe, wykorzystywane do napędu samochodów, jest dzisiaj szczególnie poważnie traktowana [3, 4]. Coraz bardziej aktualne staje się nośne hasło: „samochód zużywający 3 litry paliwa na 100 km przebytej drogi”.

Cechą charakterystyczną eksploatacji pojazdów jest fakt występowania częstych zmian parametrów obciążenia (prędkości obrotowej  $\dot{n}_o$ , obr./min, przenoszonego momentu obrotowego  $M_o$ , Nm/rad, przekazywanej efektywnej mocy  $N_e$ , kW) silnika spalinowego napędzającego samochód. W konsekwencji tego praca silnika pod obciążeniem dokładnie nominalnym (optymalnym) występuje stosunkowo rzadko, natomiast najczęściej ma miejsce jego częściowe obciążenie [2], [5], [7], o różnym odchyleniu parametrów od punktu nominalnej pracy silnika.

Problem ten ma bezpośredni związek z wielkością ponoszonych kosztów eksploatacji pojazdu, a następnie 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, skondensowane węglowodory). Niebagatelną sprawą jest ponadto potrzeba ograniczenia wielkości emisji gazów przyczyniających się bezpośrednio do intensyfikacji efektu cieplarnianego [7], w tym przede wszystkim dwutlenku węgla  $CO_2$ .

W obszarach pracy znacznie oddalonych od stanów nominalnych (optymalnych) efektywna sprawność  $\eta_e$  silnika spalinowego jest znacznie niższa aniżeli w obszarze optymalnym. Ilustracją tego jest rys. 1, [7], gdzie oprócz charakterystyk zewnętrznych (lewa strona) zaznaczono izolinie jednostkowego zużycia paliwa  $b_e = idem$  w całym polu pracy (prawa strona) silnika spalinowego.

**Proces konwersji energii** zachodzący w układzie tłokowego silnika spalinowego scharakteryzować można za pomocą jego **efektywnej sprawności energetycznej**  $\eta_e$ ,

zdefiniowanej jako:

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

gdzie:  $N_e$ , kW - moc efektywna silnika spalinowego, oraz

$\dot{m}_p$ , kg/s - strumień masy spalanej paliwa, o wartości opałowej  $W_d$ , kJ/kg.

Standardowym odniesieniem (np. w aspekcie oceny jakości realizowanej konwersji energii w układzie), dla rzeczywistego obiegu silnika spalinowego, jest teoretyczny obieg porównawczy, zawierający ponadto główne, wyidealizowane etapy [4] działania układu.

Efektywną sprawność energetyczną  $\eta_e$  silnika (wzór (1)), można wyrazić jako iloczyn:

$$\eta_e = \eta_o \xi_i \xi_m = \eta_i \xi_m, \quad (2)$$

a ponadto:

$$\eta_i = \eta_o \xi_i, \quad (3)$$

gdzie:  $\eta_o$  - sprawność obiegu porównawczego (o mocy  $N_o$ ),

$\eta_i$  - sprawność wewnętrzna silnika,

przy czym wynoszą one:

$$\eta_o = \frac{N_o}{\dot{m}_p W_d}, \quad \eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_p W_d}, \quad (4)$$

natomiast ilorazy:

$$\xi_i = \frac{N_i}{N_o}, \quad \xi_m = \frac{N_e}{N_i}, \quad (5)$$

to:  $\xi_i$  - stopień doskonałości wewnętrznej,  $\xi_m$  - stopień doskonałości mechanicznej silnika.

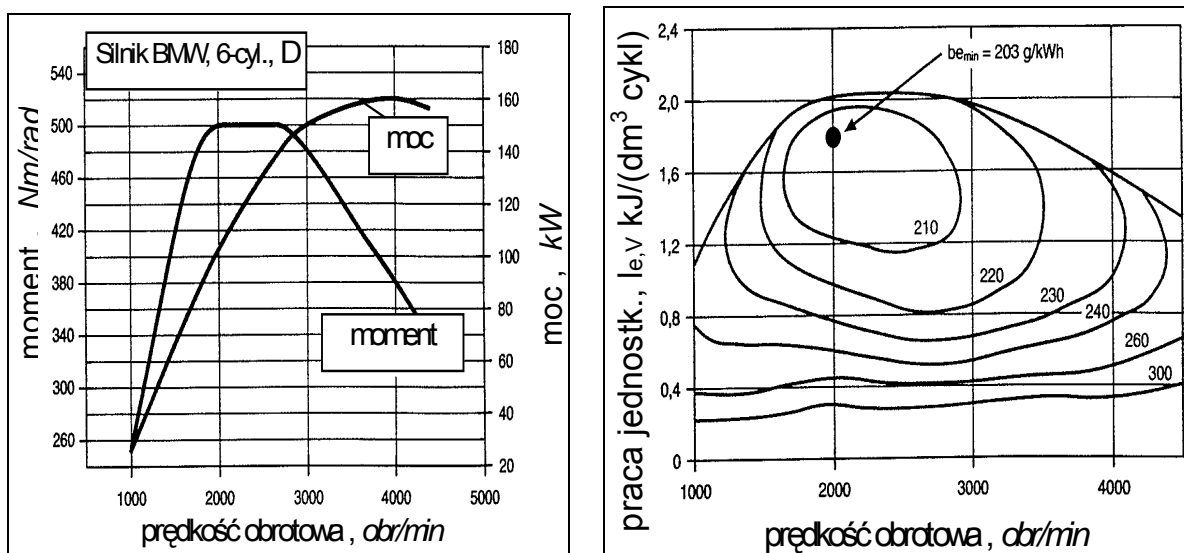
W miejsce efektywnej sprawności energetycznej  $\eta_e$  stosuje się **wskaźnik względnego**

**jednostkowego zużycia paliwa:**

$$b_e = \frac{\dot{m}_p}{N_e}, \text{ kg/kWs, przy czym: } \eta_e b_e W_d = 1 \quad (6)$$

Fakt znaczącego zmniejszania się efektywnej sprawności  $\eta_e$  silnika w obszarze pozaoptymalnym objawia się wzrostem jednostkowego zużycia paliwa  $b_e$ , kg/kWh (rys. 1).

Dzięki zmianom obiegu porównawczego można osiągnąć wyższe wartości sprawności energetycznej  $\eta_o$ , tym samym wyższe wartości efektywnej sprawności energetycznej  $\eta_e$ .

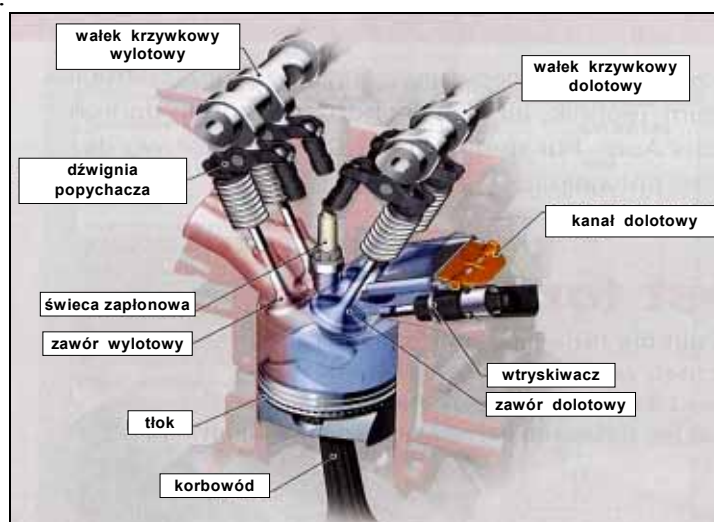


Rys. 1. Przykładowe charakterystyki eksploatacyjne silnika spalinowego [5]  
 Fig. 1. Exemplary operating characteristics of internal combustion engine [5]

Spośród wielu przyczyn tego stanu rzeczy jako istotne wymienić należy (względnie):

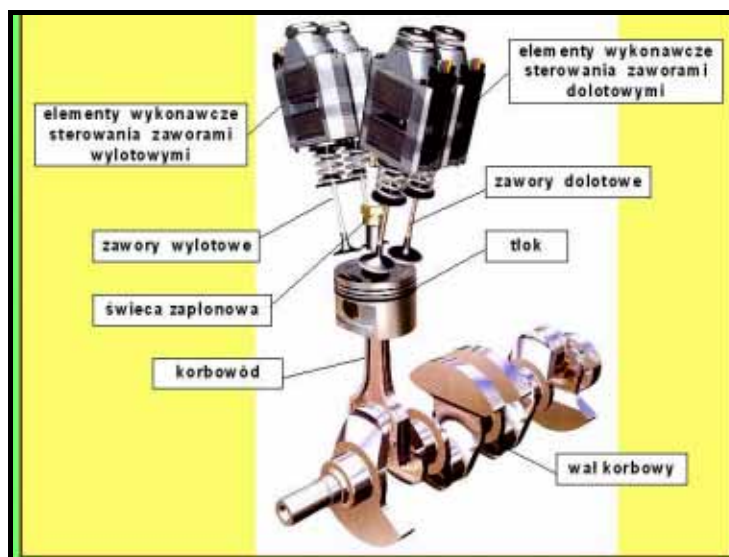
- wzrost pracy wymiany ładunku** (zmniejszenie stopnia  $\xi_i$  doskonałości wewnętrznej),
- wzrost pracy tarcia** w układzie (obniżenie stopnia  $\xi_m$  doskonałości mechanicznej).

Większe potencjalne możliwości poprawy sytuacji wiązać można z **ograniczeniem strat w procesie wymiany ładunku**, co powinno skutkować wzrostem stopnia  $\xi_i$  doskonałości wewnętrznej, szczególnie w obszarach znacznie oddalonych od stanów nominalnych pracy silnika. Dzisiaj najczęściej stosowany jest klasyczny układ sterowania ruchem zaworów, oparty o wykorzystanie współpracującej pary krzywka – popychacz, z jednym lub dwoma wałkami rozrządu, napędzanymi od wału korbowego, a umieszczonymi najczęściej w głowicy silnika spalinowego – rys. 2.



Rys. 2. Układ rozrządu z wałkami umieszczonymi w głowicy silnika.  
 Fig. 2. ICE timing gear system with camshafts located in an engine head

W ramach konkretnych rozwiązań będących przedmiotem badań 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. 3.



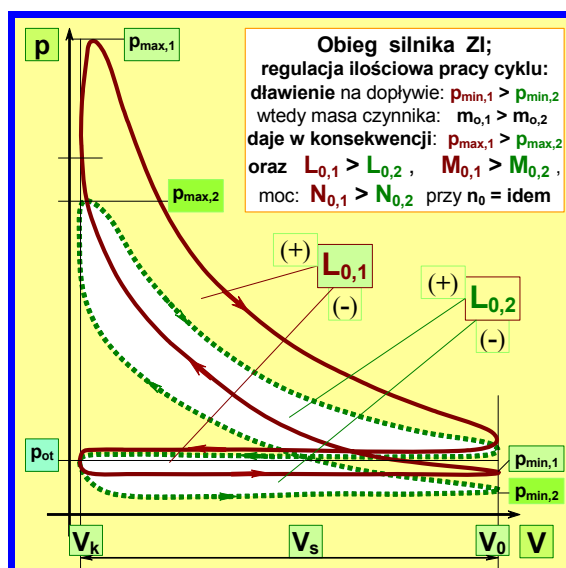
Rys. 3. Schemat układu niezależnego sterowania ruchem zaworów  
 Fig. 3. Scheme of independent steering of engine valves motion

Także jedna z wcześniejszych propozycji autorów projektu, polegająca na opracowaniu lepszej organizacji samego obiegu silnika, poprzez **zastosowanie** tzw. **eko – obiegu** [4], [5]; okazała się szczególnie przydatna przy częściowym obciążeniu silnika spalinowego, kiedy to właśnie praca wymiany ładunku jest względnie największa, a eko-obieg pozwala ją efektywnie zmniejszyć.

## 1.2. Rola i znaczenie sposobu regulacji silnika spalinowego

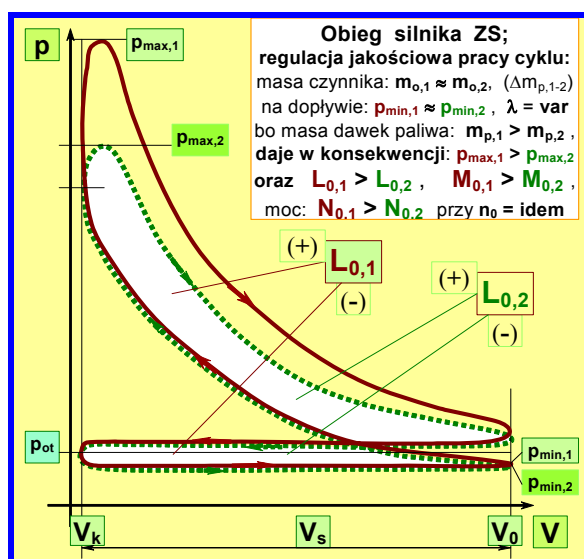
Zarówno praca wymiany ładunku, jak i praca tarcia w układzie przyczyniają się do pomnażania **strat energii** [6] towarzyszących **procesowi konwersji energii** w układzie, a które wynikają oraz są ściśle powiązane ze stosowanymi **systemami regulacji obciążenia silników spalinowych**. Powszechnie stosowane są **dwa systemy regulacji obciążenia silników** [2], [4]:

- a) **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 - ilustracją tego jest rys. 4.



Rys. 4. Stosowanie regulacji ilościowej silników spalinowych (ZI)  
 Fig. 4. Effects of quantitative control of internal combustion engine (SI)

b) **regulacja jakościowa**, stosowana w silnikach z zapłonem samoczynnym (ZS) – rys. 5, której cechą charakterystyczną silnika jest to, że stosunek nadmiaru tlenu  $\lambda$ , 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 skutkuje zmianą stosunku nadmiaru powietrza (tlenu)  $\lambda$  oraz składu mieszanki palnej przygotowanej do procesu spalania, ponadto na skutek tego przy obciążeniach częściowych (aż do pracy na biegu jałowym) przez silnik w każdym cyklu przetłaczana jest znacznie nadmiarowa ilość powietrza (które nie uczestniczy aktywnie w procesie spalania), a jedynie przyczynia się do znacznego wzrostu względnej pracy wymiany ładunku, co tłumaczy schemat na rys. 5.



Rys. 5. Stosowanie regulacji jakościowej silników spalinowych (ZS)  
 Fig. 5. Effects of qualitative control of internal combustion engine (CI)

## 2. Wpływ obciążenia silnika na straty związane z wymianą ładunku

### 2.1. Czynniki wpływające na wielkość pracy wymiany ładunku

Realizacja procesu wymiany ładunku silnika spalinowego wiąże się bezpośrednio z koniecznością pokonania napotykanego oporów przepływu, a więc z potrzebą wykonania odpowiedniej pracy wymiany ładunku  $L_w$  w ramach każdego cyklu.

Wielkość pracy wymiany ładunku  $L_w$  wykonanej w ramach każdego cyklu wynosi:

$$L_w = L_{\text{nap}} + L_{\text{wyp}}, \quad L_{\text{nap}} < 0, \quad L_{\text{wyp}} < 0, \quad L_w < 0, \quad (7)$$

gdzie:  $L_{\text{nap}}$  – praca napełniania cylindra świeżym ładunkiem,

$L_{\text{wyp}}$  – praca związana z wypływem produktów spalania (spalin) z cylindra silnika.

Usytuowanie oporów przepływu na drodze wymiany ładunku pokazano na rys. 6.

Składowe wielkości pracy wymiany ładunku można efektywnie oszacować (rys. 6) jako:

$$|L_{\text{nap}}| \approx \Delta p_d V_s, \quad |L_{\text{wyp}}| \approx \Delta p_w V_s, \quad \text{a wtedy: } |L_w| \approx (\Delta p_d + \Delta p_w) V_s, \quad (8)$$

gdzie:  $\Delta p_d$  – średni spadek ciśnienia po stronie dopływowej do cylindra,

$\Delta p_w$  – średni spadek ciśnienia po stronie wypływowej z cylindra.

Praca wymiany ładunku przyjmuje wartości ujemne ( $L_w < 0$ ) i przyczynia się do pomniejszenia wielkości pracy wewnętrznej  $L_i$  wykonywanej przez czynnik roboczy.

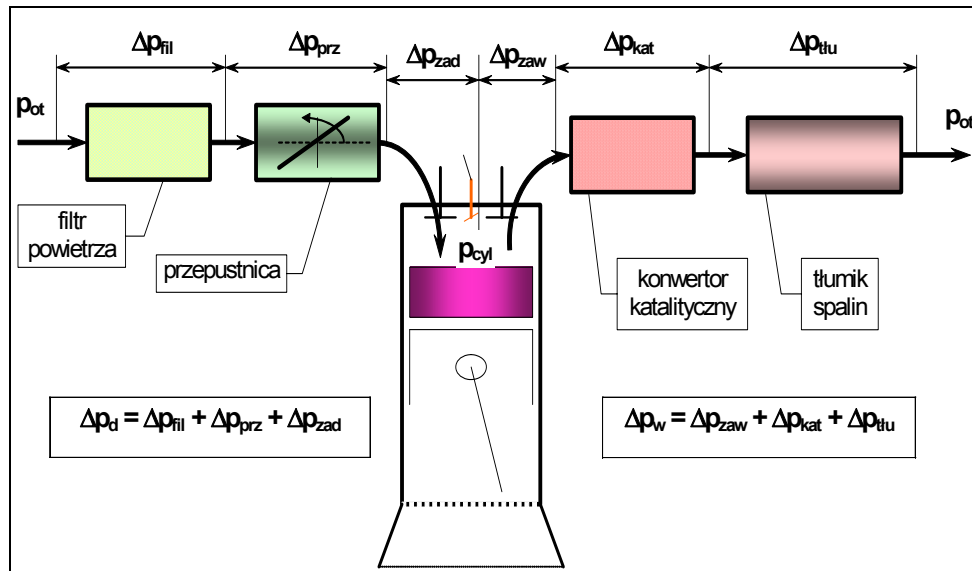
Na spadek ciśnienia  $\Delta p_d$  po stronie napełniania cylindrów składają się:

$$\Delta p_d = \Delta p_{fil} + \Delta p_{prz} + \Delta p_{zad} \quad (9)$$

gdzie:  $\Delta p_{fil}$  - spadek ciśnienia na filtrze powietrza,

$\Delta p_{prz}$  - spadek ciśnienia na przepustnicy,

$\Delta p_{zad}$  - spadek ciśnienia w obrębie kolektora i zaworów dopływowych.



Rys. 6. Zasadnicze elementy układu wymiany ładunku silnika spalinowego (ZI)

Fig. 6. Main resistance elements of IC engine charge exchange system (SI)

Konwertyory katalityczne, instalowane w układach wylotowych spalin silnika, usytuowane są (rys. 6) szeregowo pomiędzy silnikiem a tłumikiem hałasu, stanowią więc dodatkowy opór przepływu na drodze spalin z silnika oraz bezpośrednio oddziałują na pracę wymiany ładunku silnika spalinowego, gdyż na spadek ciśnienia  $\Delta p_w$  składają się:

$$\Delta p_w = \Delta p_{zaw} + \Delta p_{kat} + \Delta p_{tlu} \quad (10)$$

gdzie:  $\Delta p_{zaw}$  - spadek ciśnienia w obrębie zaworów wypływowych i kolektora,

$\Delta p_{kat}$  - spadek ciśnienia w obrębie konwertyora katalitycznego spalin,

$\Delta p_{tlu}$  - spadek ciśnienia w obrębie tłumika wylotowego spalin.

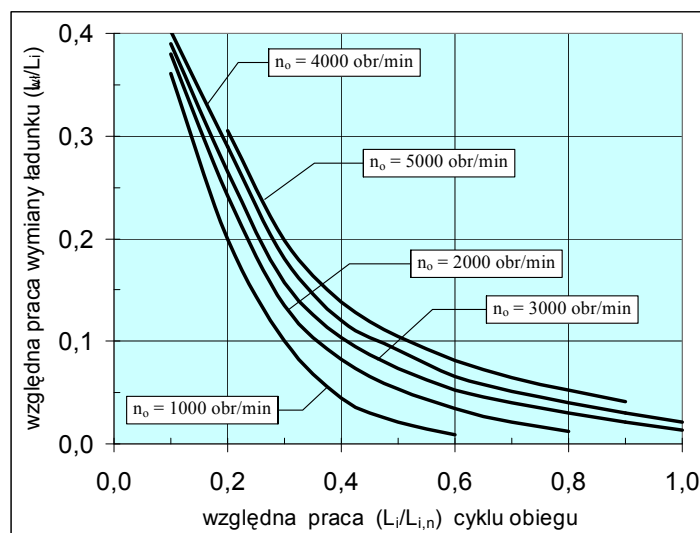
Ostatecznie jednak, aby efektywnie osiągnąć zmniejszenie pracy wymiany ładunku  $L_w$ , należy zadbać o ograniczenie oporów przepływu po stronie napełniania ( $\Delta p_d$ ) świeżym ładunkiem, jak również po stronie wypływu ( $\Delta p_w$ ) spalin silnikowych, których suma:

$$\Delta p_{d-w} = \Delta p_d + \Delta p_w \quad (11)$$

Zagadnienie rozwiązano najpierw na drodze rozważań teoretycznych (modele uproszczone). Następnie opracowano ujęcie (w oparciu o dane, odnoszące się do układów rzeczywistych) pokazane na rys. 7, z którego można odczytać wartości względnej pracy wymiany ładunku ( $L_w/L_i$ ) w zależności od względnego obciążenia silnika ( $L_i/L_{i,n}$ ), przy prędkości obrotowej  $\dot{n}_o$  wału korbowego silnika spalinowego, co potwierdzono w [7].

Zgodnie z oczekiwaniami z obliczeń wynika, że wraz ze zmniejszaniem obciążenia silnika względna praca wymiany ładunku ( $L_w/L_i$ ) znacząco wzrasta, aż do około 40 % przy najniższych obciążeniach, wzrost prędkości obrotowej  $\dot{n}_o$  silnika powoduje wzrost pracy wymiany ładunku.

Uzyskano w ten sposób potwierdzenie postawionej tezy, że jednym z istotnych sposobów poprawy efektywności pracy silników, przy ich częściowych obciążeniach, jest potrzeba zmniejszenia realizowanej pracy wymiany ładunku, co jest możliwe do osiągnięcia poprzez niezależne sterowanie ruchem zaworów dolotowych oraz wylotowych.



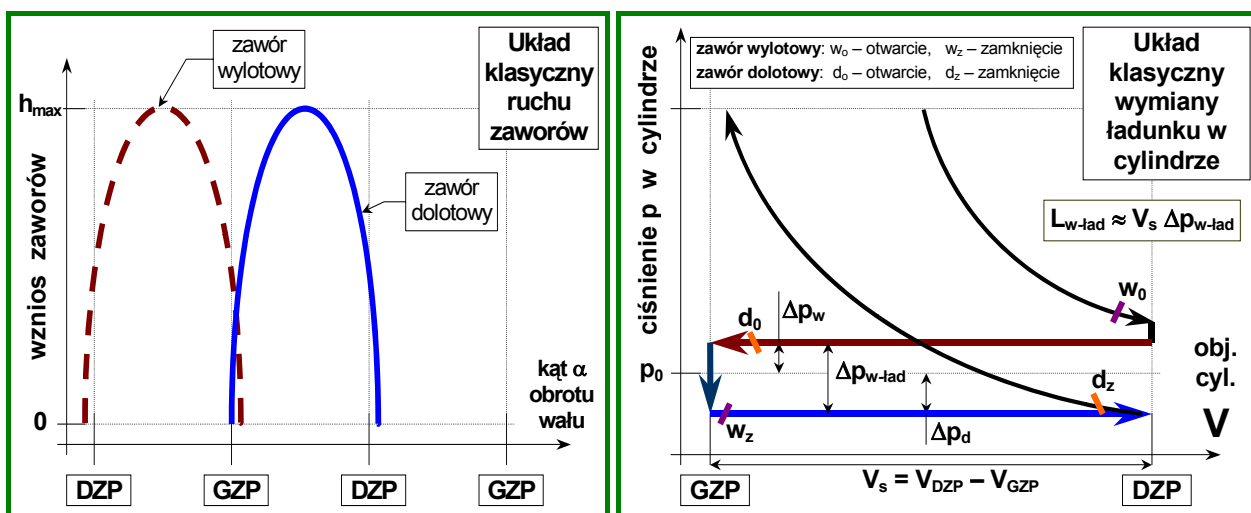
Rys. 7. Wpływ obciążenia silnika na względną pracę wymiany ładunku cyklu  
 Fig. 7. Influence of combustion engine load on the charge exchange relative work

Konsekwencją niezależnego sterowania ruchem zaworów jest możliwość likwidacja przepustnicy w układzie zasilania. W przypadku regulacji jakościowej (ZS) przy obciążeniach częściowych dławienie na dopływie nie występuje, lecz przez silnik przetłaczana jest znacznie nadmiarowa ilość powietrza, która przyczynia się do znacznego wzrostu względnej pracy wymiany ładunku.

## 2.2. Wybrane możliwości wykorzystania sterowania zaworami (obiegi modelowe)

W klasycznym rozwiązaniu systemu sterowania ruchem zaworów (rys. 2) zawór dolotowy zostaje otwarty jeszcze przed osiągnięciem przez tłok (GZP), a zamknięty już po minięciu (DZP), co zilustrowano za pomocą schematu pokazanego na rys. 8.

Stosując klasyczny system sterowania zaworami realizuje się tzw. klasyczny proces wymiany ładunku; w efekcie zauważalne jest współotwarcie obu zaworów (rys. 8).



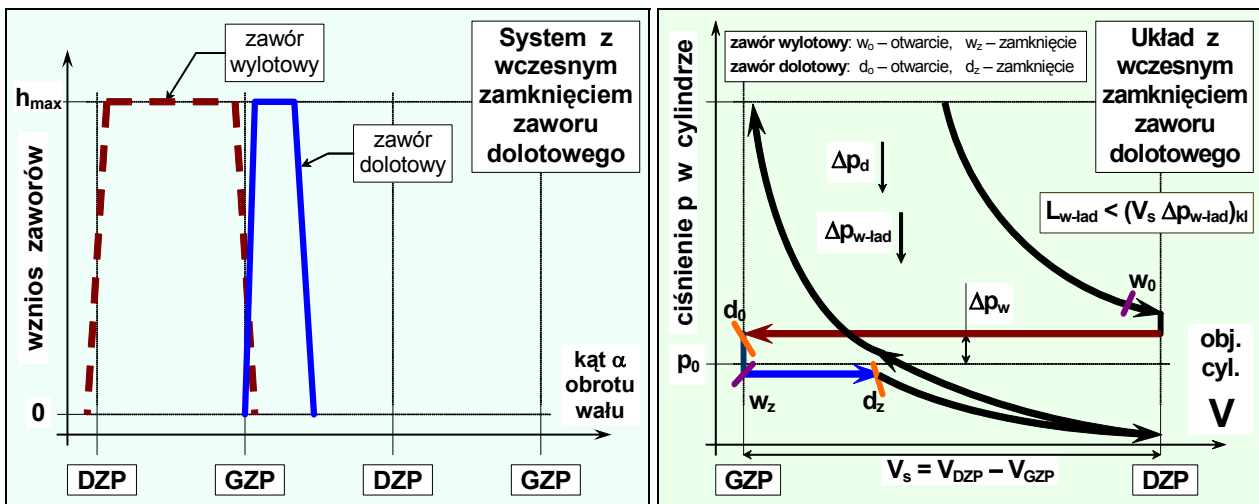
Rys. 8. Klasyczny ruch zaworów oraz wymiana ładunku silnika spalinowego  
 Fig. 8. Classical motion of engine valves and shape of engine charge exchange

Sytuacja taka niewiele się zmienia wraz z obciążeniem silnika; za napełnienie cylindra odpowiedzialne jest głównie ustawienie przepustnicy (rys. 6), która jest jednocześnie źródłem strat. Cechą charakterystyczną klasycznego rozwiązania systemu sterowania ruchem zaworów jest

to, że pole pętli wymiany ładunku (rys. 8) jest znacznych rozmiarów (szczególnie przy niższych obciążeniach silnika, obserwuje się wzrost  $\Delta p_d$ ), a tym samym wraz ze zmniejszaniem obciążenia silnika względna praca wymiany ładunku ( $L_{wl}/L_i$ ) musi znacząco wzrastać. Skutkuje to w efekcie spadkiem sprawności energetycznej silnika. Dla obniżenia wartości względnej pracy wymiany ładunku ( $L_{wl}/L_i$ ) zaproponować można kilka rozwiązań wariantowych w odniesieniu do zagadnienia sterowania zaworami dolotowymi, w tym:

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

Ilustracją zagadnienia są poniższe schematy, pokazane na rys. 9, a dotyczące układu z wcześniejszym zamknięciem zaworu dolotowego.



Rys. 9. Sterowanie układu – system z wcześniejszym zamknięciem zaworu dolotowego

Fig. 9. Valve control – system with early closing of inlet valve

Istotne uwarunkowania wynikają także z potrzeby optymalnego doboru tzw. **stopnia wewnętrznej recyrkulacji spalin**. Na tej podstawie można zaproponować także kilka rozwiązań wariantowych, dotyczących zagadnienia sterowania zaworami wylotowymi, w tym:

- układ z wcześniejszym zamknięciem zaworu wylotowego,
- układ z opóźnionym zamknięciem zaworu wylotowego.

Bardzo interesujące będzie powiązanie, możliwych do utworzenia rozwiązań wariantowych, w odniesieniu do sterowania zaworami dolotowymi (a., b., c.), z rozwiązaniami wariantowymi dotyczącymi zagadnienia sterowania zaworami wylotowymi ( $\alpha.$ ,  $\beta.$ ). Wszystkie te warianty będą przedmiotem szczegółowej analizy, w ramach dalszych badań.

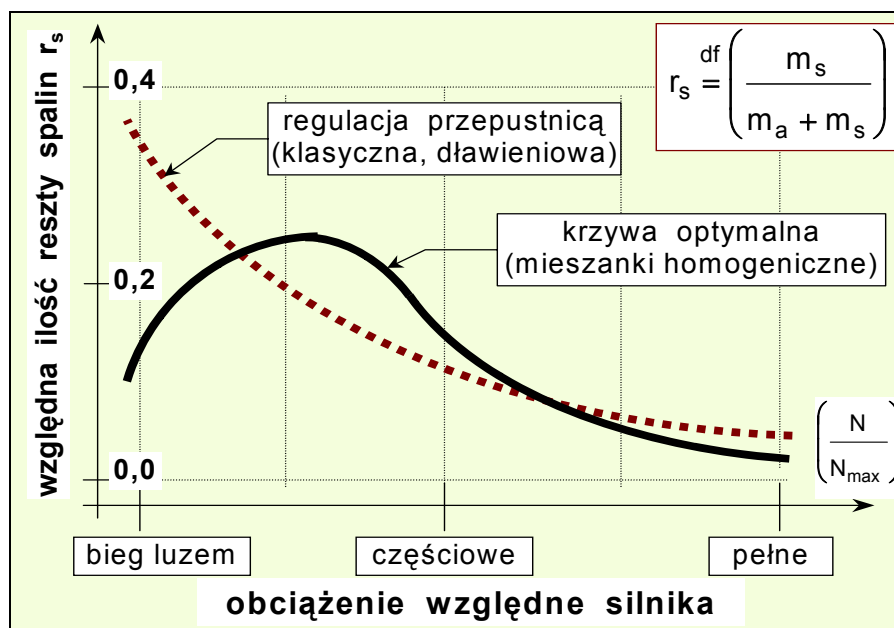
Zagadnienie programowania ilości reszty spalin pozostających w cylindrze z cyklu poprzedniego (tzw. **recyrkulacja wewnętrzna spalin**) zostało zilustrowane na rys. 10. Istotny wpływ wywiera tutaj wartość aktualnego obciążenia silnika oraz zastosowany system regulacji obciążenia, charakteryzowany w punkcie 1.2. tego opisu.

W przypadku **klasycznej regulacji dławieniowej** można zaobserwować (rys. 10), że wraz ze zmniejszającym się obciążeniem silnika (a tym samym zwiększonym dławieniem na ssaniu) ciśnienie w cylindrze obniża się jeszcze w czasie współtwarcia zaworów, co powoduje, że spaliny zostają częściowo zawracane spoza jeszcze otwartego zaworu wylotowego do wnętrza cylindra, co skutkuje systematycznym wzrostem względnej ilości reszty spalin  $r_s$ . Jest to niekorzystne dla prawidłowej pracy silnika, gdyż dochodzi do zbyt częstego wypadania zapłonów.

Optymalizacja w tym zakresie powinna polegać na zrealizowaniu następujących opcji:

– w **zakresie biegu luzem**: wymagane są niższe wartości reszty spalin  $r_s$ , ze względu na potrzebę zagwarantowania pewności zapłonu oraz zapewnienie równomiernego (stabilnego) biegu silnika,





Rys. 10. Wpływ obciążenia silnika na ilość reszty spalin w cylindrze.  
 Fig. 10. Influence of engine load on the mass of residual gases in a cylinder

– w zakresie obciążeń częściowych: za sprawą stopniowo zmniejszanej dławienia na ssaniu następuje zwiększanie stopnia napełnienia cylindra, a tym samym spaliny reszkowe w cylindrze są lepiej tolerowane. Dzięki temu zniwelowaniu (obniżeniu) ulegają piki temperaturowe w czasie spalania, co pociąga za sobą ograniczenie emisji tlenków azotu  $\text{NO}_x$ , a ponadto zmniejszeniu ulega strumień ciepła (straty ciepła) do ścianek cylindra; natomiast dalsze korzyści związane są ze zmniejszeniem pracy wymiany ładunku (wzrost sprawności) oraz wzrostem stopnia napełnienia,

– w zakresie pełnych obciążeń: wymagane są możliwie niskie wartości względnej ilości  $r_s$  reszty spalin pozostałych w cylindrze, co wynika z wysokiego zapotrzebowania tlenu do spalania większej ilości dostarczanego paliwa.

Algorytmu służący do sterowania ruchem zaworów dolotowych jak również wylotowych, za pomocą rozwiązania pokazanego na rys. 3, należy tak dopracować, aby możliwie efektywnie przyczyniał się do ograniczenia dławienia świeżego ładunku na dopływie do silnika, a także optymalnego sterowania ilością reszty spalin (rys. 10), co ma szczególne znaczenie w obszarach pracy silnika spalinowego znacznie oddalonych od stanów nominalnych.

Generalnie więc, opracowane warianty proponowanych algorytmów sterowania zaworami, będą przedmiotem szczegółowych badań, prowadzonych w ramach dalszych etapów prac.

Jedną z wielu możliwości zmniejszenia pracy wymiany ładunku jest wykorzystanie **obiegu Millera** (Atkinsona), który pierwotnie został zaproponowany do regulacji osiąganych parametrów, podczas eksploatacji doładowanych silników spalinowych (lotniczych).

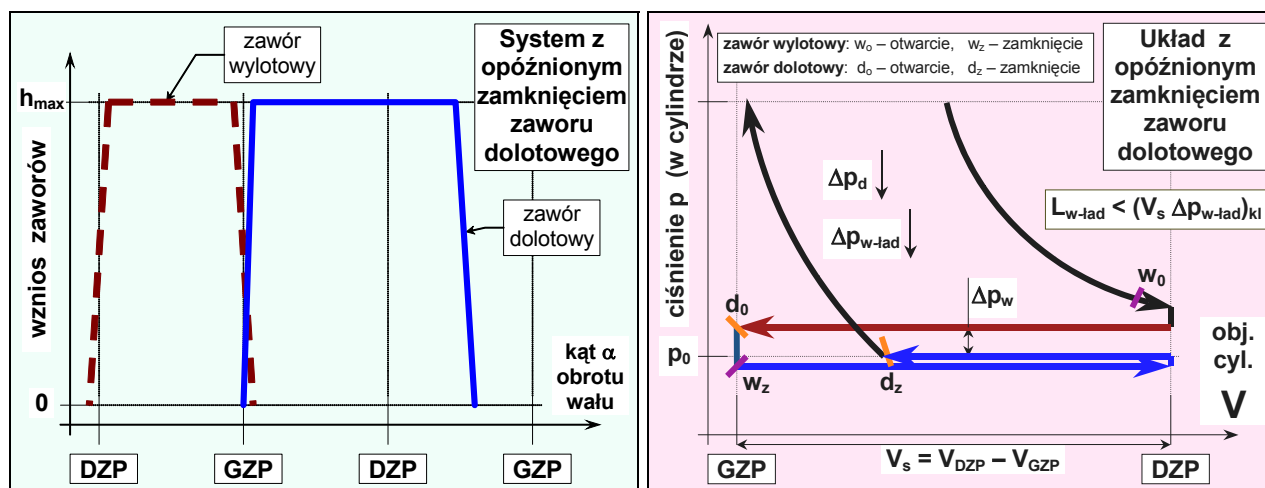
Efekt charakteryzujący się mniejszym stosunkiem kompresji izentropowej, w stosunku do stosunku ekspansji produktów spalania (typowy zabieg w obiegu Atkinsona), uzyskać można stosując system z opóźnionym zamknięciem zaworu dolotowego, co zilustrowano na rys. 11.

Realizacja koncepcji pokazanej na rys. 11 wymaga zastosowania niezależnego sterowania ruchem zaworów (rys. 3). Rozwiązanie to, chociaż na obecnym etapie obejmuje tylko sterowanie zaworem dolotowym [7], zostało już wdrożone do eksploatacji przez motoryzacyjny koncern japoński (Toyota, model Prius).

Algorytmu sterowania ruchem zaworów dolotowych jak również wylotowych za pomocą rozwiązania pokazanego na rys. 2, należy tak dopracować pod względem sterowalności, aby możliwie efektywnie przyczyniał się do ograniczenia dławienia świeżego ładunku na dopływie do

silnika, a także optymalnego sterowania ilością reszty spalin (rys. 10), co ma szczególne znaczenie w obszarach pracy silnika spalinowego znacznie oddalonych od stanów nominalnych.

Słusznie więc, że jako rozwiązanie najbardziej efektywne proponuje się **niezależne sterowanie ruchem zaworów dolotowych** (dopasowanie masy świeżego ładunku doprowadzonego do cylindra), jak również **ruchem zaworów wylotowych** (chodzi o zatrzymanie reszty spalin w cylindrze, czyli realizację recyrkulacji wewnętrznej spalin).



Rys. 11. Realizacja obiegu Millera (Atkinsona) - sterowanie zaworem dolotowym  
Fig. 11. Performance of the Miller (Atkinson) cycle using inlet valve steerage

Dla kompletu opracowanych wariantów sterowania zaworami, muszą zostać dobrane odpowiednie algorytmy sterowania ruchem zaworów. W tym aspekcie całość badań powinna się koncentrować na następujących zagadnieniach:

1. Analiza procesów konwersji energii w układzie tłokowego silnika spalinowego; wpływ obciążenia silnika na jakość procesów energetycznych.
2. Określenie strat związanych z wymianą ładunku oraz czynniki wpływające na wielkość pracy wymiany ładunku w silnikach ZI, a także silników ZS.
3. Badania eksperymentalne nad pracą wymiany ładunku oraz jakością procesów konwersji energii silnika spalinowego.
4. Podstawowe kryteria, znaczenie sposobu regulacji silnika spalinowego oraz analiza możliwości ograniczenia strat w procesie wymiany ładunku.
5. Dobór procedur oraz badanie możliwości w zakresie wykorzystania algorytmów niezależnego sterowania zaworami silnika spalinowego, które obejmują:
  - procedury niezależnego sterowania zaworami dolotowymi
  - procedury niezależnego sterowania zaworami wylotowymi
6. Sterowanie resztą spalin oraz łączne ujęcie procedur niezależnego sterowania zaworami silnika.

Ustalenie kryteriów oraz opracowanie i dobór procedur niezależnego sterowania zaworami silnika spalinowego jest w tym przypadku sprawą zasadniczą i ważną, dlatego też będzie głównym przedmiotem prac w ramach dalszych badań. Ostatecznie, zarówno praca wymiany ładunku jak i praca tarcia w układzie przyczyniają się do pomnażania strat energii towarzyszących procesowi konwersji energii w układzie, czego należy unikać.

## 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*, 28<sup>th</sup> International Symposium on Combustion Engines, Edinburgh, Scotland 2000.
- [5] Postrzednik, S., *Termodynamiczny obieg eko-silnika spalinowego*, XVII Zjazd Termodynamików, Kraków-Zakopane 1999.
- [6] Szargut, J., Petela, R., *Egzergia*, WNT, Warszawa 1965.
- [7] Shell Lexikon, *Verbrennungsmotor*, Verlegerbeilage der ATZ MTZ, Verlag Vieweg, Wiesbaden 2000 – 2002.

