

## Theoretical modeling the Otto cycle with equilibrium composition in combustion products and EGR

*Abstract: The study analyzes the theoretical Otto cycle, with dissociation during expansion process and exhaust gas recirculation. Balance equations for process components and thermodynamic relations for perfect gases was provided. It was assumed that the composition of expansion gases in the process will be in equilibrium state but variable depending on the composition of the fuel, the equivalence ratio and transient temperature and pressure. The results of sample calculations for propane as fuel was presented.*

Keywords: *internal combustion engine, Otto cycle, equilibrium*

### Modelowanie teoretycznego cyklu Otto z uwzględnieniem równowagowego składu spalin i recyrkulacji

*Streszczenie: W pracy poddano analizie teoretyczny obieg Otto, w którym uwzględniono dysocjację i recyrkulację spalin. Zestawiono równania bilansowe dla przemian składowych oraz podano zależności termodynamiczne dla gazów traktowanych jak półdoskonałe. Założono, że spaliny w przemianie ekspansji będą miały zmienny skład równowagowy zależny od rodzaju paliwa, współczynnika stechiometrycznego oraz od zmieniających się w tej przemianie temperatury i ciśnienia. Przedstawiono wyniki przykładowych obliczeń dla propanu jako paliwa.*

Słowa kluczowe: *silnik spalinowy, obieg Otto, równowaga chemiczna spalin*

### 1. Wprowadzenie

Po spalaniu paliw zawierających w swoim składzie chemicznym węgiel, wodór i tlen w powietrzu wilgotnym skład powstałych spalin będzie zależny głównie od składu paliwa, zastosowanego współczynnika nadmiaru powietrza oraz ciśnienia i temperatury. Zastosowanie częściowej recyrkulacji spalin będzie miało pośredni wpływ na skład spalin. Spaliny poddane recyrkulacji mają niższą temperaturę i wpływają na obniżenie temperatury spalania. Jest to jeden ze sposobów na ograniczenie emisji tlenków azotu. W wysokich temperaturach szybkości reakcji chemicznych pomiędzy składnikami są na tyle wysokie, że często pomija się kinetykę tych reakcji (często bardzo złożonych i dogłębnie nie poznanych) i przyjmuje się założenie o równowagowym ich przebiegu. W przypadku, gdy równowaga jest osiągnięta w warunkach izotermiczno-izobarycznych to cechuje ją minimum funkcji termodynamicznej  $G - \text{entalpii swobodnej}$  dla spalin. Wynika to z rozważań termodynamicznych opartych o II zasadę termodynamiki odniesionych do mieszaniny reagujących składników [1, 3]. Produkty spalania są gazami i w danej temperaturze i pod danym ciśnieniem muszą zostać spełnione równania na stałe równowagi dla reakcji jakie w tym układzie mogą zachodzić. Stałe równowagi reakcji są funkcjami temperatury. Dla reakcji tworzenia z pierwiastków chemicznych jednego kilomola danego składnika obecnego w spalinach w tablicach JANAF [2] zostały opublikowane wartości liczbowe logarytmu dziesiętnego stałej równowagi  $\log K_p$

wyrażonej jako stosunek ciśnienia cząstkowego gazowego produktu takiej reakcji podniesionego do potęgi równej współczynnikowi stechiometrycznemu tego produktu w zapisie przebiegu tej reakcji, do ciśnień cząstkowych substratów reakcji również podniesionych do potęg równych współczynnikom stechiometrycznym przy substratach w zapisie reakcji. Dla reakcji przebiegających ze zmianą liczby moli (tzw. nieekwimolarnych) na skład równowagowy wpływ będzie miało także ciśnienie.

Wyznaczanie składu równowagowego spalin jest przedmiotem wielu prac [1], [3],[4], [5]. W pracy [6] analizowano równowagę chemiczną produktów spalania paliwa o wzorze chemicznym  $C_\alpha H_\beta O_\gamma N_\delta$  w powietrzu zawilżonym parą wodną przy założeniu, że występuje także recyrkulacja spalin. Szczegółowo została przedstawiona metoda obliczeń równowagowego składu spalin w których uwzględniono 10 składników:  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO$ ,  $H_2$ ,  $H$ ,  $O$ ,  $OH$ ,  $NO$ . W zależności od współczynnika stechiometrii  $\Phi$  (który jest równy odwrotności współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$ ) przyjmuje się różny zestaw tzw. składników kluczowych, czyli takich, których stężenie w spalinach będzie największe. Dla spalania z nadmiarem powietrza ( $\Phi < 1$ ) składnikami przyjętymi za kluczowe są:  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$ ,  $O_2$ , natomiast dla spalania z niedomiarem powietrza przyjęto  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$ ,  $CO$ . Dla przeprowadzania różnego rodzaju obliczeń modelowych wygodnie jest napisanie własnego podprogramu komputerowego (np. modułu) umożliwiającego obliczanie składu równowagowego spalin.

## 2. Dane termochemiczne do obliczeń

Znajomość składu spalin jest niezbędna przy obliczeniu funkcji kalorycznych: energii wewnętrznej, entalpii, entropii. Zmiana parametrów termicznych temperatury i ciśnienia podczas przemian wywołuje także zmianę składu gazów spalinowych, co należy uwzględnić przy bilansowaniu masowym i energetycznym procesów spalania.

Przy komputerowych obliczeniach funkcji kalorycznych dla spalin (np. ciepła kilokalorowego  $M_{cp}$ , entalpii kilokalorowej  $Mh$ ) korzysta się z wielomianowych aproksymacji danych [1], [3], [5]. Tablice termochemiczne JANAF [2] są uznane za bardzo wiarygodne źródło danych. Podane w nich wartości liczbowe funkcji kalorycznych umożliwiają dokonanie aproksymacji wielomianem

w funkcji temperatury. Zwykle, dla zwiększenia dokładności obliczeń stosuje się aproksymację wielomianem 4 stopnia dla ciepła kilokalorowego ( $M_{cp}$ ) i wielomianem 5 stopnia dla entalpii kilokalorowej ( $Mh$ ) w dwóch podzakresach temperatury: 300K ÷ 1000K i 1000K ÷ 5000K.

Wartości liczbowe współczynników rozwinięć wielomianowych  $a_1, a_2, \dots, a_6$  zostały wyznaczone na podstawie danych literaturowych [2] przy wykorzystaniu programu MATHCAD. Obliczone wartości współczynników zostały zamieszczone w tabeli 1.

Obliczona entalpia kilokalorowa ( $Mh$ ) jest sumą ciepła tworzenia składnika w temperaturze odniesienia  $T_n=298,15$  K i nadwyżki entalpii fizycznej ponad stan odniesienia. Jest więc zatem tzw. entalpią całkowitą.

Tablica 1. Współczynniki rozwinięć wielomianowych ciepła kilokalorowego ( $M_{cp}$ ) i entalpii całkowitej ( $Mh$ ) kilokalorowej dla składników spalin

Table 1. Coefficients of the approximation functions for specific heat at constant pressure ( $M_{cp}$ ) and standard state enthalpy ( $Mh$ ) for species

Składnik	Zakres T	a1	a2	a3	a4	a5	a6
CO2	1000 - 5000	4,45362300E+00	3,14016800E-03	-1,27841050E-06	2,39399600E-10	-1,66907766E-14	-4,8964031649E+04
	300 -1000	2,27572400E+00	9,92207200E-03	-1,04091130E-05	6,86668600E-09	-2,11727956E-12	-4,8370220993E+04
H2O	1000 - 5000	2,67214500E+00	3,05629300E-03	-8,73026000E-07	1,20099640E-10	-6,39112900E-15	-2,9896941613E+04
	300 -1000	3,38684200E+00	3,47498200E-03	-6,35469600E-06	6,96858100E-09	-2,50658849E-12	-3,0205840648E+04
N2	1000 - 5000	2,92664000E+00	1,48797680E-03	-5,68476000E-07	1,00970380E-10	-6,75406550E-15	-9,2296876792E+02
	300 -1000	3,29867700E+00	1,40824040E-03	-3,96322200E-06	5,64151500E-09	-2,44485329E-12	-1,0210718780E+03
O2	1000 - 5000	3,69757800E+00	6,13519700E-04	-1,25884200E-07	1,77528100E-11	-1,13730755E-15	-1,2338285229E+03
	300 -1000	3,21293600E+00	1,12748640E-03	-5,75615000E-07	1,31387730E-09	-8,76855698E-13	-1,0051470506E+03
CO	1000 - 5000	3,02507800E+00	1,44268850E-03	-5,63082700E-07	1,01858130E-10	-6,91149050E-15	-1,4266701882E+04
	300 -1000	3,26245100E+00	1,51194090E-03	-3,88175500E-06	5,58194400E-09	-2,47495046E-12	-1,4308890656E+04
H2	1000 - 5000	2,99142300E+00	7,00064400E-04	-5,63382800E-08	-9,23157801E-12	1,57275135E-15	-8,2613824429E+02
	300 -1000	3,29812400E+00	8,24944100E-04	-8,14301500E-07	9,47541505E-11	2,23969543E-13	-1,0131004781E+03
H	1000 - 5000	2,50000000E+00	0,00000000E+00	0,00000000E+00	0,00000000E+00	0,00000000E+00	2,5474035858E+04
	300 -1000	2,50000000E+00	0,00000000E+00	0,00000000E+00	0,00000000E+00	0,00000000E+00	2,5474035858E+04
O	1000 - 5000	2,54205900E+00	-2,75506100E-05	-3,10280300E-09	4,55106700E-12	-4,36805100E-16	2,9227890256E+04
	300 -1000	2,94642800E+00	-1,63816650E-03	2,42103100E-06	-1,60284310E-09	3,89069600E-13	2,9144731860E+04
OH	1000 - 5000	2,88273000E+00	1,01397430E-03	-2,27687700E-07	2,17468300E-11	-5,12630500E-16	3,8870046299E+03
	300 -1000	3,63726600E+00	1,85091000E-04	-1,67616460E-06	2,38720200E-09	-8,43144200E-13	3,6068984347E+03
NO	1000 - 5000	3,24543500E+00	1,26913830E-03	-5,01589000E-07	9,16928300E-11	-6,27575887E-15	9,8000694105E+03
	300 -1000	3,37654100E+00	1,25306340E-03	-3,30275000E-06	5,21781000E-09	-2,44626304E-12	9,8171893575E+03

$$\frac{(M_{cp})}{(MR)} = a_1 + a_2 * T + a_3 * T^2 + a_4 * T^3 + a_5 * T^4$$

$$\frac{(Mh)}{(MR)} = a_1 * T + \frac{a_2}{2} * T^2 + \frac{a_3}{3} * T^3 + \frac{a_4}{4} * T^4 + \frac{a_5}{5} * T^5 + a_6$$

$$(MR) = 8.3144126 \text{ kJ/kmol}\cdot\text{K} ; \quad [T] = \text{K} ; \quad [M_{cp}] = \text{kJ/kmol}\cdot\text{K} ; \quad [Mh] = \text{kJ/kmol}$$

Przy wykonywaniu obliczeń bilansowych wykorzystuje się również energię wewnętrzną. Obliczenie kilomołowej energii wewnętrznej całkowitej (łącznie z energią chemiczną) składnika mieszaniny gazowej jest możliwe z zależności Gibbsa, którą dla gazu półdoskonałego można przedstawić:

$$(Mu)_i = (Mh)_i - (MR)T$$

Obliczenia wielkości termodynamicznych dla mieszaniny składników gazowych (półdoskonałych) o znanym składzie molowym  $y_i$  i znanych parametrach termicznych  $p, T$  umożliwiają poniższe zależności:

$$(Mh) = \sum_{i=1}^N y_i (Mh)_i$$

$$(Mu) = \sum_{i=1}^N y_i (Mu)_i = (Mh) - (MR)T$$

$$(Mc_p) = \sum_{i=1}^N y_i (Mc_p)_i$$

$$(Mc_v) = (Mc_p) - (MR)$$

zastępcza masa molowa  $M$ :

$$M = \sum_{i=1}^N y_i M_i$$

zastępcza stała gazowa  $R$ :

$$R = (MR) / M$$

równanie stanu gazu:

$$pV = m R T = n (MR) T$$

### 3. Obliczenia dla obiegu z recyrkulacją spalin

W celu przeanalizowania wpływu recyrkulacji spalin przy równoczesnym uwzględnieniu dysocjacji spalin na przebiegi ciśnienia i temperatury czynnika roboczego w silniku tłokowym (ZI) zostały przeprowadzone obliczenia symulacyjne dla pojedynczego cyklu. Recyrkulacja spalin polega na mieszanii części spalin ze świeżą mieszanką paliwa z powietrzem. Można mówić o recyrkulacji wewnętrznej, która odnosi się do spalin pozostających w przestrzeni roboczej silnika lub o recyrkulacji zewnętrznej, kiedy część strumienia spalin z przewodu wylotowego silnika jest doprowadzana do kolektora dolotowego i tam miesza się z mieszanką paliwowo-powietrzną. Recyrkulacja w silnikach wolnossących powoduje zmniejszenie udziału paliwa w mieszaninie gazowej napływającej do cylindra, natomiast współczynnik stechiometrii  $\Phi$  jest zachowany. Stopień recyrkulacji spalin będzie miał pośredni wpływ na skład spalin. Podczas przemiany ekspansji spalin w silniku, przy zachodzących reakcjach chemicznych (z założenia równowagowych) zachowane będą proporcje pomiędzy atomami pierwiastków. Te proporcje będą także zachowane w spalinach poddanych recyrkulacji i wynikają z proporcji pierwiastków chemicznych w

mieszaninie paliwa i powietrza. Recyrkulacja będzie wpływać na skład mieszaniny gazowej podlegającej w silniku kompresji oraz na początkową i końcową temperaturę tej mieszanki podczas kompresji.

W celu przebadania tych wpływów opracowano program komputerowy umożliwiający obliczenie przebiegu ciśnienia i temperatury dla przemian obiegu. Początkową temperaturę mieszanki wyznaczono z bilansu dla izobarycznego mieszania przyjętej do obliczeń ilości spalin (o zadanej temperaturze) z mieszanką paliwa z powietrzem (także o znanej temperaturze). Proporcje strumienia spalin do strumienia powietrza określa tzw. stopień recyrkulacji spalin  $X_{EGR}$  będący stosunkiem liczby kmol spalin EGR odniesionych do 1 kilomola powietrza suchego.

Przyjęto następujące założenia upraszczające.

- Obliczenia symulacyjne dotyczą teoretycznego obiegu Otto składającego się z następujących przemian:
  - 1 – 2 adiabatycznego sprężania mieszanki paliwowo-powietrznej wraz ze spalinami z recyrkulacji,
  - 2 – 3 izochorycznego przyrostu temperatury będącego następstwem spalania paliwa,
  - 3 – 4 adiabatycznego rozprężania spalin,
  - 4 – 1 izochorycznej wymiany ładunku w cylindrze, tj. wprowadzenia w miejsce rozprężonych spalin świeżej mieszanki paliwowo-powietrznej.
- Paliwem jest propan ( $C_3H_8$ ), który jako składnik mieszanki palnej w modelowaniu przemiany 1-2 adiabatycznego sprężania jest traktowany jak wieloatomowy gaz doskonały.
- Zakłada się, że składniki gazowe są półdoskonałe oraz, że spaliny podczas rozprężania są w równowadze chemicznej określonej dla warunków (temperatury i ciśnienia), jakie panują w danym punkcie przemiany ich rozprężania.
- Temperatura mieszanki paliwowo-powietrznej jest równa  $T_f=300K$ , ciśnienie wynosi  $p_f=1$  bar. Przy występowaniu recyrkulacji spalin zadany jest molowy stopień recyrkulacji  $X_{EGR}$ . W przykładowych obliczeniach symulacyjnych przyjęto wartości  $X_{EGR} = 0, 0,2$  i  $0,4$ . Dla temperatury spalin recyrkulacyjnych przyjęto w obliczeniach dwie wartości:  $400K$  oraz  $600K$ .
- Proporcje paliwa do powietrza określa współczynnik stechiometryczny  $\Phi$ . Przyjęte w przykładowych obliczeniach wartości liczbowe tego współczynnika odnoszą się do mieszanki stechiometrycznej ( $\Phi=1$ ).
- Spalanie paliwa zachodzi w suchym powietrzu.
- Spalanie mieszanki paliwowo-powietrznej jest izochoryczne (przebiega w GMP nieskończenie szybko).
- Przemiany kompresji kompresji (1-2) i ekspansji (3-4) są adiabatyczne (pomija się wymianę cie-

pła pomiędzy ładunkiem gazowym i powierzchniami przestrzeni roboczej).

Do bilansowania przemian składowych obiegu przyjmuje się osłonę kontrolną, której położenie wyznaczają powierzchnie cylindra, denka tłoka i powierzchnia komory spalania. Dla przemiany kompresji 1-2 czynnikiem jest mieszanina paliwa gazowego z powietrzem o znanym współczynniku stechiometrii  $\Phi$  i spalin recyrkulacyjnych o znanym  $X_{EGR}$ . Temperaturę tej mieszaniny o ciśnieniu 1 bar wyznacza się z bilansu energii (entalpii). Podczas sprężania skład tej mieszaniny będzie niezmienny. Dla dwóch bliskich stanów termicznych czynnika (a) i (b) na linii przemiany kompresji ładunku można zapisać równanie bilansu energii:

$$E_{d\ a-b} = U_b - U_a + Q_{a-b}$$

Energia doprowadzona  $E_{d\ a-b}$  jest elementarną pracą sprężania  $L_{a-b}$ , natomiast ciepło przemiany  $Q_{a-b} = 0$  co wynika z założenia adiabatyczności przemiany sprężania. Do obliczenia elementarnej pracy sprężania można wykorzystać zależność dokładną:

$$L_{a-b} = \frac{p_a V_a}{\kappa - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_b}{p_a} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]$$

lub przybliżoną, która jest słuszna jeżeli przemianę elementarną w układzie współrzędnych  $p - V$  aproksymuje odcinek prostej:

$$L_{a-b} = (p_b + p_a)(V_b - V_a) / 2$$

Parametry czynnika dla stanu „a” są znane (dla początku przemiany są równe parametrom czynnika w punkcie 1) a dla kolejnych kroków całkowania są równe parametrom wynikowym „b” z poprzedniego kroku obliczeniowego.

Nieznane parametry końcowe  $T_b$  i  $p_b$  przemiany elementarnej muszą spełniać układ równań:

$$U_b(T_b) = U_a + L_{a-b} \quad (\text{bilans energii})$$

$$\frac{p_b V_b}{T_b} = \frac{p_a V_a}{T_a} \quad (\text{równanie stanu})$$

Przy założeniu odwracalności przemiany adiabatycznego sprężania końcową temperaturę dla pojedynczego kroku całkowania  $\Delta V = V_a - V_b$  można również obliczyć z równania izentropy

$$T_b = T_a \left( \frac{p_b}{p_a} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}$$

w którym wykładnik izentropy  $\kappa$  będzie funkcją temperatury i należy go obliczać dla znanej temperatury  $T_a$  (zmienną podczas sprężania adiabatycznego). Z przeprowadzonych obliczeń wynika duża zgodność w obliczeniach przebiegu ciśnienia i temperatury dla obu tych sposobów. Pierwszy sposób (bilansowy) jest ogólniejszy, bo umożliwia uwzględnienie wymiany ciepła pomiędzy ścianką przestrzeni roboczej i ładunkiem w cylindrze.

Przemiana 2 – 3 jest izochoryczną przemianą, podczas której zachodzi reakcja spalania paliwa. W produktach spalania są składniki gazowe o nieznanach stężeniach  $y_{i3}$  odpowiadających równowadze chemicznej dla parametrów termicznych: temperatury  $T_3$  i ciśnienia  $p_3$ . Skład tych spalin nie będzie zależał od wielkości stopnia recyrkulacji spalin. Parametry termiczne dla stanu „3” spełniają równania bilansu energii i substancji:

$$U_3(T_3, y_{i3}, p_3) = U_2(T_2)$$

$$m_3 = m_2 \Rightarrow \frac{p_3}{R_3(T_3, y_{i3}) T_3} = \frac{p_2}{R_2 T_2}$$

Parametry termiczne w punkcie „3” obiegu (początek procesu rozprężania) wyznaczono przy pomocy programu komputerowego Gaseq [7], gdzie przyjęto jako dane wejściowe do obliczeń: skład, temperaturę i ciśnienie mieszanki w stanie „2” i zakładając, że przemiana 2–3 jest adiabatyczna i izochoryczna a spaliny w stanie „3” (o 10 składnikach) mają skład równowagowy.

Przemiana rozprężania 3 – 4 jest z założenia przemianą adiabatyczną, przy czym zakłada się, że skład spalin będzie równowagowy, zależny od współczynnika stechiometrii  $\Phi$  oraz od aktualnych parametrów termicznych  $T$  i  $p$ . Skład ten będzie zmienny na skutek zmian temperatury i ciśnienia podczas rozprężania.

Dla elementarnej, dostatecznie małej zmiany objętości  $\Delta V = V_b - V_a$  obowiązuje równanie bilansu energii dla elementarnej przemiany a – b :

$$0 = U_b - U_a + L_{a-b}$$

gdzie:  $U_b(T_b, p_b, y_{ib})$  - jest całkowitą energią wewnętrzną spalin (fizyczną i chemiczną), natomiast

$$L_{a-b} = \frac{p_a V_a}{\kappa - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_b}{p_a} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] \approx (p_a + p_b)(V_b - V_a) / 2$$

jest elementarną pracą tej przemiany, oraz równanie wyrażające łącznie bilans masy i równanie stanu:

$$m_b = m_a \Rightarrow \frac{p_b V_b}{R(T_b, y_{ib}) T_b} = \frac{p_a V_a}{R(T_a, y_{ia}) T_a}$$

W przypadku, gdyby rozprężanie 3 – 4 przebiegało z wymianą ciepła do ścianek przestrzeni roboczej silnika to ciepło  $Q_{a-b}$  wymienione na każdym elementarnym kroku obliczeniowym należałoby wprowadzić do równania bilansu energii. Pracę przemiany elementarnej można wtedy obliczać z zależności przybliżonej. Takie rozszerzenie modelu nie będzie powodować zmian w metodyce dalszych obliczeń.

Powyższy układ równań bilansowych jest nieliniowy, o niewiadomych  $T_b$  oraz  $p_b$ . Układ ten dla każdego kroku obliczeniowego odpowiadającego przyrostowi objętości układu  $\Delta V$  był rozwiązywany iteracyjnie.

Opisany powyżej model cyklu przemian został wykorzystany do wykonania obliczeń symulacyjnych dla następujących danych:

- Objętości w punktach węzłowych obiegu wynoszą :  $V_1 = V_4 = 250 \text{ cm}^3$  ;  $V_2 = V_3 = 40 \text{ cm}^3$ ,
- $p_1 = 1 \text{ bar}$ ,
- temperatura  $T_1$  jest zależna od stopnia recyrkulacji spalin  $X_{EGR}$  i ich temperatury  $T_{EGR}$ ,
- spalany paliwem jest gazowy propan,
- zadany jest współczynnik stechiometrii  $\Phi = 1$ ,
- przemiany ekspansji i kompresji są adiabatyczne,
- gazowe składniki zachowują się jak gazy półdoskonałe,
- w przemianie ekspansji skład spalin jest równowagowy, wyznaczony dla aktualnych parametrów termicznych: temperatury i ciśnienia.

Poniżej w tabelach zostały zestawione wyniki obliczeń: parametry w punktach węzłowych obiegu, pracy przemiany kompresji  $L_{1-2}$ , przemiany ekspansji  $L_{3-4}$  oraz sprawności teoretycznej obiegu.

Tablica 2. Parametry w punktach węzłowych obiegu i sprawność obiegu dla  $T_{EGR} = 400\text{K}$

Table 2. Parameters in the cycle points and fuel conversion efficiency for  $T_{EGR} = 400\text{K}$

Punkt obiegu	1	2	3	4
$V [\text{cm}^3]$	250	40	40	250
$p [\text{bar}]$	1,00	12,69	59,17	6,57
$T [\text{K}]$	300	609,21	2838	2000,95
$X_{EGR}$	0			
$T_{EGR} [\text{K}]$	-			
$L [\text{J}]$	-66,91	366,36		
$n_{pal} * MW_d [\text{J}]$	826,20			
sprawność $\eta_t$	36,24%			

Punkt obiegu	1	2	3	4
$V [\text{cm}^3]$	250	40	40	250
$p [\text{bar}]$	1,00	12,52	51,68	5,54
$T [\text{K}]$	316,95	635,02	2620,1	1770,97
$X_{EGR}$	0,2			
$T_{EGR} [\text{K}]$	400			
$L [\text{J}]$	-66,45	315,17		
$n_{pal} * MW_d [\text{J}]$	656,08			
sprawność $\eta_t$	37,91%			

Punkt obiegu	1	2	3	4
$V [\text{cm}^3]$	250	40	40	250
$p [\text{bar}]$	1,00	12,40	46,42	4,84
$T [\text{K}]$	329,0	652,73	2437,8	1596,1
$X_{EGR}$	0,4			
$T_{EGR} [\text{K}]$	400			
$L [\text{J}]$	-66,07	279,27		
$n_{pal} * MW_d [\text{J}]$	544,39			
sprawność $\eta_t$	39,16%			

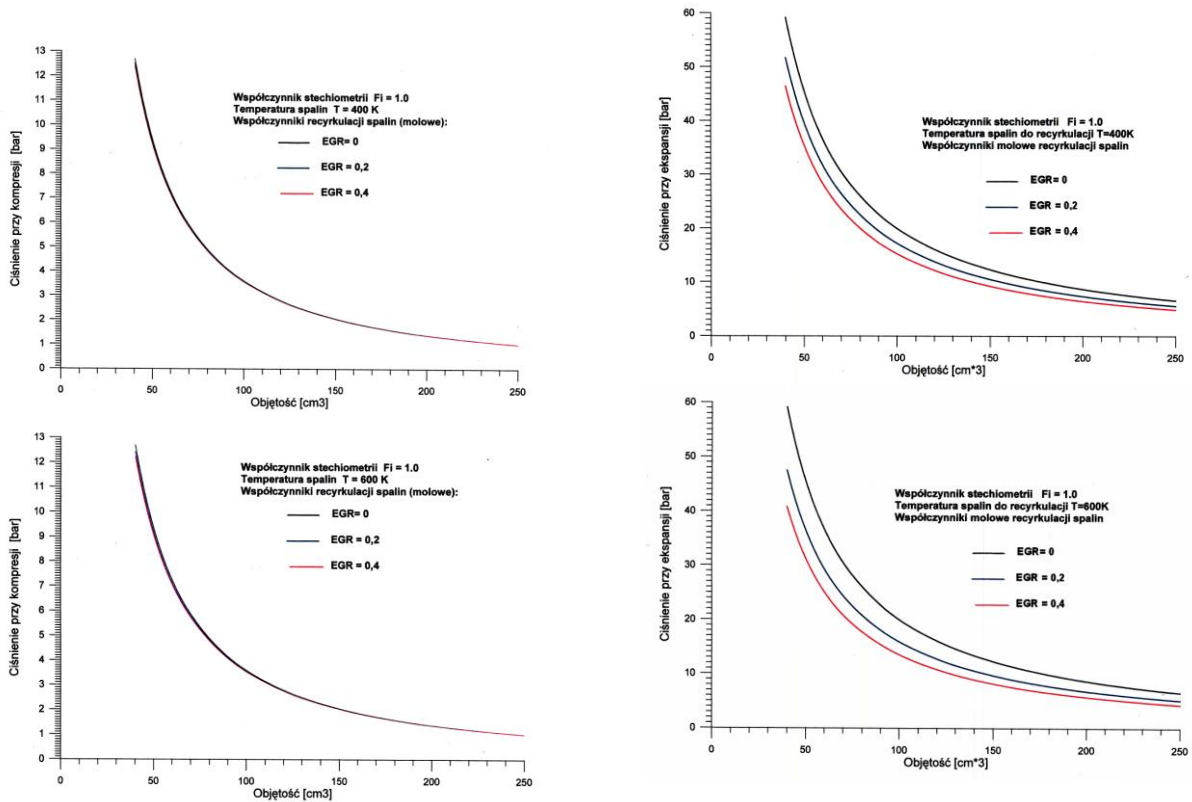
Tablica 3. Parametry w punktach węzłowych obiegu i sprawność obiegu dla  $T_{EGR} = 600\text{K}$

Table 3. Parameters in the cycle points and fuel conversion efficiency for  $T_{EGR} = 600\text{K}$

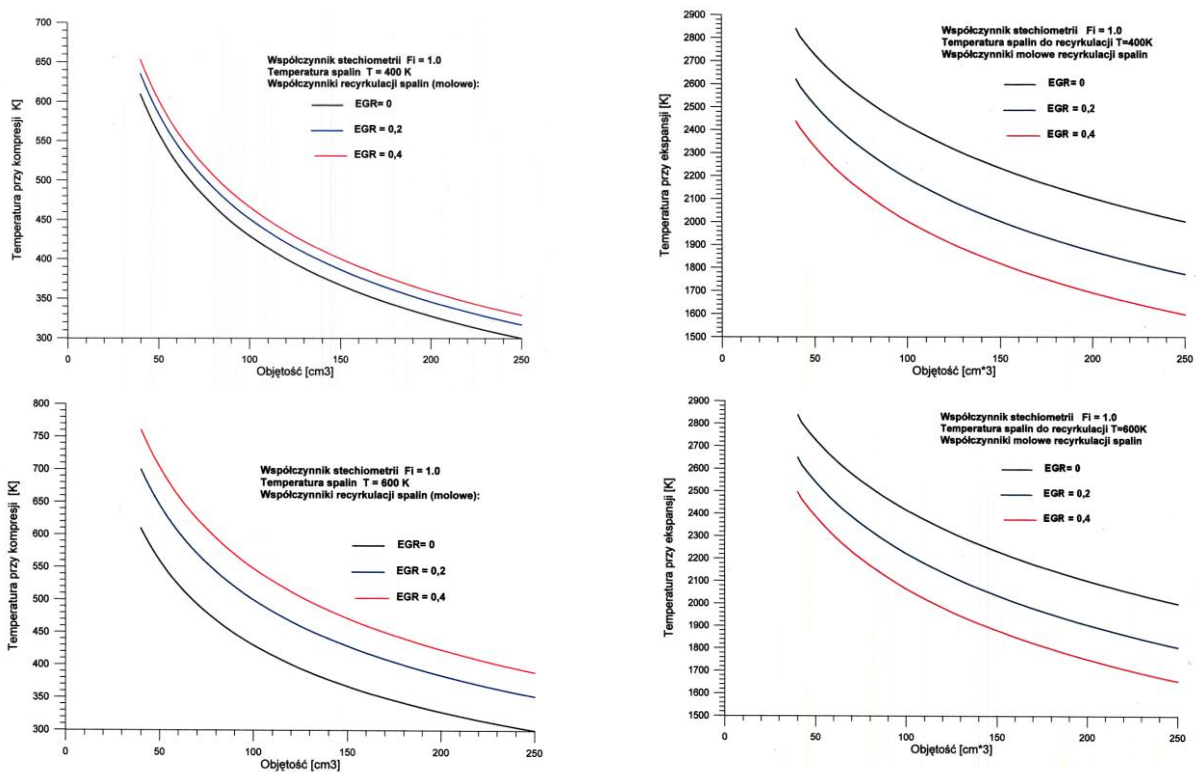
Punkt obiegu	1	2	3	4
$V [\text{cm}^3]$	250	40	40	250
$p [\text{bar}]$	1,00	12,42	47,52	5,13
$T [\text{K}]$	316,95	699,6	2649,1	1804,25
$X_{EGR}$	0,2			
$T_{EGR} [\text{K}]$	600			
$L [\text{J}]$	-66,19	290,72		
$n_{pal} * MW_d [\text{J}]$	590,81			
sprawność $\eta_t$	38,0%			

Punkt obiegu	1	2	3	4
$V [\text{cm}^3]$	250	40	40	250
$p [\text{bar}]$	1,00	12,22	40,84	4,30
$T [\text{K}]$	329,0	760,21	2496,2	1654,32
$X_{EGR}$	0,4			
$T_{EGR} [\text{K}]$	600			
$L [\text{J}]$	-65,65	247,06		
$n_{pal} * MW_d [\text{J}]$	460,75			
sprawność $\eta_t$	39,37%			

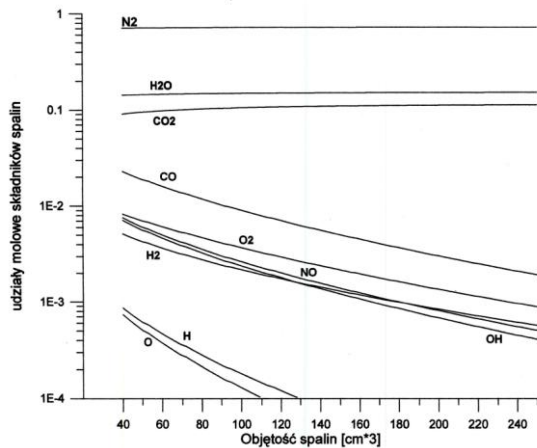
Poniżej na wykresach zostały przedstawione wyniki uzyskane z obliczeń symulacyjnych dla spalania stechiometrycznego ( dla  $\Phi=1,0$  ), przy recyrkulacji spalin (dla  $X_{EGR} = 0, 0,2, 0,4$ ) i zadanej temperaturze spalin w recyrkulacji  $T_{EGR}$ .



Rys.1. Zależność ciśnienia od objętości dla przemiany sprężania (po lewej) i ekspansji (po prawej) dla różnych  $X_{EGR}$  i  $T_{EGR}$ .  
 Fig.1. Pressure-volume diagram for compression (on the left) and expansion (on the right) for different  $X_{EGR}$  and  $T_{EGR}$ .



Rys.2. Zależność temperatury od objętości dla przemiany sprężania (po lewej) i ekspansji (po prawej) dla różnych  $X_{EGR}$  i  $T_{EGR}$ .  
 Fig.2. Temperature-volume diagram for compression (on the left) and expansion (on the right) for different  $X_{EGR}$  and  $T_{EGR}$ .



Rys.3. Zmienność równowagowego składu spalin podczas ekspansji (dla propanu,  $\Phi=1$ ,  $X_{EGR}=0$ )  
 Fig.3. Equilibrium gas composition for expansion stroke (fuel: propane,  $\Phi=1$ ,  $X_{EGR}=0$ )

#### 4. Wnioski

- Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że zastosowanie recyrkulacji spalin obniża maksymalną temperaturę obiegu ( $T_3$ ), przy czym obniżenie jest większe dla większego stopnia recyrkulacji ( $X_{EGR}$ ) i gdy temperatura gazów spalinowych w recyrkulacji jest niższa.

- Temperatura ładunku przy końcu kompresji ( $T_2$ ) rośnie ze wzrostem stopnia recyrkulacji ( $X_{EGR}$ ) i ze wzrostem temperatury spalin w recyrkulacji.
- Ciśnienie ładunku  $p_2$  przy końcu kompresji w niewielkim stopniu zależy od temperatury spalin w recyrkulacji i od stopnia recyrkulacji. Następstwem tego faktu są zbliżone wartości liczbowe wyliczonej pracy przemiany sprężania dla analizowanych przypadków.
- Ciśnienia spalin przy ekspansji są niższe dla większych współczynników recyrkulacji i większych temperatur spalin wprowadzanych do recyrkulacji. Podobny charakter zależności wykazuje praca wykonana w przemianie ekspansji (3 – 4).
- Zastosowanie recyrkulacji spalin powoduje niewielki wzrost sprawności termicznej obiegu.
- Zastosowanie recyrkulacji spalin zmniejsza ilość energii chemicznej wprowadzanej z paliwem do silnika i zmniejsza się także praca obiegu.
- Bilansowy sposób wyznaczania parametrów termicznych dla przemian kompresji i ekspansji może być łatwo rozszerzony o uwzględnienie wymiany ciepła pomiędzy ładunkiem i ściankami przestrzeni roboczej.

#### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

$T_{EGR}$  - temperature EGR/ temperatura spalin w recyrkulacji  
 $X_{EGR}$  - exhaust gas recycled (mole base)/ molowy stopień recyrkulacji spalin

$\Phi$  - equivalence ratio/współczynnik stechiometrii  
 $MW_d$  - lower heating value (mole base)/wartość opałowa paliwa  
 $L$  - work of the proces/praca przemiany

#### Bibliography/Literatura

- [1] Annamalai K., Puri I.K.: Advanced Thermodynamics Engineering. CRC Press, 2002.
- [2] JANAF Thermochemical Tables, NSRDS\_NB, US Bureau of Standards, IV ed. (1998)
- [3] Heywood J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Co.,NY 1988.
- [4] Rychter T., Teodorczyk A.: Obliczenia wybuchów gazowych w przestrzeniach zamkniętych i wentylowanych. PWN, Warszawa, 2002
- [5] Rychter T., Teodorczyk A.: Teoria silników tłokowych. WKiŁ, Warszawa, 2006
- [6] Sucheta A.: Obliczanie składu równowagowego spalin, Silniki Spalinowe, PTNSS, 2007-SC2.
- [7] <http://www.gaseq.co.uk> Program komputerowy Gaseq (Chemical equilibria in perfect gases, version 0.79)

Sucheta Andrzej – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at University of Bielsko-Biala

*Dr hab. inż. Andrzej Sucheta – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej*

