



M. Sosnowski, ¹W. Tutak, ¹A. Jamrozik, ¹A. Kociszewski
Akademia im. Jana Długosza, ¹Politechnika Częstochowska

MODELOWANIE OBIEGU CIEPLNEGO TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO O ZAPŁONIE ISKROWYM Z UWZGLĘDNIENIEM RECYRKULACJI SPALIN

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki modelowania obiegu cieplnego tłokowego silnika spalinowego z uwzględnieniem procesu recyrkulacji spalin. Modelowanie przeprowadzono w programie KIVA 3V. Przeanalizowano wpływ udziału EGR na parametry pracy silnika oraz na toksyczność spalin. Udział spalin w świeżym ładunku o wartości 12,5% spowodował spadek zawartości NO w spalinach o ponad 50%. Recyrkulacja spalin jest skutecznym sposobem umożliwiającym obniżenie zawartości tlenków azotu w spalinach.

Słowa kluczowe: silnik tłokowy, modelowanie, recyrkulacja spalin

Wstęp

Modelowanie matematyczne jest obecnie bardzo intensywnie rozwijane i chętnie wykorzystywane praktycznie we wszystkich dziedzinach nauki. Coraz bardziej zaawansowane modele, wraz z dużymi możliwościami współczesnych komputerów, pozwalają modelować bardzo skomplikowane procesy z bardzo małymi krokami czasowymi i z wykorzystaniem bardzo gęstych siatek obliczeniowych. Pozwala to na coraz wnikliwsze wchodzenie, tymi metodami, w istotę modelowanego procesu.

Program KIVA 3V [1], [2], [3], pozwala modelować procesy przepływowe włączając spalanie, wtrysk paliwa i wymianę ciepła. Jest to model niekompletny, wymagający szeregu wartości wielkości wejściowych do prowadzenia obliczeń. Do modelowania obiegu cieplnego tłokowego silnika spalinowego wyko-

rzystuje się obecnie wiele modeli, od modeli zerowymiarowych jak program SILNIK [18], przez programy trójwymiarowe jak KIVA-3V, opracowany w Los Alamos National Laboratory w USA [1]. Program ten pozwala na obliczanie przepływów trójwymiarowych w komorach silników o dowolnej geometrii, włączając efekty turbulencji i wymianę ciepła ze ściankami i wtryskiem paliwa. Podstawą modelu jest układ równań zachowania masy, pędu, energii i równania składników opisujące nieustalone, trójwymiarowe pole przepływu z reakcją spalania [1],[2],[3]. Wpływ warstwy przyściennej i wymiana ciepła ze ściankami obliczane są zgodnie z turbulentnym prawem ścianki (law-of-the-wall). Jako uzupełnienie podstawowych równań wykorzystuje się podmodele procesu turbulencji ładunku. Program rozwiązuje dwa dodatkowe równania transportu: turbulentnej energii kinetycznej k i jej szybkości dysypacji ϵ . Są to typowe równania modelu k - ϵ z dodanymi wyrażeniami źródeł związanymi z oddziaływaniem źródeł sprayu i zmianą skali turbulencji LSGS (w modelu SGS). Proces turbulencji można zamodelować przy pomocy jednego z trzech pod modeli: SGS (Sub-Grid Scale), k - ϵ , RNG k - ϵ .

Intensywność powstawania NO uzależniona jest w dużym stopniu od wartości temperatury występującej podczas spalania mieszanki. Najszybciej NO tworzy się w wysokich temperaturach w przedziale od ok. 2000–5000 K, dużo wolniej zaś powstaje przy temperaturach niższych, rzędu ok. 300–2500 K.

Tabela 1. Szybkość powstawania NO w zależności od temperatury panującej w cylindrze [2]

Reakcja	Stała [$\text{cm}^3/\text{mol}\cdot\text{s}$]	Temperatura [K]
$O + N_2 \rightarrow NO + N$	$7,6 \times 10^{13} \exp[-38000/T]$	(2000 ÷ 5000)
$N + O_2 \rightarrow NO + N$	$6,4 \times 10^9 T \exp[-3150/T]$	(300 ÷ 3000)
$N + OH \rightarrow NO + H$	$4,1 \times 10^{13}$	(300 ÷ 2500)

Recyrkulacja spalin w silniku tłokowym

System recyrkulacji spalin (*EGR* – ang. *Exhaust Gas Recirculation*) jest jednym z systemów stosowanych w tłokowych silnikach spalinowych do zmniejszenia zanieczyszczeń w spalinach. Polega to na tym, że pewna ilość spalin trafia ponownie do komory spalania w celu powtórnego spalania. Dzięki temu jesteśmy w stanie obniżyć ilość tlenków azotu NO_x .

W silnikach z zapłonem iskrowym do komory spalania trafia ponownie 20–25% objętości spalin, dzięki temu możliwe jest zmniejszenie aż do 40% ilości

tlenków azotu. Ilość recykulowanych spalin wyrażamy za pomocą stopnia recykulacji spalin, który obliczamy za pomocą wzoru:

$$EGR(\%) = \frac{m_{EGR}}{m_i} \cdot 100\%$$

gdzie:

$$m_i = m_{powietrza} + m_{paliwa} + m_{EGR}$$

Tlenki azotu (NO_x) powstają w wyniku reakcji tlenu i azotu zawartego w powietrzu pod działaniem wysokiej temperatury (około 2000 K) występującej w procesie spalania w tłokowych silnikach spalinowych. Zaliczane są do najbardziej toksycznych składników spalin ze względu na ich udział w tworzeniu się smogu oraz kwaśnych deszczy niszczących roślinność. NO_x zaliczamy do grupy związków rakotwórczych mających zły wpływ na organizm człowieka. Przy dużym stężeniu powodują one podrażnienie i niszczenie tkanek dróg oddechowych. Istnieją odpowiednie akty prawne dotyczące ochrony środowiska, które mają na celu wymuszenie ciągłego doskonalenia silników w celu obniżenia ich emisyjności.

Modelowanie obiegu silnika w programie KIVA-3V

W pracy przeprowadzono modelowanie i analizę obiegu cieplnego tłokowego silnika spalinowego o zapłonie iskrowym. Modelowanie przeprowadzono w programie KIVA-3V. W ramach pracy przeprowadzono modelowanie cieplnego obiegu silnika dla kilku współczynników nadmiaru powietrza λ i stałej prędkości obrotowej. Przeprowadzono optymalizację obiegu silnika pod względem kąta wyprzedzenia zapłonu. Jako kryterium oceny przyjęto wartości jednostkowej pracy indykowanej i sprawności indykowanej silnika. Dla optymalnego kąta wyprzedzenia zapłonu wyznaczono przebiegi zmian ciśnienia, temperatury, parametrów pola przepływu, wydzielania ciepła i sprawności. Parametry te pozwoliły na ocenę modelowanego obiegu silnika.

Obiekt badań

Jako obiekt badań wybrano badawczy silnik S320 adaptowany do pracy z zapłonem iskrowym. Jest to silnik stacjonarny jednocylindrowy, pracujący ze stałą prędkością obrotową. Podstawowe parametry silnika przedstawiono w tabeli 2.

Dla wybranego silnika stworzono geometryczną siatkę obliczeniową w układzie trójwymiarowym. Modelowano cylinder silnika bez układu dolotowego.

Parametry przepływowe dla początku obliczeń, takie jak: początkowa energia kinetyczna turbulencji, początkowa skala turbulencji, wstępne zawirowanie świeżego ładunku oraz profil tego zawirowania zostały zaczerpnięte z badań silnikowych [4] lub badań na fizycznym modelu modelowanego silnika [4].

Tabela 2. Podstawowe parametry silnika

objętość skokowa	1800 cm ³
liczba cylindrów	1
układ cylindrów	poziomy
promień wykorbienia	80 mm
średnica cylindra	120 mm
długość korbowodu	275 mm
skok tłoka	160 mm
stopień sprężania	8,5
prędkość obrotowa	1000 obr/min

Kalibracja modelu

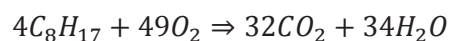
Przed przystąpieniem do modelowania zasadniczego przeprowadzono kalibrację modelu. Proces ten polega na dobraniu szeregu parametrów wejściowych modelu w celu jak najlepszego zbliżenia przebiegu ciśnienia uzyskanego w modelowaniu z przebiegiem ciśnienia zarejestrowanym na silniku rzeczywistym. Należało określić początkowe ciśnienie i początkową temperaturę oraz początkowe parametry pola prędkości i turbulencji świeżego ładunku.

Parametry pola przepływu dobrano na podstawie literatury [4], gdzie zawarto wyniki badań przepływowych dla modelowanego silnika S320. Kalibrację przeprowadzono dla współczynnika nadmiaru powietrza 1,2. Wybór ten został podyktowany danymi, którymi dysponowano dla wybranego silnika.

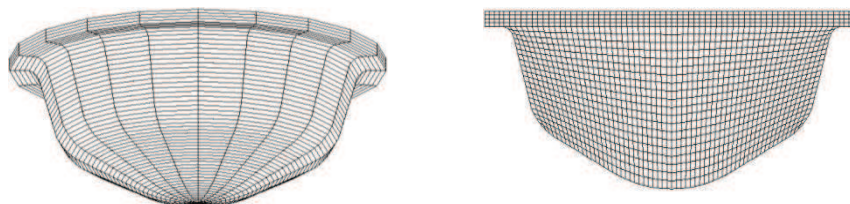
Tabela 3. Podstawowe parametry modelowania

Nazwa	KIVA 3V	
Paliwo	fuel	benzyna
Temperatura ścian komory spalania	tcylwl, thead, tpiston	450 K
Kąt zapłonu	ca1ign	-12 °OWK
Ciśnienie początkowe	presi	0,074 MPa
Temperatura początkowa	tempi	320 K
Współczynnik nadmiaru powietrza	er (λ)	0,833 (1,2)
Wskaźnik zawirowania	swirl	0,24
Profil prędkości zawirowania	swipro	2,7
Energia kinetyczna turbulencji	tke	0,17 J/m ³
Skala turbulencji	scale	22 mm

Jako benzynę przyjęto węglowodór C_9H_{17} :



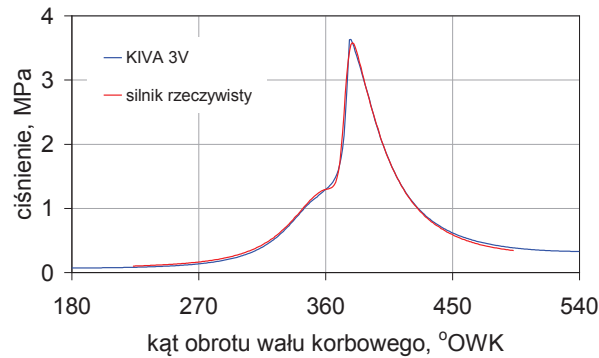
Siatka geometryczna modelowanego silnika:



Rys. 1 Siatka geometryczna modelowanego silnika w ZZP

Geometryczna siatka obliczeniowa (Rys. 1) składała się z 15340 komórek i 16140 węzłów.

Na rysunku 2 przedstawiono przebiegi ciśnienia w cylindrze silnika rzeczywistego i modelowanego. Uzyskano zadowalającą zbieżność wyników. Tak skalibrowany model został wykorzystany do modelowania zasadniczego.

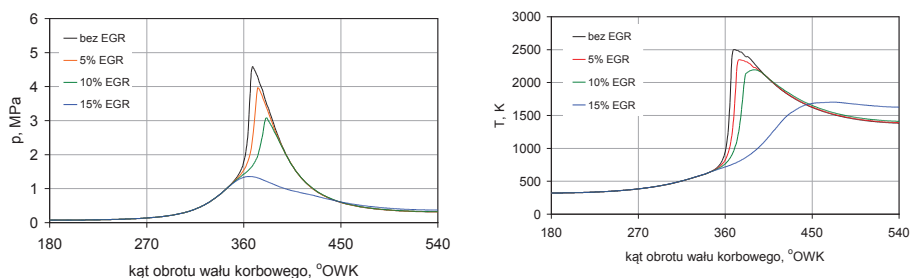


Rys. 2 Przebieg zmian ciśnienia w silniku rzeczywistym i modelowanym

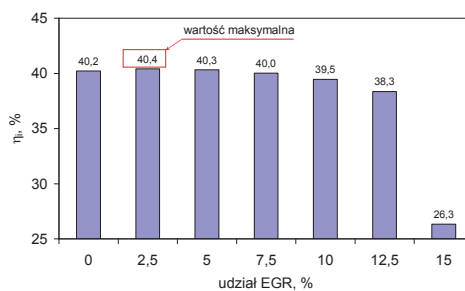
Optymalizacja obiegu cieplnego modelowanego silnika

Modelowanie przeprowadzono dla przyjętego zakresu współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 0,8 - 1,2$. Dla tego zakresu zmian λ przeprowadzono modelowanie, przy różnych kątach wyprzedzenia zapłonu, co pozwoliło na wybór optymalnego kąta wyprzedzenia zapłonu dla danego współczynnika nadmiaru powietrza. Jako podstawowe parametry oceny jakości obiegu silnika przyjęto średnie ciśnienie indykowane p_i oraz sprawność indykowaną η_i .

Dla zoptymalizowanych obiegów modelowanego silnika przeprowadzono następnie modelowanie z uwzględnieniem recyrkulacji spalin. Poniżej przedstawiono wyniki modelowania obiegu cieplnego silnika dla przyjętego zakresu współczynnika nadmiaru powietrza. Przedstawiono wyniki optymalizacji obiegu ze względu na kąt wyprzedzenia zapłonu. Dla optymalnego kąta przedstawiono wykresy przebiegu ciśnienia, temperatury i wydzielania ciepła. Na rysunku 3 przedstawiono wyniki poszukiwania optymalnego kąta wyprzedzenia zapłonu w modelowanym silniku. Dla prezentowanego przykładu, dla $\lambda = 1,2$, maksymalną sprawność uzyskano dla kąta zapłonu 20°OWK przed ZZP. Należy pamiętać, że tak duża wartość sprawności jest spowodowana nieuwzględnieniem w modelu szeregu start zarówno w procesie spalania (niezupełne i niecałkowite) jak i start przepływowych, przedmuchiów itp.



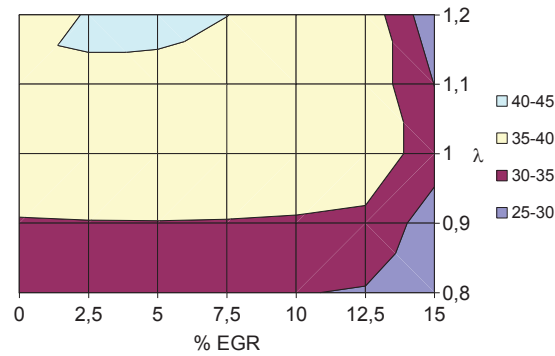
Rys. 4. Przebieg ciśnienia i temperatury w cylindrze silnika dla różnych udziałów recykulowanych spalin



Rys. 5. Wpływu udziału recykulacji spalin na sprawność indykowaną obiegu modelowanego silnika dla $\lambda = 1,2$

Jak wspomniano badania przeprowadzono dla zakresu współczynnika nadmiaru powietrza od 0,8 do 1,2. W pracy zaprezentowano wyniki dla $\lambda = 1,2$.

Na rysunku 5 przedstawiono wpływ udziału EGR na sprawność indykowaną modelowanego silnika. W analizowanym przypadku dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,2$ okazało się, że recykulacja spalin powoduje wzrost sprawności indykowanej obiegu. Maksymalną wartość sprawności indykowanej uzyskano dla udziału recykulowanych spalin 2,5% równa $\eta_i = 40,4\%$. Po przekroczeniu udziału 12,5% EGR nastąpił gwałtowny spadek parametrów obiegu. Proces spalania został bardzo spowolniony i praca silnika z takimi parametrami jest praktycznie niemożliwa. Na sprawność indykowaną modelowanego silnika, korzystny wpływ ma udział EGR do około 5%. Zwiększając ponad to udział spalin w świeżym ładunku powoduje spadek sprawności indykowanej.

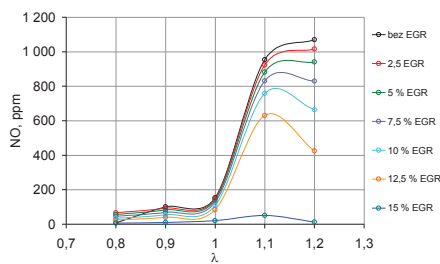


Rys. 6. Mapa rozkładu sprawności indykowanej w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza i udziału EGR

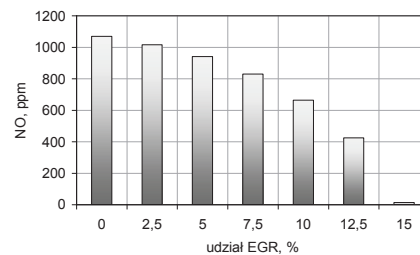
Na rysunku 6 przedstawiono przestrzenny rozkład sprawności indykowanej modelowanego silnika w zależności od udziału recykulowanych spalin. Maksymalną sprawność uzyskano dla współczynnika nadmiaru powietrza około $\lambda = 1,2$ i udziale EGR w granicach 2,5–7,5%.

Na rysunku 7 przedstawiono wyniki analizy uwzględniające wpływ udziału EGR na zawartość NO w spalinach dla modelowanego zakresu współczynnika nadmiaru powietrza.

Na rysunku 8 przedstawiono wpływ recyrkulacji spalin w modelowanym silniku na zawartość NO w spalinach. Wprowadzenie 12% udziału spalin do cylindra powoduje ponad 50% spadek zawartości NO w spalinach. Jest to pośrednim efektem obniżenia maksymalnej temperatury spalania.



Rys. 7. Wpływ udziału EGR na zawartość NO w spalinach modelowanego silnika



Rys. 8. Wpływ udziału recyrkulacji spalin na tworzenie się NO dla $\lambda = 1,2$

Podsumowanie

W pracy przedstawiono wyniki modelowania obiegu cieplnego silnika o zapłonie iskrowym. Modelowanie przeprowadzono w programie KIVA 3V. W modelowanym obiegu uwzględniono proces recyrkulacji spalin. Przeanalizowano wpływ udziału recyrkulowanych spalin na parametry termodynamiczne obiegu cieplnego silnika oraz na zawartość tlenków azotu w spalinach. Na podstawie uzyskanych wyników dla modelowanego silnika stwierdzić można, że zastosowanie recyrkulacji spalin do około 7% może mieć korzystny wpływ, nie tylko na skuteczne obniżenie emisji spalin, ale także korzystnie wpływa na podniesienie sprawności indykowanej obiegu. Przekroczenie wartości EGR ponad 12,5% spowodowało, niedopuszczalne już dla pracy silnika, spowolnienie procesu spalania. Udział spalin w świeżym ładunku o wartości 12,5% spowodował spadek zawartości NO w spalinach o ponad 50%.

Recyrkulacja spalin jest więc skutecznym sposobem umożliwiającym obniżenie zawartości tlenków azotu w spalinach.

Literatura

- [1] Amsden A.A.: *KIVA-3V, A Block-Structured KIVA Program for Engines with Vertical Or Canted Valve*, Los Alamos National Laboratory LA-UR-97-689, February 1997.
- [2] Amsden A.A.: *KIVA-3V: A KIVA Program with Block-Structured Mesh for Complex Geometries*, Los Alamos National Laboratory, LA-12503-MS, 1993.
- [3] Amsden A.A., O'Rourke P.J., Butler T.D.: *KIVA-II, A computer program for Chemically Reactive Flows with Sprays*, Los Alamos National Laboratory LA-11560-MS, May 1989.
- [4] Tutak W.: „*Modelowanie procesu zawirowania świeżego ładunku w komorze spalania silnika tłokowego*” (praca doktorska), Częstochowa 2002.
- [5] Mohamed Y. E. Selim: *Effect of exhaust gas recirculation on some combustion characteristics of dual fuel engine*, „Energy Conversion and Management” 44 (2003) 707–721, PERGAMON.
- [6] Nidal H. Abu-Hamdeh: *Effect of cooling the recirculated exhaust gases on diesel engine emissions*, „Energy Conversion and Management” 44 (2003) 3113–3124, PERGAMON.
- [7] Heywood J.B.: *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill New York 1988.

- [8] Przęstek J., Dąbkowski A., Teodorczyk A.: *Ocena wpływu recyrkulacji spalin na sprawność i emisje spalin w silniku o zapłonie iskrowym*, [in:] International Scientific Conference on Combustion Engines KONES 2000, 253–261.
- [9] Sobieszkański M., Pietras D.: *Badania modelowe wpływu recyrkulacji spalin na obieg termodynamiczny silnika o zapłonie iskrowym*, „Journal of KONES Internal Combustion Engines” 2000, nr 1–2, s. 473–484

M. Sosnowski, ¹W. Tutak, ¹A. Jamrozik, ¹A. Kociszewski
Akademia im. Jana Długosza, ¹Politechnika Częstochowska

MODELLING OF THERMAL CYCLE OF SI INTERNAL COMBUSTION ENGINE INCLUDING EXHAUST GAS RECIRCULATION PROCESS

Summary

The paper presents SI engine thermal cycle modelling with taking exhaust gas recirculation process under consideration. The researches were conducted using KIVA-3V software. Paper presents analysis results of the EGR effect on engine work parameters and the toxicity of exhaust gases. The 12,5% of EGR fraction caused drop in NO content in the exhaust more than 50%. Exhaust gas recirculation is an efficient way to reduce of nitrogen oxides in the exhaust.

Keywords: internal combustion engine, modelling, exhaust gas recirculation