

OCENA ZADYMIENIA SPALIN SILNIKA 359

Janusz Mysłowski

Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych, Politechnika Szczecińska

Streszczenie. W pracy przedstawiono porównanie przebiegu spalania w silniku 359 zasilanym olejem napędowym i estrem metylowym oleju rzepakowego. Na podstawie obliczeń wykazano przyczyny mniejszego dymienia tego silnika w przypadku zasilania go estrem metylowym oleju rzepakowego podczas pracy silnika ze znamionową prędkością obrotową.

Słowa kluczowe: silnik, zadymienie spalin

WSTĘP

Tendencje rozwojowe silników o zapłonie samoczynnym są w znacznym stopniu wymuszane przez zaostrzające się przepisy ekologiczne. Zasadniczą rolę odgrywa przy tym sposób przygotowania mieszaniny palnej i spalania wtrysniętego paliwa. Jednym z poważniejszych obciążeń środowiska są wydalone do atmosfery toksyczne składniki spalin silnikowych: tlenki azotu, tlenki węgla, niespalone węglowodory, związki ołowiu i innych metali ciężkich oraz tlenki siarki. Problem spalin silnikowych jest tym bardziej ważki, że jakkolwiek ich sumaryczna emisja jest dużo mniejsza w porównaniu z emisją spalin pochodzenia energetycznego i przemysłowego, to ich koncentracja na wydzielonych obszarach może być bardzo duża, o czym łatwo przekonać się stojąc choćby na przystankach autobusowych. Silniki wysokoprężne uchodziły dotychczas za niskotoksyczne. Najnowsze badania dotyczące wpływu na organizmy mikrocząsteczek stałych, jak też tlenków azotu i węglowodorów (zwłaszcza aromatów policyklicznych) zawartych w ich spalinach wskazują jednak na to, że są to składniki bardzo szkodliwe, bo kancerogenne. Stąd też obserwuje się zaostrzenie ograniczeń normatywnych dotyczących stężenia toksycznych składników spalin tych silników. Dlatego celowe było przeprowadzenie analizy porównawczej przebiegu spalania silnika przy zasilaniu paliwami pochodzenia roślinnego na tle paliwa standardowego.

SPALANIE OLEJU NAPĘDOWEGO W SILNIKU 359

Obliczenia dla znamionowej prędkości obrotowej

- paliwo: olej napędowy $C_{14}H_{32}$
- udział procentowy składników

$$\text{węgiel } \frac{14 \times 12}{14 \times 12 + 32} = 84\% \quad \text{stąd } c = 84\%, \quad h = 16\%$$

- teoretyczne zapotrzebowanie tlenu

$$V_{to} = 1,867 c + 5,6 (h - 0,8) = 1,867 \times 0,84 + 5,6 (0,16 - 0) = \\ = 1,5682 + 0,896 = 2,4642 \text{ Nm}^3/\text{kg pal}$$

- teoretyczne zapotrzebowanie powietrza

$$V_{tp} = 4,76 \times V_{to} = 4,76 \times 2,4642 = 11,7295 \text{ Nm}^3/\text{kg pal}$$

- rzeczywiste zapotrzebowanie powietrza

$$V_{\lambda p} = V_{tp} \times \lambda = 11,7295 \times 1,3 = 15,2483 \text{ Nm}^3/\text{kg pal}$$

λ – przyjęto 1,3 dla silnika o wtrysku bezpośrednim,

- teoretyczna ilość CO_2

$$V_{\text{CO}_2} = 1,867 c = 1,5682 \text{ Nm}^3/\text{kg pal}$$

- ilość pary wodnej

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 1,244 \times (9h + w) = 1,244 \times (9 \times 0,16 + 0) = 1,7913 \text{ Nm}^3/\text{kg pal}$$

- ilość azotu w powietrzu doprowadzonym i w spalinach

$$V_{\text{N}_2} = 0,79 \times V_{\lambda p} = 0,79 \times 15,2483 = 12,0461 \text{ Nm}^3/\text{kg pal}$$

- ilość tlenu w spalinach wynikająca z nadmiaru powietrza

$$V_{\text{O}_2} = (\lambda - 1) \times V_{to} = (1,3 - 1) 2,4642 = 0,7392 \text{ Nm}^3/\text{kg pal}$$

- ilość spalin wilgotnych

$$V_{\lambda w} = 1,5682 + 1,7913 + 12,0461 + 0,7392 = 16,1448 \text{ Nm}^3/\text{kg pal}$$

- ilość spalin suchych

$$V_{\lambda s} = V_{\lambda w} - V_{\text{H}_2\text{O}} = 16,1448 - 1,7913 = 14,3535 \text{ Nm}^3/\text{kg pal}$$

- skład spalin suchych :

$$\text{CO}_2 = \frac{1,5682 \times 100\%}{14,3535} = 10,92\%$$

$$O_2 = \frac{0,7392 \times 100\%}{14,3535} = 5,14\%$$

$$N_2 = 100 - 10,92 - 5,14 = 83,94 \%$$

- ilość paliwa przypadająca na cykl (wzięto z charakterystyki pompy wtryskowej dla znamionowej prędkości obrotowej) $q = 96 \text{ mm}^3/\text{cykl}$

$$96 \text{ mm}^3/\text{cykl} \times 0,825 \text{ g/cm}^3 = 0,0792 \text{ g/cykl} = 0,0000792 \text{ kg/cykl}$$

- stała stechiometryczna, przyjęto 14,0 ze względu na sposób wtrysku (bezpośredni),
- zapotrzebowanie powietrza na jeden cykl

$$0,0000792 \times 14,0 = 0,001108 \text{ kg/cykl}$$

- teoretyczna ilość powietrza w cylindrze sprowadzona do warunków normalnych

$$\rho_{PN} = 1,292 \text{ kg/Nm}^3$$

$$G_t = V_s \times \rho_{PN} = 1,14 \text{ dm}^3 \times 1,292 \text{ kg/Nm}^3 = 0,001473 \text{ kg}$$

- rzeczywista ilość powietrza

$$G_{rz} = G_t \times \eta_v = 0,001473 \times 0,85 = 0,001252 \text{ kg}$$

przyjęto wartość $\eta_v = 0,85$ (na podstawie danych literaturowych i badań własnych)

- współczynnik nadmiaru powietrza (rzeczywisty)

$$\lambda = \frac{G_{rz}}{G_{zap}} = \frac{0,001252}{0,001108} = 1,129$$

- ilość spalin

$$0,0000792 + 0,001252 = 0,001331 \text{ kg/cykl}$$

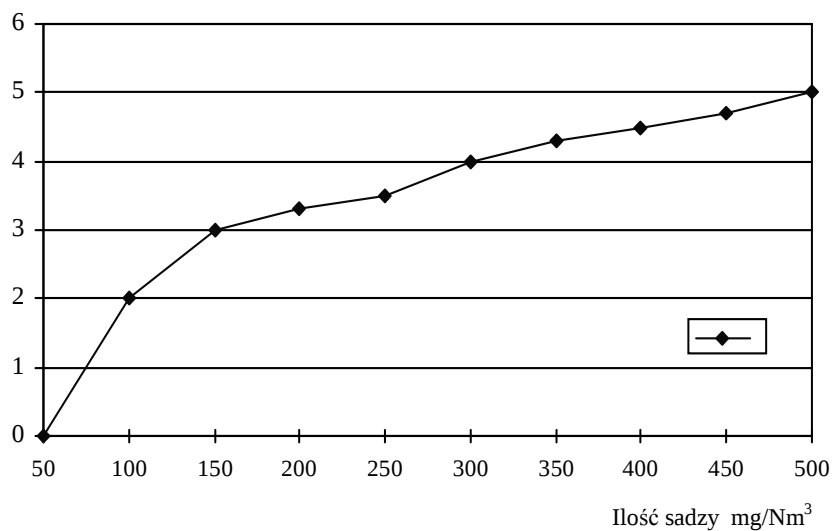
- gęstość spalin wg składu j.w.

$$\rho_{sp} = 0,8394 \times 1,185 + 0,1092 \times 1,85 + 0,0514 \times 1,35 = 1,266 \text{ kg/m}^3$$

- objętość spalin

$$V_{sp} = \frac{G_{sp}}{\rho_{sp}} = \frac{0,001331}{1,266} = 0,0010513 \text{ m}^3/\text{cykl}$$

- ilość sadzy w spalinach przypadająca na 1 cykl 100 mg/m^3 odpowiada zady-mieniu spalin 2 jednostki Boscha (rys. 1).



Rys. 1. Zależność zadymienia spalin od ilości sadzy w spalinach

Fig. 1. Dependence of exhaust gases smokiness on soot contents

$$100 \text{ mg/m}^3 \times 0,0010513 \text{ m}^3/\text{cykl} = 0,10513 \text{ mg/cykl}$$

- procentowa ilość paliwa zamieniona na sadzę

$$\frac{0,10513 \text{ mg/cykl} \times 100}{79,2 \text{ mg/cykl} \times 0,84} = 0,489 \approx 0,49\%$$

SPALANIE ESTRU METYLOWEGO OLEJU RZEPAKOWEGO W SILNIKU 359

Obliczenia dla znamionowej prędkości obrotowej

- paliwo: ester metylowy oleju rzepakowego $\text{C}_5\text{H}_{10}\text{O}_4$
- udział procentowy składników

$$\text{węgiel} \quad \frac{5 \times 12}{5 \times 12 + 10 + 16 \times 4} = \frac{60}{134} = 44,8\%$$

$$\text{wodór} \quad \frac{10}{134} = 7,5\%$$

$$\text{tlen} \quad \frac{64}{134} = 47,7\%$$

- teoretyczne zapotrzebowanie tlenu

-
- $$V_{to} = 1,867 \times 0,448 + 5,6 \left(0,075 - \frac{0,477}{8} \right) = 0,9439 \text{ Nm}^3/\text{kg pal}$$
- teoretyczne zapotrzebowanie powietrza
- $$V_{tp} = 4,76 \times V_{to} = 4,76 \times 0,9439 = 4,493 \text{ Nm}^3/\text{kg pal}$$
- rzeczywiste zapotrzebowanie powietrza
- $$V_{\lambda p} = V_{tp} \times \lambda = 4,438 \times 1,3 = 5,8409 \text{ Nm}^3/\text{kg pal}$$
- teoretyczna ilość CO₂
- $$V_{CO_2} = 1,867 \text{ c} = 1,867 \times 0,448 = 0,8364 \text{ Nm}^3/\text{kg pal}$$
- ilość pary wodnej
- $$V_{H_2O} = 1,244 \times (9h + w) = 1,244 \times (9 \times 0,075 + 0) = 0,8397 \text{ Nm}^3 / \text{kg pal}$$
- ilość azotu w powietrzu doprowadzonym i w spalinach
- $$V_{N_2} = 0,79 \times V_{\lambda p} = 0,79 \times 5,8409 = 4,6143 \text{ Nm}^3/\text{kg pal}$$
- ilość tlenu w spalinach wynikająca z nadmiaru powietrza
- $$V_{O_2} = (\lambda - 1) \times V_{to} = (1,3 - 1) \times 0,9439 = 0,2832 \text{ Nm}^3/\text{kg pal}$$
- ilość spalin wilgotnych
- $$V_{\lambda w} = 0,8364 + 0,8397 + 4,6143 + 0,2832 = 6,5736 \text{ Nm}^3/\text{kg pal}$$
- ilość spalin suchych
- $$V_{\lambda s} = V_{\lambda w} - V_{H_2O} = 6,5736 - 0,8397 = 5,7339 \text{ Nm}^3/\text{kg pal}$$
- skład spalin suchych
- $$CO_2 = \frac{0,8364}{5,7339} \times 100\% = 14,58\%$$
- $$O_2 = \frac{0,2837}{5,7339} \times 100\% = 4,94\%$$
- $$N_2 = 100 - 14,58 - 4,94 = 80,48\%$$
- ilość paliwa przypadająca na cykl $q = 96 \text{ mm}^3/\text{cykl}$
- $$96 \text{ mm}^3/\text{cykl} \times 0,913 \text{ g/cm}^3 = 0,08764 \text{ g/cykl} = 0,00008764 \text{ kg/cykl}$$

- stała stechiometryczna 14,0
- zapotrzebowanie powietrza na jeden cykl

$$0,00008764 \times 14,0 = 0,001227 \text{ kg/cykl}$$

- teoretyczna ilość powietrza w cylindrze sprowadzona do warunków normalnych

$$G_t = 0,001473 \text{ kg}$$

- rzeczywista ilość powietrza

$$G_{rz} = 0,001252 \text{ kg}$$

- współczynnik nadmiaru powietrza (rzeczywisty)

$$\lambda = \frac{G_{rz}}{G_{zap}} = \frac{0,001252}{0,001227} = 1,0203$$

- ilość spalin

$$0,00008764 + 0,001252 = 0,001339 \text{ kg/cykl}$$

- gęstość spalin wg składu j.w.

$$\rho_{sp} = 0,8048 \times 1,185 + 0,1458 \times 1,85 + 0,0494 \times 1,35 = 1,290 \text{ kg/m}^3$$

- objętość spalin

$$V_{sp} = \frac{G_{sp}}{\rho_{sp}} = \frac{0,001339}{1,29} = 0,001037 \text{ m}^3/\text{cykl}$$

- ilość sadzy

$$100 \text{ mg/m}^3 \times 0,001037 \text{ m}^3/\text{cykl} = 0,1037 \text{ mg/cykl}$$

- procentowa ilość paliwa zamieniona na sadzę

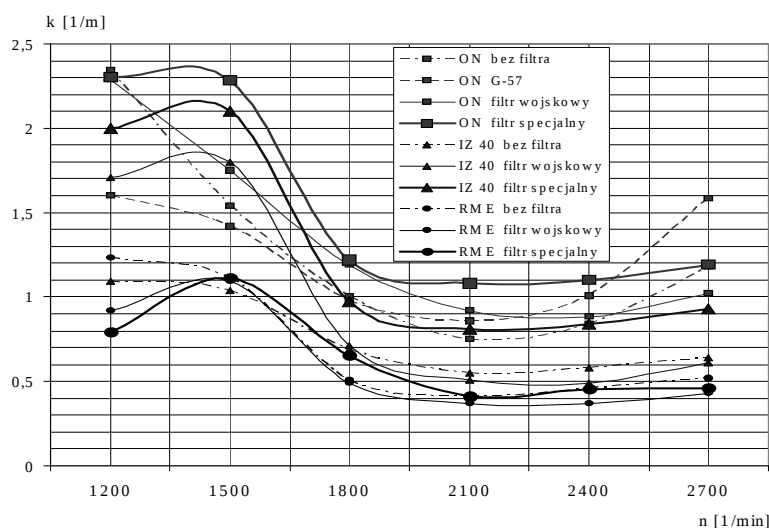
$$\frac{0,1037 \text{ mg/cykl} \times 100\%}{87,64 \text{ mg/cykl} \times 0,84} = 0,14\%$$

WYNIKI BADAŃ

Przedstawione obliczenia dotyczące spalania oleju napędowego oraz estru metylowego oleju rzepakowego miały unaocznic korzyści płynące dla środowiska naturalnego, wynikające ze stosowania paliw pochodzenia roślinnego. Miernikiem prawidłowości przebiegu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym jest zadymienie spalin. W ostatnich czasach kryteria zadymienia spalin znacznie wzrosły. Dla silników 359 wynosiły one poprzednio 4 jednostki Boscha, a obecnie przyjęto 2 jednostki Boscha i ta wartość

była podstawą przeprowadzonego rozumowania. Przeprowadzone badania porównawcze silnika 359 zasilanego olejem napędowym i estrem oleju rzepakowego [Lotko, Luft 1995] wykazały, że zadymienie to wynosiło odpowiednio 1,5 i 0,5 jednostek Boscha przy prędkości obrotowej odpowiadającej mocy znamionowej.

Potwierdza to panujące poglądy o niższym zadymieniu spalin przy zasilaniu paliwami pochodzenia rzepakowego. Teoretyczne rozważania wskazują, że różnica ta powinna być większa, gdyż różnica w teoretycznym zapotrzebowaniu powietrza wynosi 61,7%, co wynika ze składu chemicznego paliwa (w estrze metylowym oleju rzepakowego występują dodatkowe wiązania tlenowe). Te same proporcje dotyczą rzeczywistego zapotrzebowania powietrza. W odniesieniu do spalin ulegają one zmianie, gdyż dla spalin wilgotnych różnica między olejem napędowym a estrem wynosi około 53%, a w odniesieniu do spalin suchych około 60%. Wartość rzeczywistego współczynnika nadmiaru powietrza dla oleju napędowego wynosi 1,129, a dla estru 1,02 i obydwie są niższe od teoretycznej, co świadczy korzystnie o sposobie przygotowania mieszanki palnej w badanym silniku. W rezultacie ilość niespalonego paliwa zamieniona na sadzę (cząstki stałe) wynosi 0,49% w przypadku oleju napędowego i 0,14% w przypadku estru metylowego oleju rzepakowego, co potwierdza tezę, że jest on korzystniejszym paliwem pod względem ekologii.



Rys. 2. Zbiorcza charakterystyka zewnętrzna współczynnika absorpcji promieniowania podczerwonego dla badanych kompletacji silnika 359

Fig. 2. General external characteristics of the infrared radiation absorption coefficient for the tested 395 engines

Obliczenia teoretyczne prowadzono przy założeniu jednakowego zadymienia spalin dla obydwu paliw. Wyniki badań hamownianych wskazują na nieco inne różnice (rys. 3) [Mysłowski 1995], bo w granicach 67%, co można tłumaczyć tym, że właściwości fizyczne obydwu porównywanych paliw są różne i tak: estry oleju rzepakowego mają większą gęstość o około 4% i lepkość o około 24%. Powoduje to, że siły spójności międzycząsteczkowej w estrze oleju rzepakowego są znacznie większe i kropelki wtrysnię-

tego paliwa mają większą średnicę, co utrudnia ich odparowanie i wytworzenie jednoodrodnej mieszaniny palnej oraz rzutuje na samo spalanie [Mysłowski, Stoeck 2003].

PIŚMIENNICTWO

- Lotko W., Luft Sł. 1995: Wpływ paliwa roślinnego na podstawowe osiągi silników. AUTO – Technika Motoryzacyjna, 5.
- Mysłowski J. 1995: Proekologiczne kierunki rozwoju silników o zapłonie samoczynnym. AUTO – Technika Motoryzacyjna, 2.
- Mysłowski J., Stoeck T. 2003: Wpływ filtru powietrza na zadymienie spalin. VI Sympozjum Naukowo-Techniczne „Silniki spalinowe w zastosowaniach wojskowych”. WAT Warszawa, AMW Gdynia.

ESTIMATION OF EXHAUST GASES' SMOKE FROM A DIESEL ENGINE 359

Summary. The article presents a comparison of combustion courses of a 359 engine supplied by diesel oil and methyl ester of rape oil. It gives results of the research on the level of pollution with exhaust gases smoke from a diesel engine 359.

Key words: engine, gases smoke

Recenzent: prof. dr hab. Cezary Bocheński