

Mateusz Bednarski

mbednarski@simr.pw.edu.pl

Politechnika Warszawska Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych

Maciej Gis

maciej.gis@its.waw.pl

Instytut Transportu Samochodowego

Piotr Orliński

porlinski@simr.pw.edu.pl

Politechnika Warszawska Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych

WPLYW PROCESU CHEMICZNEJ REGENERACJI UKŁADU ZASILANIA SILNIKA ZS NA TEMPERATURĘ CZYNNIKA ROBOCZEGO

W artykule opisano wpływ dodatku do paliwa służącego do regeneracji układu wtryskowego na parametry pracy w tym temperatury czynnika roboczego i składniki toksyczne spalin w silniku o zapłonie samoczynnym. Opisany dodatek do paliwa został użyty zgodnie z zaleceniami producenta, aby zapewnić optymalne warunki eksperymentu. Badania empiryczne prowadzono na czterocylindrowym, doładowanym silniku o zapłonie samoczynnym Perkins 1104C-E44T. Proces oczyszczania odbywał się po raz pierwszy w przypadku tej jednostki napędowej.

W trakcie badań przeprowadzono pomiary ciśnienia czynnika roboczego przed i po czyszczeniu układu za pomocą wspomnianego dodatku do paliwa. Analiza uzyskanych wyników badań posłużyła do wyznaczenia przebiegu temperatury czynnika roboczego jako wartości mającej wpływ na stężenie substancji toksycznych oraz żywotność jednostki napędowej.

Słowa kluczowe: układ wtryskowy, regeneracja, ciśnienie czynnika roboczego

INFLUENCE OF THE CHEMICAL RECONDITIONING PROCESS OF THE DIESEL ENGINE'S POWER SUPPLY SYSTEM ON THE WORKING AGENT'S TEMPERATURE

The article shows the effect of the addition to the fuel used for the regeneration of the injection system on the operating parameters including the working medium temperature and of toxic components of the exhaust gas in the compression ignition engine. This fuel additive has been used according to the manufacturer's recommendations to ensure optimum conditions for the experiment.

Empirical studies were conducted on a Perkins 1104C-E44T four-cylinder, supercharged Diesel engine. The cleaning process took place for the first time in this drive unit.

During the tests, the pressure of the working medium was measured before and after cleaning of the system by means of said fuel additive. Analysis of the obtained results was used to determine the course of the working medium temperature as a result of the concentration of toxic substances and the life of the drive unit.

Keywords: injection system, regeneration, pressure of the working medium

1. Wprowadzenie

Historia silnika spalinowego rozpoczęła się w 1878 roku. Jego konstruktorem był Nikolaus Otto. W przypadku silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym był to rok 1893. Skonstruował go Rudolf Diesel. Przez ponad dwieście lat konstrukcje te zostały znacząco dopracowane. Mimo znaczącego postępu technologicznego zasada działania pozostała niezmienna. Procesy niezbędne do właściwego przygotowania i spalania mieszanki paliwowo-powietrznej cały czas zachodzą w komorze spalania. Ogromny wpływ na poprawność przebiegu spalania w przypadku silnika o ZS ma układ zasilania. Wysokie ciśnienie wtrysku paliwa wymaga dużej dokładności wykonania układu. Niewielkie przekroje wewnętrzne pomp i wtryskiwaczy są podatne na zanieczyszczenia i osady, które można zniwelować za pomocą regeneracji mechanicznej, bądź za pomocą regeneracji chemicznej, która z racji mniejszego nakładu pracy i większej dostępności jest coraz popularniejsza. Regeneracja chemiczna za pomocą dodatków do paliw nie może być porównywana do kompleksowej wymiany układu zasilania. Sprawdzenie skuteczności regeneracji chemicznej było obiektem badań tego artykułu.

2. Czynniki konstrukcyjne i eksploatacyjne mające wpływ na pracę silnika o ZS

W zależności od rodzaju silnika spalinowego (o zapłonie iskrowym lub o zapłonie samoczynnym) jest wiele czynników wpływających na przebieg procesu spalania. W pierwszej kolejności należy wymienić czynniki konstrukcyjne. W przypadku przeprowadzonych badań wykorzystywano jednostkę napędową o zapłonie samoczynnym. Z tego względu w dalszej części opracowania przytoczono najistotniejsze czynniki wpływające na przebieg spalania dla tego typu silników o ZS. Zaliczają się do nich [1]:

- stopień sprężania – w zależności od sprężu wzrasta bądź maleje ciśnienie, co ma bezpośredni wpływ na temperaturę spalania,
- konstrukcja komory spalania – rozróżnia się dwie odmiany: komora spalania niedzielona (otwarta i półotwarta), wykorzystywana w jednostkach napędowych z bezpośrednim wtryskiem paliwa oraz komora spalania dzielona (komora wstępna, wirowa i zasobnikowa), stosowana w jednostkach napędowych z wtryskiem pośrednim,
- materiał tłoka i głowicy – w zależności od materiału inaczej dochodzi do absorpcji ciepła,
- doładowanie silnika – wpływ na prędkość oraz temperaturę powietrza w układzie dolotowym,
- parametry wtrysku paliwa – w zależności od dawki wtryskiwanego paliwa inna jest temperatura spalania mieszanki paliwowo-powietrznej.

Wymienione czynniki konstrukcyjne wpływają również na przebieg temperatury spalania. W zależności od jej wartości zróżnicowane jest stężenie poszczególnych składników, toksycznych w tym zwłaszcza tlenków azotu (NO_x), pochodzących z procesu utleniania (spalania) mieszanki paliwowo-powietrznej. W procesie spalania mieszanki paliwowo-powietrznej powstają m.in. takie składniki toksyczne jak: tlenek węgla (CO), węglowodory (HC), tlenki azotu (NO_x), cząstki stałe (PM), tlenki siarki (SO_x) oraz nietoksyczne jak: dwutlenek węgla (CO_2) i para wodna (H_2O). Wynika to z faktu, że węglowodory wchodzi w skład paliwa (C i H) [1].

W przypadku silnika spalinowego o ZS występują również czynniki eksploatacyjne wpływające na przebieg spalania mieszanki paliwowo-powietrznej w silnikach o ZS [1]:

- kąt wyprzedzenia początku wtrysku,

- prędkość obrotowa silnika,
- obciążenie silnika,
- skład mieszanki palnej,
- stan techniczny silnika.

Czynniki eksploatacyjne mają znaczący wpływ na pracę jednostki napędowej. Tak zwane procesy niszczące, czyli błędy montażowe, wady konstrukcyjne, starzenie materiału czy zużycie poszczególnych elementów, które bezpośrednio wpływają na jego uszkodzenia, towarzyszą każdemu silnikowi. Aby dana jednostka napędowa była w dobrym stanie technicznym należy zapobiegać w procesie eksploatacji, zdiagnozowanej nieprawidłowej pracy poszczególnych elementów. Najczęściej spotykanymi awariami w przypadku silnika spalinowego są [8]:

- awaria układu wtryskowego,
- awaria regulatorów prędkości obrotowej,
- awaria układu smarowania,
- awaria mechanizmu rozrządu,
- awaria układu chłodzenia.

Jednym z istotniejszych elementów silnika spalinowego jest wtryskiwacz. Jego konstrukcja wykonana jest z dużą dokładnością i małymi luzami między współpracującymi częściami. Dzięki temu zachowana jest dostateczna szczelność podzespołów przy wysokim ciśnieniu paliwa. Wraz z eksploatacją silnika luzy ulegają zwiększeniu. W rezultacie czego pojawiają się nieszczelności i wtryskiwacz nie spełnia stawianych mu wymagań. Drobne zanieczyszczenia dostające się między współpracujące powierzchnie i krawędzie par precyzyjnych mogą spowodować ich pogorszoną pracę oraz uszkodzenie, a w efekcie ich zatarcia i unieruchomienia. Może to również skutkować nieszczelnością gniazd zamykających wtryskiwacz.

W elemencie tłoczącym wtryskiwacza zużyciu ulega przede wszystkim główka tłoka. W rozpylaczu i zaworze wybijają się gniazda zamykające, na których występuje rozgniatanie zanieczyszczeń przez osiadającą z dużą prędkością iglicę lub grzybek zaworu [3].

Kolejnym czynnikiem wpływającym na zużycie zespołów precyzyjnych układów wtryskowych są: erozyjne oddziaływanie paliwa przepływającego z dużą prędkością między ściankami zespołu oraz zjawiska kawitacji, występujące w paliwie pod wpływem gwałtownych zmian ciśnienia.

Podczas eksploatacji silnika spalinowego najczęściej występuje m.in. przedwczesne zużycie układów wtryskowych wywołane niewłaściwym oczyszczaniem paliwa. Przeważnie są to zatarcia iglicy wtryskiwacza w korpusie rozpylacza. Poza to mogą też wystąpić nieszczelności gniazd w rozpylaczu i zaworze oraz zatkanie otworów rozpylających, wywołane nadmiernym obciążeniem cieplnym silnika i osadzaniem się w otworach rozpylających cząstek zanieczyszczeń o wymiarach przekraczających średnice otworów [3].

Aby wydłużyć czas eksploatacji należy jak najlepiej oczyścić paliwo, zachować odpowiednią czystość w chwili napełniania zbiornika paliwa i stosować dodatki czyszczące układ zasilania [4].

Na rysunku 1 przedstawiono przekrój wtryskiwacza z zaznaczonymi obszarami tworzenia się osadów wewnętrznych i zewnętrznych [3, 5].



Rys. 1. Przekrój wtryskiwacza i miejsca występowania osadów zewnętrznych i wewnętrznych: 1 – sprężyna zaworu elektromagnetycznego, 2 – zawór sterujący, 3 – kanał odpływowy paliwa, 4 – komora sterowania rozdziałem paliwa, 5 – iglica rozpylacza, 6 – otwór rozpylacza, 7 – komora wstępna, 8 – kanał paliwowy [7]

Fig. 1. The cross-section of injector with area of the occurrence of deposits external and internal: 1 – spring solenoid valve, 2 – control valve, 3 – fuel drainage channel, 4 – fuel distribution control chamber, 5 – needle spray, 6 – hole spray, 7 – prechamber 8 – fuel channel [7]

Empiryczne prace badawcze dotyczące tematyki zakładały tworzenie wewnętrznych osadów wtryskiwaczy. Określono, że najważniejszymi czynnikami powodującymi występowanie tych osadów we wtryskiwaczach są: skład paliwa i uszlachetniające go dodatki, zawartość zanieczyszczeń (z produkcji), ilość i jakość zawartego w paliwie FAME (z ang. *Fatty Acid Methyl Esters* - estry etylowe kwasów tłuszczowych) czy warunki pracy silnika. Dodatki smarnościowe, takie jak nienasycone kwasy tłuszczowe, mogą reagować z jonami metali, będącymi zanieczyszczeniami paliwa i tworzyć mydła i osady stałe. Mydła kwasów zawierające cynk powodują np. odkładanie się osadów zakokosowujących otwory wylotowe rozpylaczy. W artykule [10] zaproponowano podział osadów wewnętrznych wtryskiwaczy na trzy typy:

- Typ I – mydła zawierające jony metaliczne lub osady „woskowe”, bądź mydła karboksylowe lub sole karboksylowe,
- Typ II – lepkie, lakowe osady lub osady polimerowo organiczne, bądź osady amidowe.
- Typ III – produkty utleniania paliwa.

Zakłada się, że typ II pochodzi z dodatków detergentowych do olejów napędowych z inhibitorami korozji czy dodatkami smarnościowymi. Natomiast ostatni typ powstaje jako produkt starzenia się FAME w oleju napędowym [3, 9, 11, 12].

3. Dodatki do paliw

Na rynku dostępnych jest wiele dodatków uszlachetniających, mających polepszać własności fizykochemiczne olejów napędowych czy benzyn. Zwiększają one odpowiednio liczbę cetanową, pozwalają obniżyć temperaturę blokowania zimnego filtra, usuwają nagary i zanieczyszczenia z układu wtryskowego czy podnoszą temperaturę spalin w celu ułatwienia regeneracji filtra cząstek stałych. Właściwości niektórych preparatów oczyszczających to również: minimalizowanie zużycia paliwa, oczyszczanie układu paliwowego, usuwanie osadu z układu wtryskiwaczy, zwiększanie zdolności zapłonu oleju

napędowego, ochrona przed korozją, optymalizacja spalania i osiągnięcie silnika i redukcja stężeń szkodliwych składników spalin [6].

W badaniach własnych analizowano wpływ dodatku o następującym składzie [6]:

- węglowodory (C10-C13, n-alkany, cykloalkany) o stężeniu 60-80%,
- azotan 2-etyloheksylu o stężeniu 5-15%,
- 2-etyloheksanol o stężeniu 1-5%.

Jego własności fizykochemiczne to:

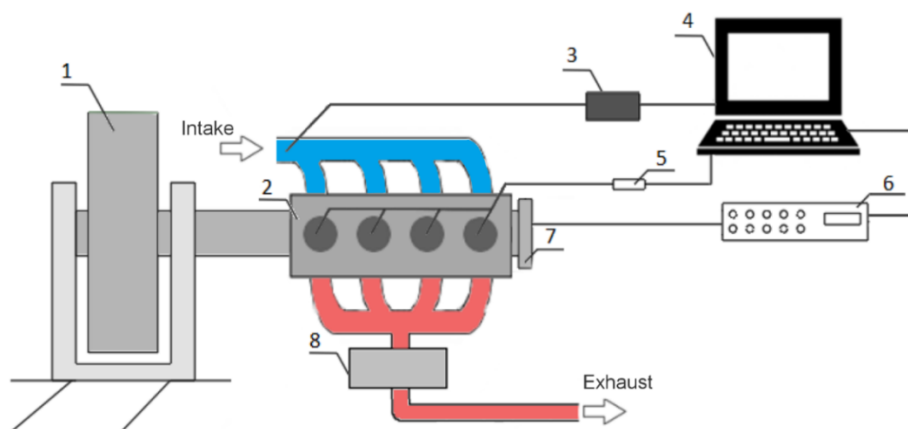
- kolor: jasnobrązowy,
- gęstość przy +150°C: 0,839 g/cm³,
- temperatura zapłonu: 63°C,
- lepkość przy +400°C: <7,0 mm²/s.

Badany dodatek używano zgodnie z jego przeznaczeniem, czyli w celu usunięcia zanieczyszczeń z całego układu zasilania od zbiornika paliwa poprzez przewody, filtr paliwa, pompę wtryskową, aż po wtryskiwacze [6].

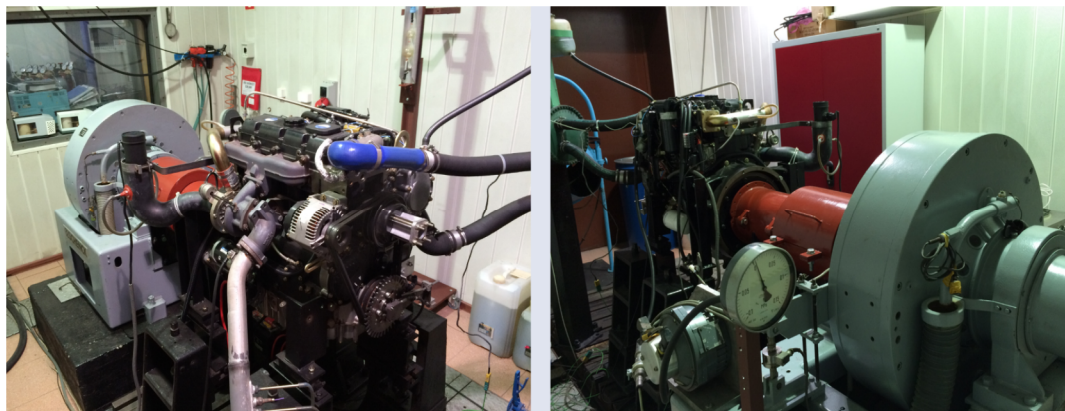
4. Stanowisko badawcze i metodyka badawcza

Badania własne wykonano na stanowisku badawczym, skonstruowanym zgodnie z normami BN74/1340-12 oraz PN-88/S-02005. Posiadało ono hamulec silnikowy, który podłączono do turbodoładowanego czterosuwowego, czterocylindrowego, silnika o zapłonie samoczynnym Perkins 1104C-E44T z bezpośrednim wtryskiem paliwa do komory spalania. Badana jednostka napędowa spełniała normy emisji spalin EU Stage II/U.S. EPA Tier 2.

Stanowisko testowe wyposażono w system pomiaru wartości szybkozmiennych – urządzenia rejestrujące zużycie powietrza i paliwa oraz system indykowania AVL. Pozycję wału korbowego monitorowano w sposób ciągły.



Rys. 2. Schemat blokowy stanowiska testowego: 1 – hamulec wirujący firmy Schenck, 2 – silnik Perkins, 3 – przepływomierz powietrza, 4 – komputer, 5 – przepływomierz paliwa, 6 – system indykowania AVL Indismart, 7 – rejestrator kąta obrotu wału korbowego, 8 – turbosprężarka
Fig. 2. The block diagram of the test stand: 1 – eddy-current Schenck brake, 2 – Perkins engine, 3 – air flowmeter, 4 – computer, 5 – fuel flowmeter, 6 – Indication system AVL Indismart, 7 – recorder of crankshaft revolution angle, 8 – turbocharger



Rys. 3. Stanowisko badawcze
Fig. 3. Test stand

Na rys. 2 przedstawiono schemat, a na rys. 3 widok stanowiska badawczego, a w tabeli 1 przedstawiono parametry badanego silnika (specyfikacja techniczna stanowiska badawczego, 2016) [4]. Badania własne prowadzono na hamowni silnikowej Zakładu Silników Spalinowych Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej. Z wykorzystaniem aparatury do indykowania silników badano przebieg ciśnienia czynnika roboczego jako funkcję kąta obrotu wału korbowego z krokiem jednego stopnia obrotu wału korbowego. Na podstawie uśrednionego przebiegu obliczano również z krokiem jednego stopnia OWK temperaturę czynnika roboczego. Pomiary prowadzono dla charakterystyk prędkościowych i obciążeniowych.

Tabela 1

Wybrane dane techniczne badanego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym

Table 1

Selected technical data of the diesel-ignition internal combustion engine

Typ silnika	Perkins 1104C-E44T
Objętość skokowa silnika	4,4 dm ³
Średnica cylindra	105 mm
Skok tłoka	127 mm
Liczba cylindrów	4
Moc maksymalna	73,47 kW @ 2300 obr/min
Maksymalny moment obrotowy	415 Nm @ 1350 obr/min
Deklarowane zużycie paliwa przy maksymalnej mocy/maksymalnym momencie obrotowym	223/219 g/(kW/h)
Pompa wtryskowa	Bosch VP29/30

Podczas badań empirycznych wykonano pomiary ciśnienia czynnika roboczego w procesie spalania mieszanki paliwowo-powietrznej przed i po procesie czyszczenia układu wtryskowego przy wykorzystaniu paliwa z dodatkiem oczyszczającym. Proces oczyszczania przeprowadzono zgodnie z instrukcjami producenta dodatku, czyli silnik pracował pod zmiennym obciążeniem aż do zużycia 50 decymetrów sześciennych oleju napędowego z dodatkiem. Po zakończeniu procesu oczyszczania silnik pozostał włączony jeszcze przez godzinę, aby zminimalizować pojawienie się pozostałości dodatku w układzie zasilania paliwa po wykonaniu głównej serii pomiarowej [3].

Przeprowadzone badania własne pozwoliły na uzyskanie charakterystyki obciążenia dla dwóch prędkości obrotowych wału korbowego – 1400 i 2200 obr/min. Określono również charakterystykę prędkościową silnika w zakresie prędkości obrotowej wału korbowego – od 1000 do 2400 obr/min. Seria pomiarów liczyła 10 powtórzeń danego badania. Na podstawie uzyskanych danych określono średnie wyniki badań. Testy przeprowadzono zgodnie z normą ISO 15550, która jest stosowana w przypadku testów hamownianych [4].

Obliczanie temperatury czynnika roboczego w komorze spalania

Aby obliczyć temperaturę w trakcie procesu spalania skorzystano z równania stanu gazu van der Waalsa. Jest to zmodyfikowane równanie Clapeyrona – stanu gazu doskonałego, uwzględniające objętość cząsteczek gazu oraz ich wzajemne oddziaływanie. Wspomniany wzór jest najczęściej zapisywany w postaci [2]:

$$\left(p + \frac{a}{V^2}\right) \cdot (V - b) = RT \quad (1)$$

gdzie:

p – ciśnienie układu [Pa],

a – stała charakterystyczna dla danego gazu, uwzględniająca oddziaływanie między cząsteczkami gazu [Nm^4/mol^2],

$V - u/n$ [m^3/mol],

n – liczność materii (liczba moli)

b – stała charakterystyczna dla danego gazu [m^3/mol],

R – uniwersalna stała gazowa [$\text{J}/(\text{mol}\cdot\text{K})$],

T – temperatura [K].

Wymienione w równaniu (1) wielkości a i b są dobierane osobno dla każdego gazu. Są one związane z parametrami punktu krytycznego gazu i opisane są wzorami [2]:

$$a = \frac{27 \cdot R^2 \cdot T_C^2}{64 \cdot p_C} \quad (2)$$

oraz

$$b = \frac{R \cdot T_C}{8 \cdot p_C} \quad (3)$$

gdzie:

T_C – temperatura krytyczna

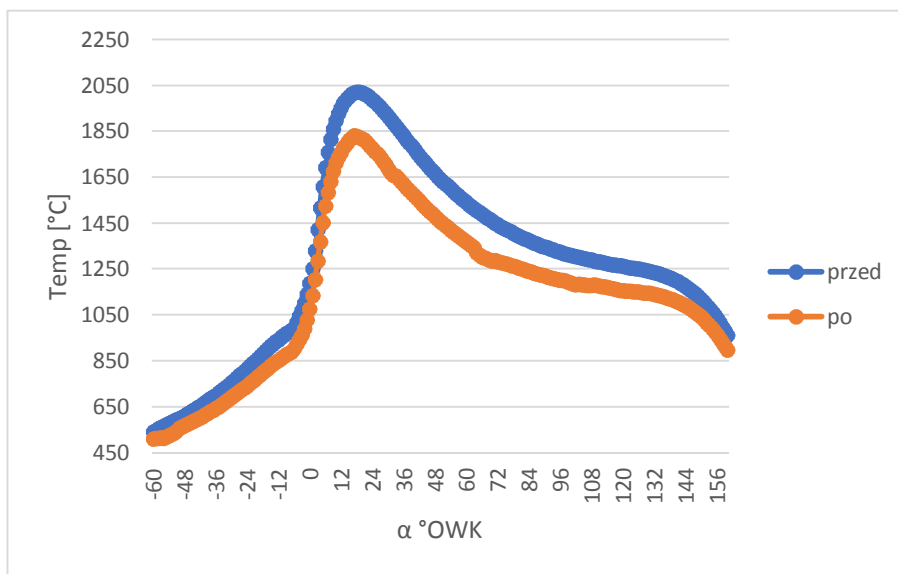
p_C – ciśnienie krytyczne

Równanie stanowi dobre przybliżenie równania stanu gazów rzeczywistych, zwłaszcza w przypadku dużych wartości ciśnienia, w warunkach temperatury i ciśnienia zbliżonych do parametrów skraplania gazów.

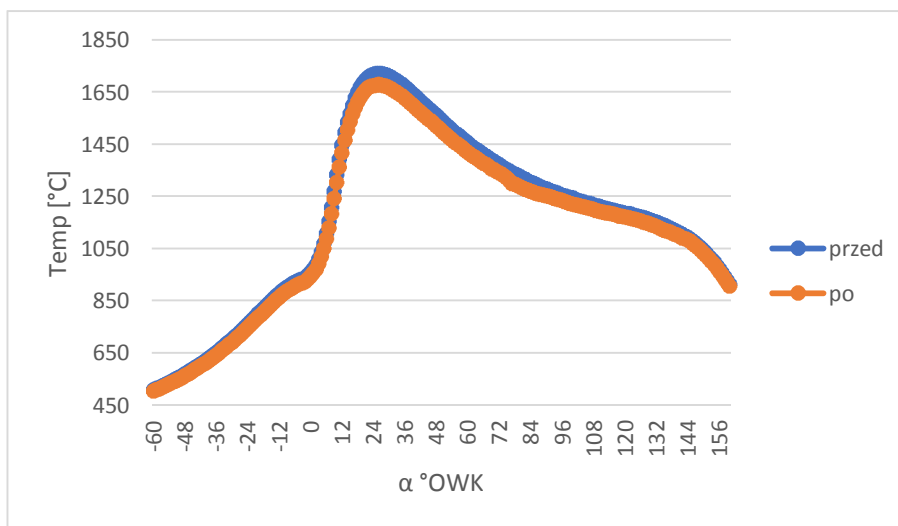
5. Eksperyment badawczy

Na rysunkach 4-11 przedstawiono przebiegi temperatury czynnika roboczego w zakresie od -60 °OWK do $+160$ °OWK. Zakres ten dobrano tak, by w sposób czytelny przedstawić temperaturę początku spalania oraz zmiany temperatury w suwie pracy, które mają wpływ na stężenie substancji szkodliwych, przede wszystkim na stężenie tlenków azotu (NO_x). Wykonane obliczenia pokazały, że występuje spadek temperatury czynnika roboczego w omawianym zakresie. Największy spadek występuje dla prędkości obrotowej równej 1000 obr/min. Dla prędkości obrotowych od 1200 obr/min rejestruje się spadek temperatury maksymalnej głównie w procesie spalania. Spadek ten jest odwrotnie proporcjonalny do przyrostu prędkości obrotowej. W przypadku charakterystyki

prędkościowej dla 2400 obrotów na minutę zaobserwowano większy spadek niż dla prędkości obrotowej równej 2200 obrotów na minutę. Spowodowane jest to ograniczeniem dawki paliwa przez regulator (maksymalna prędkość obrotowa silnika wynosi 2450 obr/min).

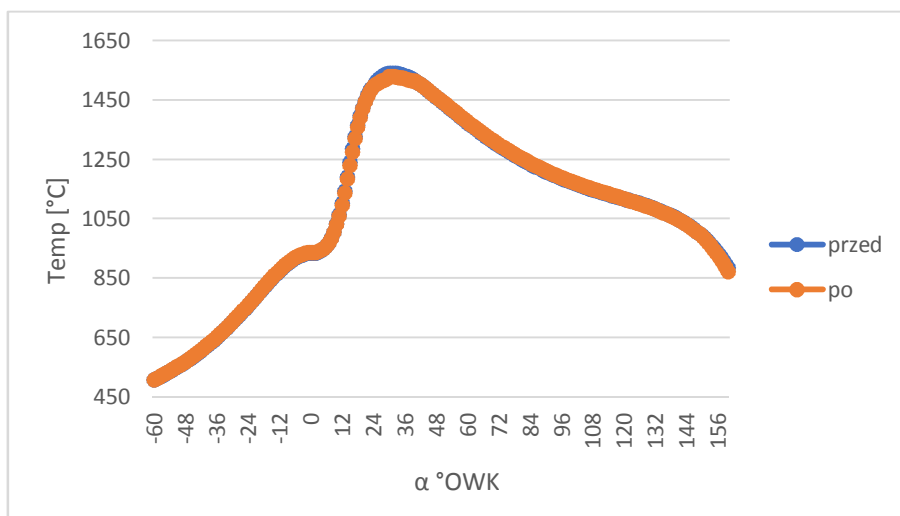


Rys. 4. Zmiany temperatury czynnika roboczego – charakterystyka prędkościowa 1000 obr/min
 Fig. 4. Working fluid temperature changes – speed characteristic 1000 rpm

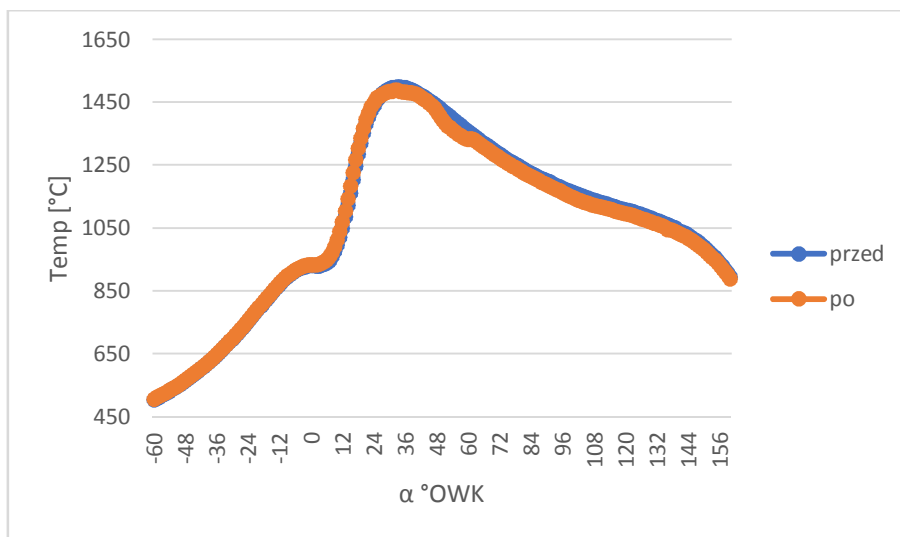


Rys. 5. Zmiany temperatury czynnika roboczego – charakterystyka prędkościowa 1200 obr/min
 Fig. 5. Working fluid temperature changes – speed characteristic 1200 rpm

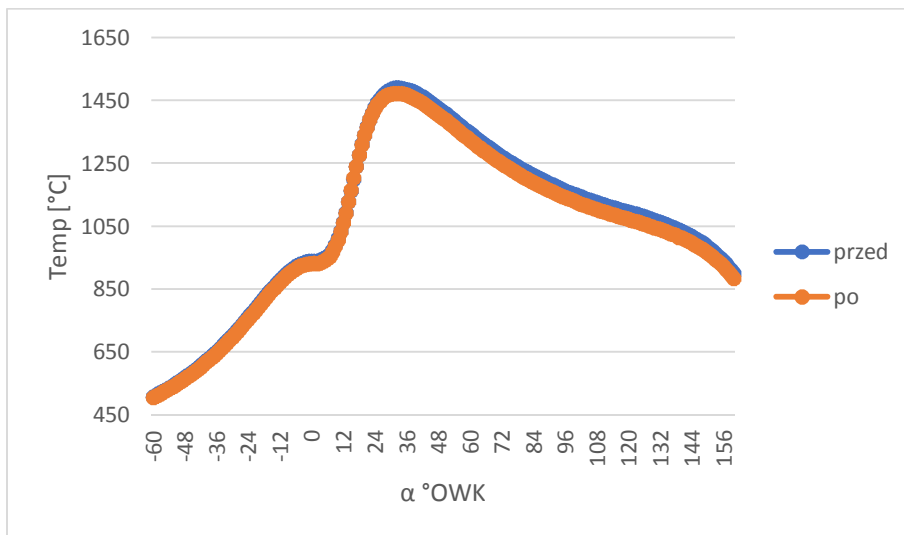
Wpływ procesu chemicznej regeneracji...



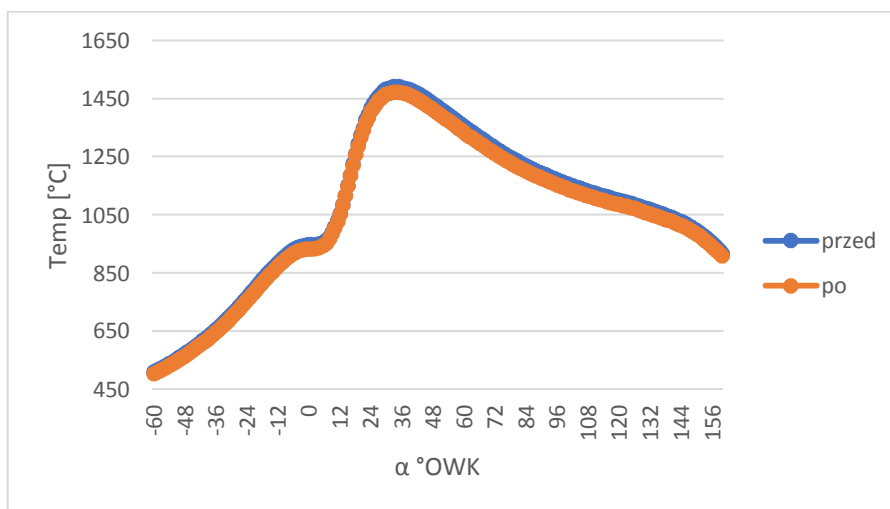
Rys. 6. Zmiany temperatury czynnika roboczego – charakterystyka prędkościowa 1400 obr/min
Fig. 6. Working fluid temperature changes – speed characteristic 1400 rpm



Rys. 7. Zmiany temperatury czynnika roboczego – charakterystyka prędkościowa 1600 obr/min
Fig. 7. Working fluid temperature changes – speed characteristic 1600 rpm

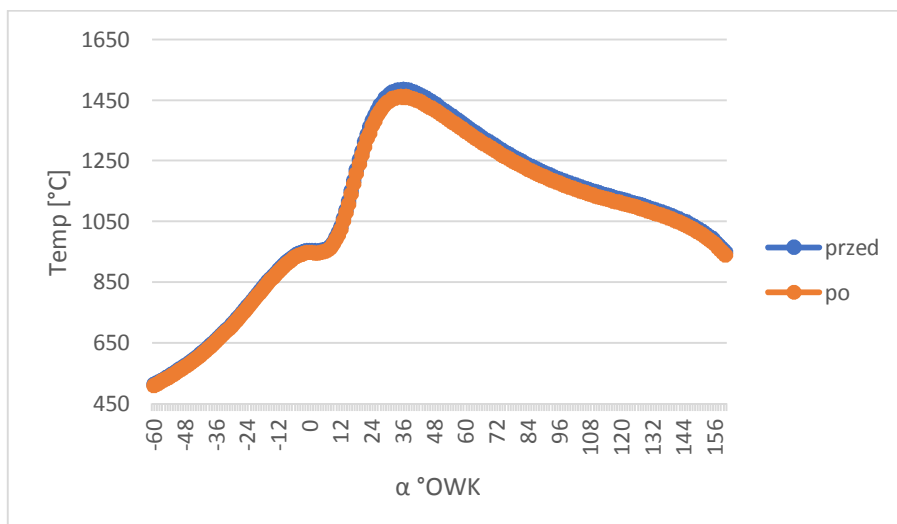


Rys. 8. Zmiany temperatury czynnika roboczego – charakterystyka prędkościowa 1800 obr/min
Fig. 8. Changes in working fluid temperature – speed characteristic 1800 rpm

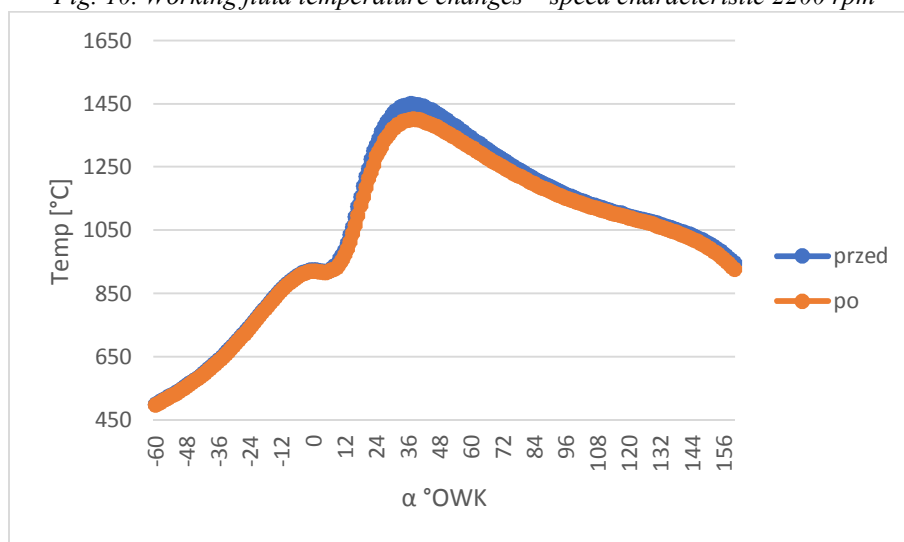


Rys. 9. Zmiany temperatury czynnika roboczego – charakterystyka prędkościowa 2000 obr/min
Fig. 9. Working fluid temperature changes – speed characteristic 2000 rpm

Wpływ procesu chemicznej regeneracji...

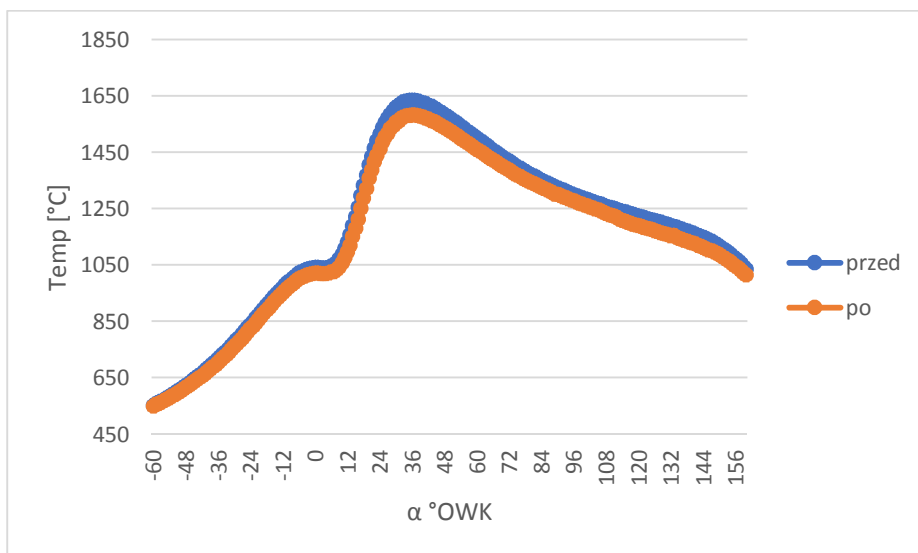


Rys. 10. Zmiany temperatury czynnika roboczego – charakterystyka prędkościowa 2200 obr/min
Fig. 10. Working fluid temperature changes – speed characteristic 2200 rpm



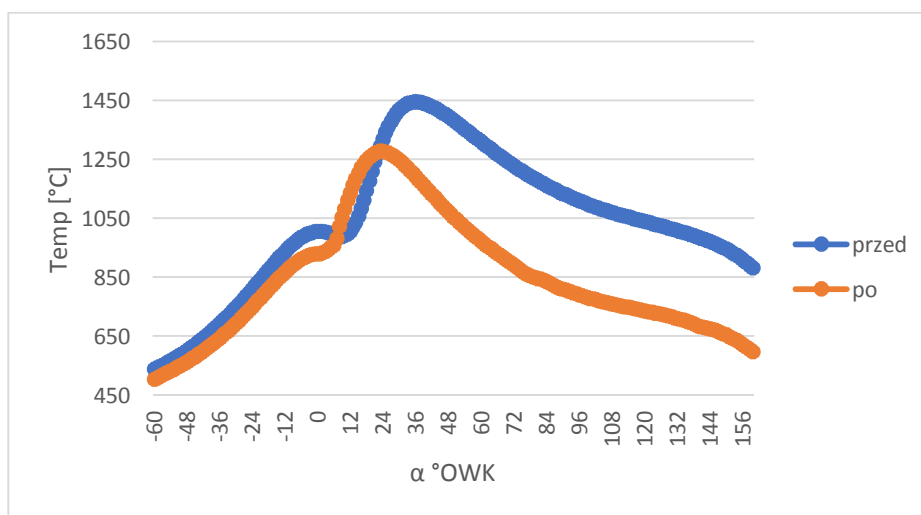
Rys. 11. Zmiany temperatury czynnika roboczego – charakterystyka prędkościowa 2400 obr/min
Fig. 11. Working fluid temperature changes – speed characteristic 2400 rpm

Na rysunkach 12–15 przedstawiono charakterystyki obciążeniowe dla prędkości 2200 obr/min co odpowiadało prędkości obrotowej mocy maksymalnej silnika. W związku z bardzo zbliżonymi przebiegami temperatury czynnika roboczego dla charakterystyk obciążeniowych otrzymywanych przy prędkości obrotowej maksymalnego momentu obrotowego (1400 obr/min) postanowiono nie przedstawiać ich w artykule. Występuje spadek temperatury praktycznie w całym suwie pracy, ponadto dla charakterystyk obciążeniowych dla obciążenia równego 75% i 10% odnotowano zmniejszenie kąta opóźnienia samozapłonu.



Rys. 12. Zmiany temperatury czynnika roboczego – charakterystyka obciążeniowa 100% 374 Nm (2200 obr/min)

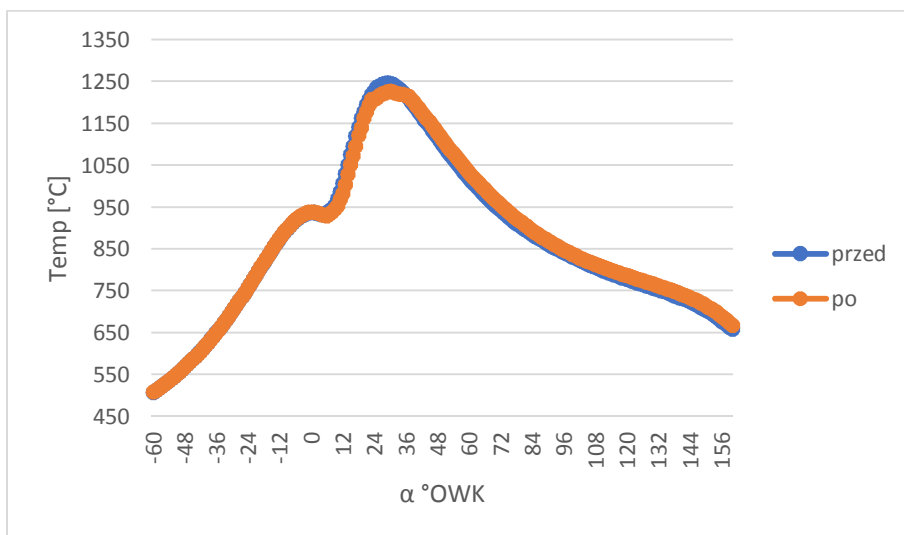
Fig. 12. Temperature changes of the working medium – load characteristic 100% 374 Nm (2200 rpm)



Rys. 13. Zmiany temperatury czynnika roboczego – charakterystyka obciążeniowa 75% 285 Nm (2200 obr/min)

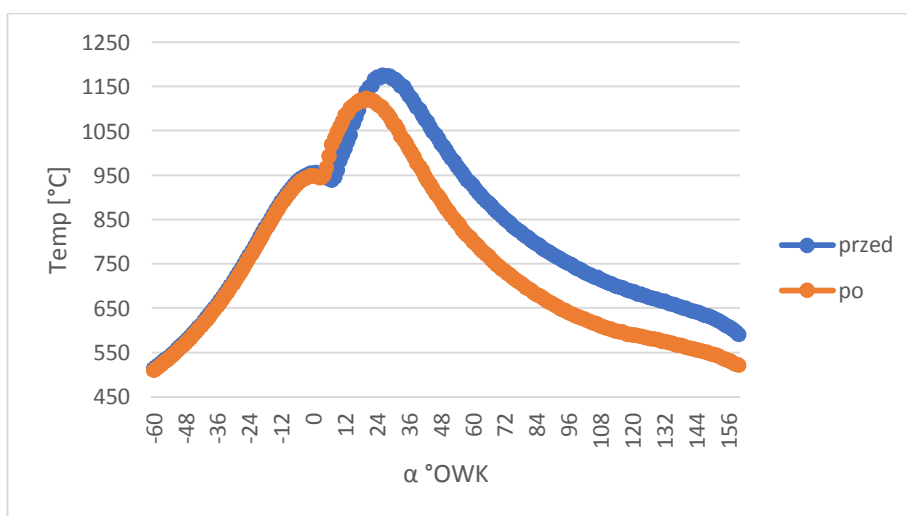
Fig. 13. Working fluid temperature changes – load characteristic 75% 285 Nm (2200 rpm)

Wpływ procesu chemicznej regeneracji...



Rys. 14. Zmiany temperatury czynnika roboczego – charakterystyka obciążeniowa 50% 187 Nm (2200 obr/min)

Fig. 14. Working fluid temperature changes – load characteristic 50% 187Nm (2200 rpm)



Rys. 15. Zmiany temperatury czynnika roboczego – charakterystyka obciążeniowa 10% 37 Nm (2200 obr/min)

Fig. 15. Working fluid temperature changes – load characteristic 10% 37 Nm (2200 rpm)

6. Wnioski

Analizując przebiegi zmian temperatury czynnika roboczego na charakterystykach prędkościowych przed i po procesie regeneracji zauważa się spadek maksymalnych wartości o maksymalnie 10%. Potwierdzenie tych obliczeń można również znaleźć w artykule [4], gdzie zanotowano wyraźny spadek stężenia tlenków azotu po procesie regeneracji. W przypadku charakterystyk obciążeniowych zaobserwowano największy spadek temperatury dla obciążenia równego 75%. Ze względu na stan układu zasilania

przed jego regeneracją (zanieczyszczenie wtryskiwaczy wpływające na jakość strugi rozpylonego paliwa czy ciśnienie paliwa w układzie zasilania) zaobserwowano w mieszance paliwowo-powietrznej w komorze spalania nieznacznie mniej paliwa przez co można mówić o mieszance bardziej ubogiej, która powoduje wyższe temperatury w czasie procesu spalania oraz większe stężenie NO_x. Zmniejszenie temperatury czynnika roboczego przy zachowaniu identycznego jak przed procesem regeneracji, przebiegu momentu obrotowego oraz spadek jednostkowego zużycia paliwa [4] może świadczyć o poprawieniu się procesu spalania, a także wydłużeniu okresu eksploatacji silnika w związku z niższymi obciążeniami cieplnymi. Biorąc pod uwagę otrzymane wyniki okresowe, stosowanie dodatków do paliw, mających na celu regenerację układów zasilania wydaje się być zasadne.

LITERATURA:

- [1] <http://zssplus.pl/silniki/SPALANIE.pdf> (dostęp: 02.11.2017)
- [2] Baskharone E.A.: Thermal Science. Essentials of Thermodynamics Fluid Mechanics, and Heat Transfer. Mc Graw Hill Companies. 2012. ISBN: 978-0-07-177234-1.
- [3] Bednarski M. et al.: Evaluation of the Diesel Engine Parameters after Regeneration of Its Fuel Delivery System. TRANSPORT MEANS 2 (2017): 547–553.
- [4] Dokumentacja techniczna stanowiska badawczego. Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych. Politechnika Warszawska, Warszawa 2017.
- [5] Falkowski H., Janiszewski T., Łojek A., Michalski A.: Aparatura paliwowa silników wysokoprężnych. Poradnik Użytkownika. Część II. Warszawa 1985.
- [6] Materiały producenta dodatku regeneracyjnego.
- [7] Orliński P. et al.: Influence of biodiesel on injection nozzle coking. Combustion Engines. 2015, 162(3), 599-607.
- [8] Praca zbiorowa: Diagnostyka kompleksowa silnika ZS. Instrukcje do ćwiczeń realizowanych w Zakładzie Inżynierii Pojazdów, Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego.
- [9] Quigley R., Barbour R., Fahey E., Arters D., Wetzel W., Ray J.: A Study of the Internal Diesel Injector Deposit Phenomenon. TAE Fuels 7th Annual Colloquium, January 2009.
- [10] Stępień Z.: Przyczyny i skutki tworzenia wewnętrznych osadów we wtryskiwaczach silnikowych układów wysokociśnieniowego wtrysku paliwa. NAFTA-GAZ, 03/2013, 256-262.
- [11] Ullmann J., Geduldung M., Stutzenberger H., Caprotti R., Balfour G.: Effects of Fuel Impurities and Additive Interactions on the Formation of Internal Diesel Injector Deposits. TAE Fuels 8th Annual Colloquium, January 2011.
- [12] Ullmann J., Geduldung M., Stutzenberger H., Caprotti R., Balfour G.: Investigation into the Formation and Prevention of Internal Diesel Injector Deposits. SAE Technical Paper No. 2008-01-0926.