

INVESTIGATION OF THE VAPOUR COOLING SYSTEM ON THE DYNAMOMETER STAND

Jerzy Walentynowicz

*Military University of Technology
Faculty of Mechanical Engineering
Gen. Sylwestra Kaliskiego 2, 00-908 Warsaw, Poland
tel./fax: +48 22 6839565
e-mail: jwalentynowicz@wat.edu.pl*

Abstract

Possibility of improvement of work parameters of the turbocharged diesel engine through increasing of the liquid cooling temperature was the aim of presented investigations. Diesel engine was equipped in the closed vapour cooling system with metal separator made by using tubes and copper pipe fitting. The water was used as a cooling liquid.

Investigations were realised at pressure in cooling system less than 0,1 MPa what limited the range of torque and the engine speed considerably. It was got increasing the temperature of cooling liquid flown out from the engine to approx. 110°C. The growth of the liquid temperature caused decreasing of the carbon oxide parts (to 50%) and hydrocarbons (to 50%) in the range of the low engine torque. However the parts of the oxides of nitrogen grew up near this (approx. 50ppm) and the temperature of exhaust gas was higher also (about 50°C). The temperature of lubrication oil was higher 40...60°C also. The fuel consumption of the engine was comparable.

Increasing of the flow intensity of the cooling liquid through additional cooling of the compensation tank and the using the bigger water pump is purposeful during future investigations. It is necessary to use control system for regulation of cooling intensity.

Keywords: *combustion engines, cooling systems, vapour cooling system, dynamometer test stand, experimental investigations*

BADANIA WYPARKOWEGO UKŁADU CHŁODZENIA NA STANOWISKU DYNAMOMETRYCZNYM

Streszczenie

Celem prezentowanych badań było sprawdzenie możliwości poprawienia parametrów pracy turbodoładowanego silnika o zapłonie samoczynnym poprzez zwiększenie temperatury cieczy chłodzącej. Silnik ten wyposażono w zamknięty układ chłodzenia z metalowym separatorem wykonanym z rurek i kształtek miedzianych. Cieczą chłodzącą była woda.

Badania przeprowadzono przy nadciśnieniu nieprzekraczającym 0,1MPa, co znacznie ograniczyło zakres obciążenia i prędkości obrotowej silnika. Uzyskano zwiększenie temperatury cieczy chłodzącej na wypływie z silnika do ok. 110°C. Wzrost temperatury cieczy chłodzącej spowodował zmniejszenie udziałów tlenku węgla (do 50%) i węglowodorów (do 50%) w zakresie małego obciążenia silnika, jednak wzrosły przy tym udziały tlenków azotu (ok. 50 ppm) oraz wyższa była temperatura spalin (ok.50°C). Wyższa była także temperatura oleju smarującego silnik o około 40...60°C. Ekonomiczność pracy silnika była porównywalna.

Podczas dalszych badań celowe jest zwiększenie intensywności przepływu cieczy chłodzącej poprzez dodatkowe chłodzenie zbiornika wyrównawczego i zastosowanie większej pompy wodnej. Celowe jest zastosowanie systemu automatycznego sterowania intensywnością chłodzenia.

Słowa kluczowe: *spalinowe silniki tłokowe, układy chłodzenia, wyparkowy układ chłodzenia, stanowisko dynamometryczne, badania eksperymentalne*

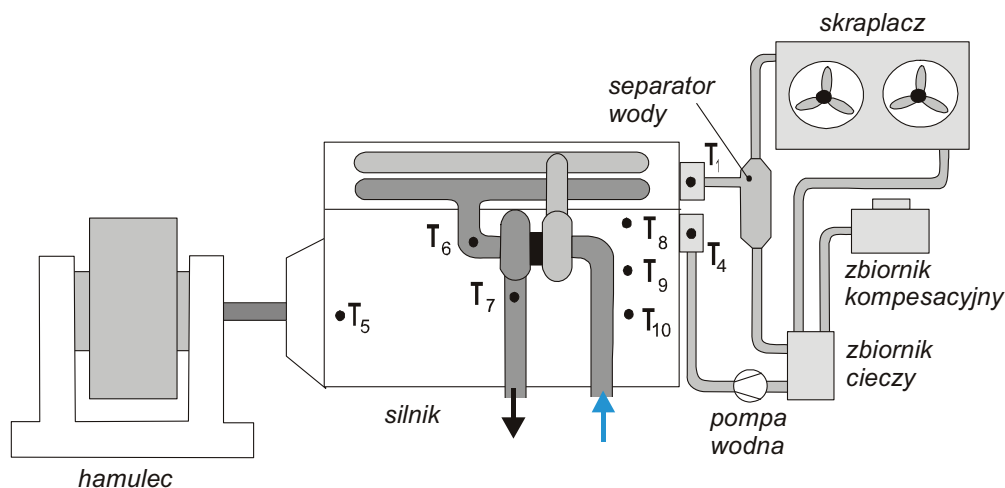
1. Wprowadzenie

Badania wyparkowego, zamkniętego układu chłodzenia przeprowadzono na silniku pracującym na stanowisku dynamometrycznym i obciążonym hamulcem wodnym. Jej celem było sprawdzenie możliwości poprawienia parametrów pracy silnika poprzez zwiększenie temperatury cieczy chłodzącej.

Silnik ten wyposażono w układ chłodzenia z metalowym separatorem wykonanym z rurek i kształtek miedzianych. Zwrócono szczególną uwagę na odpowiednie utrzymanie nadciśnienia w płaszczu wodnym silnika. Wartość tego nadciśnienia limitowała czas próby na stanowisku lub jego maksymalne obciążenie, a jego utrzymanie wymagało odpowiedniego sterowania intensywnością chłodzenia silnika.

2. Stanowisko badawcze

Obiektem badań był turbodoładowany silnik o zapłonie samoczynnym 4CT90, w którym zamiast oryginalnego układu chłodzenia zamontowano układ wyparkowy. Budowę i zasadę działania tego układu przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat stanowiska z wyparkowym układem chłodzenia (litery T oznaczają miejsca pomiaru temperatury)
 Fig. 1. Scheme of test stand with vapour cooling system (letters T indicated temperature measure points)

Ciecz z pęcherzykami pary wodnej wypływająca z silnika była kierowana do separatora pary, skąd para wodna przepływała do kondensatora (chłodnicy), natomiast sama ciecz spływała do zbiornika wyrównawczego, skąd za pomocą elektrycznej pompy wodnej była przetransportowana z powrotem do silnika. Do badań zastosowano metalowy separator pary wodnej, wykonany z miedzianych kształtek.

Para wodna przepływała przez kondensator gdzie ulegała skropleniu i jako ciecz spływała do zbiornika. Kondensatorem była chłodnica z samochodu Polonez – Truck z dwoma wentylatorami elektrycznymi, włączanymi kolejno wraz ze wzrostem temperatury i ciśnienia w układzie chłodzącym silnika.

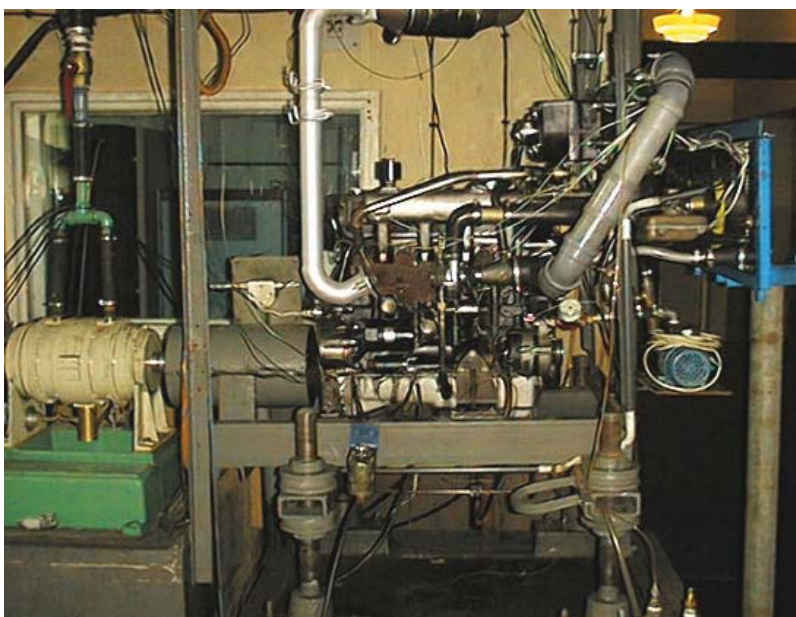
Do zbiornika cieczy chłodzącej podłączono zbiornik wyrównawczy z zaworem parowo-powietrznym, zabezpieczający układ przed niekontrolowanym i nadmiernym wzrostem ciśnienia.

Na stanowisku zamontowano zestaw termoelementów do pomiaru temperatury silnika i cieczy chłodzącej. Temperaturę mierzono w następujących punktach silnika i jego układu chłodzenia:

- T1, T4 – temperatura cieczy za kadłubem i przed kadłubem silnika,
- T2, T3 – temperatura cieczy przed chłodnicą i za chłodnicą (skraplaczem pary),
- T5 – temperatura oleju,
- T6, T7 – temperatura spalin przed turbosprężarką i za turbosprężarką silnika,

- T8...T10 – temperatura cieczy wewnątrz kadłuba silnika.

Widok silnika z wyparkowym układem chłodzenia przedstawiono na rysunku 2. Skraplacz z wentylatorami umocowano na podstawie przed silnikiem, a przed skraplaczem umieszczono zbiornik wyrównawczy cieczy chłodzącej.



Rys. 2. Silnik spalinowy z wyparkowym układem chłodzenia na stanowisku badawczym
Fig. 2. Combustion engine with vapor cooling system on the test stand

3. Analiza wyników badań

W czasie badań wyznaczono częściowe charakterystyki obciążeniowe silnika w zakresie prędkości obrotowej 1000, 3000 obr/min, co 500 obr/min. Obciążenie silnika zwiększano, co 30 Nm. Wybrane wyniki pomiarów przedstawiono na rysunkach 3...8.

Ze względów bezpieczeństwa przyjęto, że dopuszczalne nadciśnienie w układzie podczas badań będzie wynosiło 0,1 MPa i na takie nadciśnienie ustawiony był zawór parowo-powietrzny zbiornika wyrównawczego.

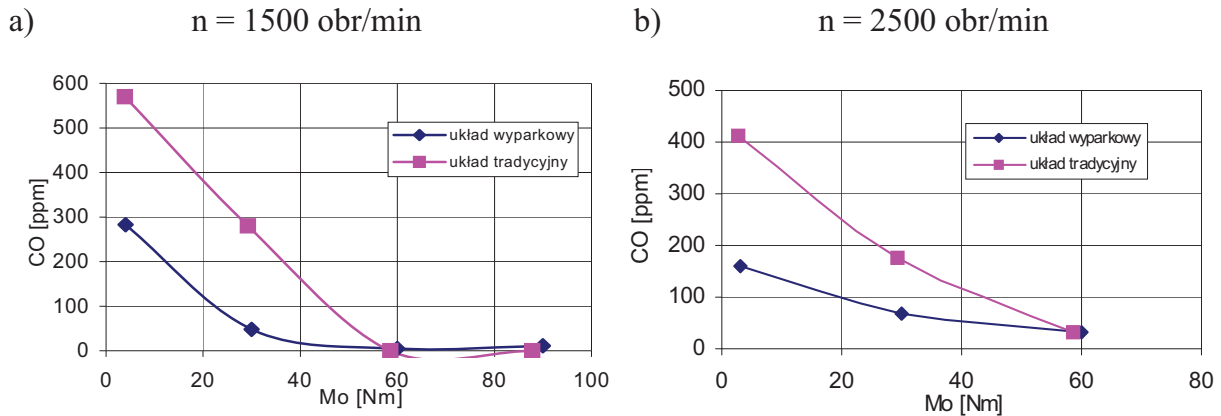
Nie udało się wykonać pełnych charakterystyk obciążeniowych silnika za względu na nadmierny i szybki wzrost ciśnienia w układzie chłodzenia, spowodowany zwiększającą się objętością pary wodnej. Podczas pracy silnika okazało się ponadto, że przy wyższej temperaturze cieczy chłodzącej znacznie zmniejszała się sprawność pompy wodnej, a tym samym natężenie przepływu cieczy chłodzącej przez silnik, co było również przyczyną szybkiego wzrostu ciśnienia.

Podczas badań stwierdzono, że udziały tlenu węgla malały wraz ze wzrostem obciążenia dla obu rodzajów układu chłodzenia, przy czym znacznie mniejsze były udziały tego składnika w spalinach silnika pracującego z wyparkowym układem chłodzenia na biegu luzem i przy bardzo małym obciążeniu silnika (rys. 3).

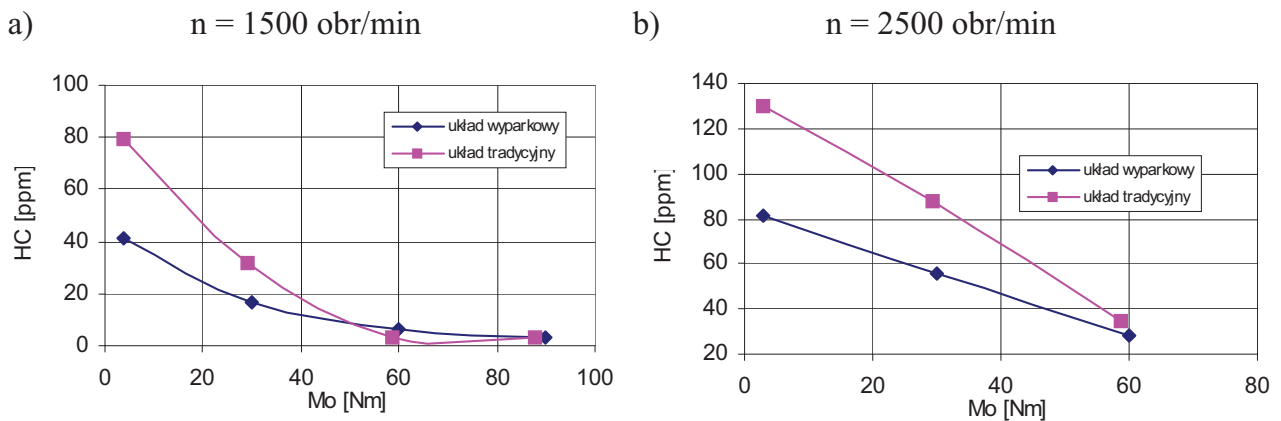
Różnica między udziałami tlenu węgla dla wyparkowego układu chłodzenia sięgała 100-200 ppm, czyli wynosiła nawet do 50% udziału dla układu standardowego. Wraz ze wzrostem obciążenia różnice między udziałami tego składnika dla obu układów chłodzenia sukcesywnie malały. Przy obciążeniu ok. 60 Nm udziały te były bardzo zbliżone, co może być uzasadnione rozpoczęciem pracy katalitycznego reaktora spalin (dopalacza) po wzroście temperatury spalin do odpowiedniej wartości.

Udziały węglowodorów w spalinach zmieniały się podobnie (rys. 4). Przy biegu luzem udziały tego składnika spalin podczas pracy silnika z układem wyparkowym osiągały nawet 50% wartości udziałów zmierzonych podczas pracy silnika z układem standardowym. Różnice te malały po

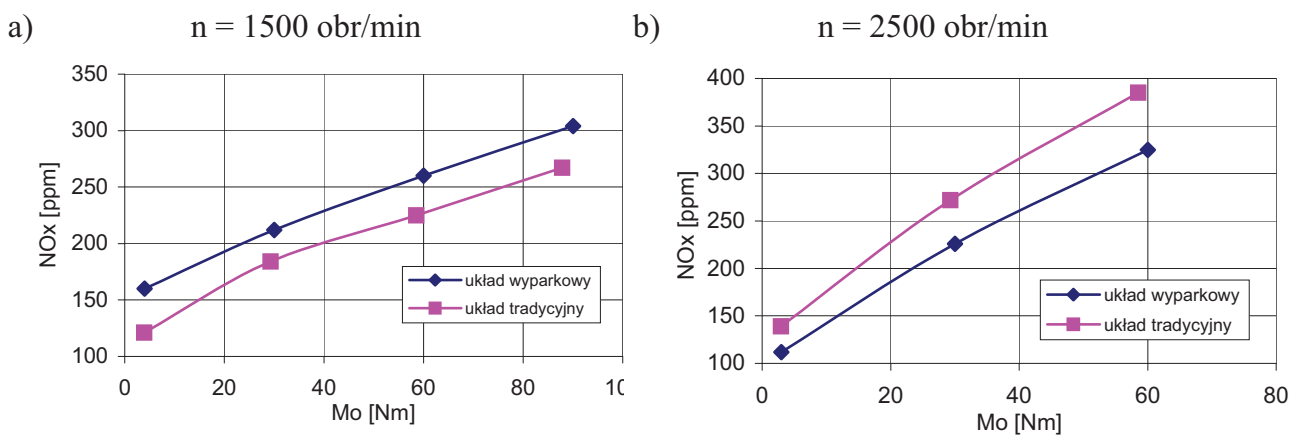
włączeniu się do pracy reaktora katalitycznego, gdy temperatura spalin wzrastała i osiągała wartości z przedziału 250-300°C.



Rys. 3. Udział tlenku węgla w spalinach silnika 4CT90 dla wyparkowego i standardowego układu chłodzenia
 Fig. 3. Volume fraction of Carbon Monoxide in exhaust gas from the engine 4CT90 for vapor and standard cooling system

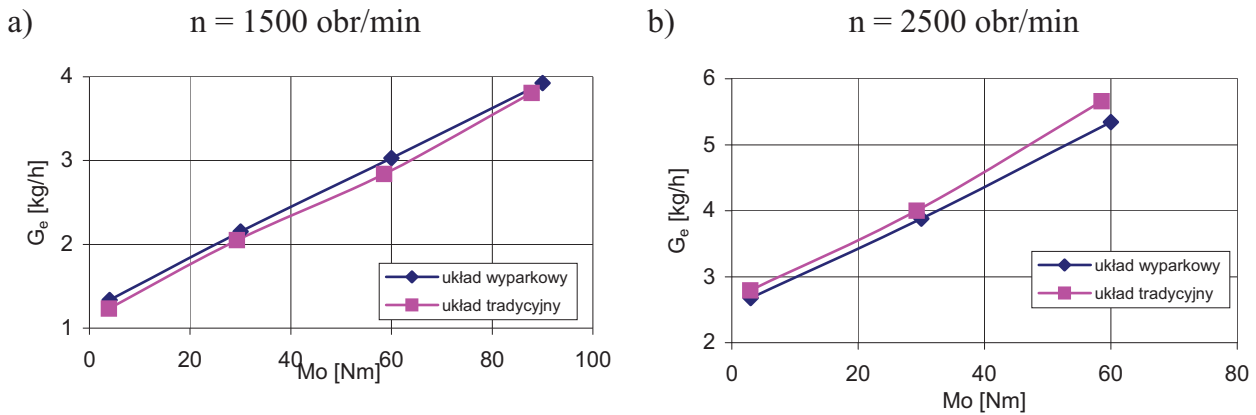


Rys. 4. Zmiany udziałów tlenku węglowodorów w spalinach silnika 4CT90 dla wyparkowego i standardowego układu chłodzenia
 Fig. 4. Volume fraction of Hydrocarbon in exhaust gas from the engine 4CT90 for vapor and standard cooling system

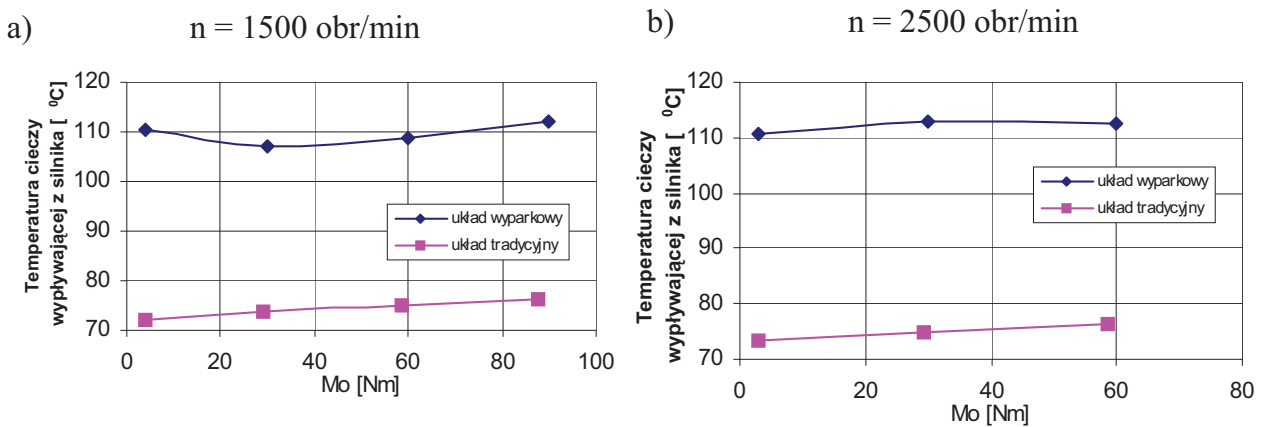


Rys. 5. Zmiany udziałów tlenku azotu w spalinach silnika 4CT90 dla wyparkowego i standardowego układu chłodzenia
 Fig. 5. Volume fraction of Nitric Oxides in exhaust gas from the engine 4CT90 for vapor and standard cooling system

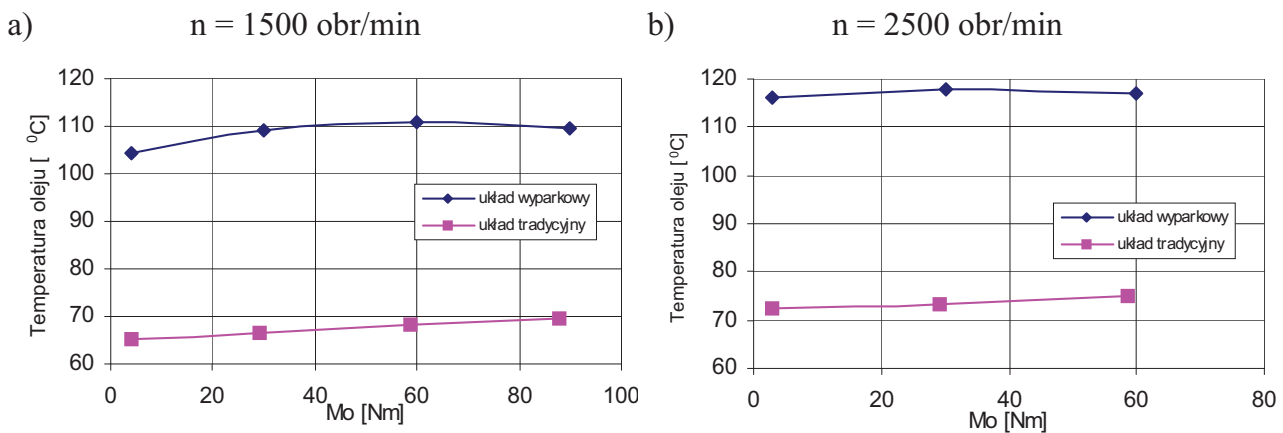
Zwiększenie temperatury cieczy chłodzącej w układzie wyparkowym spowodowało natomiast wzrost udziałów tlenków azotu w spalinach (rys. 5). Wzrost ten był w przybliżeniu stały, niezależnie od obciążenia silnika i wynosił około 20-50 ppm. Jest to zjawisko niekorzystne dla ogólnej toksyczności spalin, aczkolwiek wydaje się, że można byłoby go ograniczyć, szczególnie przy małym obciążeniu silnika, stosując nieco większe schłodzenie spalin w układzie recyrkulacji spalin.



Rys. 6. Zmiany godzinowego zużycia paliwa przez silnik 4CT90 dla wyparkowego i standardowego układu chłodzenia
 Fig. 6. Changes of fuel consumption in the engine 4CT90 for vapor and standard cooling system



Rys. 7. Zmiany temperatury cieczy wypływającej z silnika 4CT90 dla wyparkowego i standardowego układu chłodzenia
 Fig. 7. Temperature of cooling liquid flowing out from the engine 4CT90 for vapor and standard cooling system



Rys. 8. Zmiany temperatury oleju w silniku 4CT90 dla wyparkowego i standardowego układu chłodzenia
 Fig. 8. Temperature of lubricating oil in the engine 4CT90 for vapor and standard cooling system

Godzinowe zużycie paliwa dla układu wyparkowego i układu ze standardowym układem chłodzenia nie różniło się zasadniczo, co świadczy o braku wpływu układu na ekonomiczność pracy silnika w małym zakresie obciążenia (rys.6). Można sądzić, że możliwe byłoby poprawienie ekonomiczności pracy silnika z układem wyparkowym poprzez skorygowanie kąta początku tłoczenia paliwa, albowiem zastosowanie układu wyparkowego spowodowało wzrost temperatury ścianek komory spalania.

Temperatura cieczy wypływającej z silnika wyposażonego w wyparkowy układ chłodzenia wynosiła około 110°C i była istotnie wyższa od temperatury cieczy dla układu standardowego o około 35°C (rys.7). Temperatura ta utrzymywała się na stałym poziomie niezależnie od obciążenia silnika. Na wlocie do silnika temperatura ta była niższa o około 15-20°C, a więc zmiana tej temperatury była porównywalna ze zmianą dla standardowego układu chłodzenia (rys.13.9).

Zastosowanie układu wyparkowego spowodowało także wzrost temperatury oleju o około 40°C (rys.8). Temperatura ta w znacznej części zależy od temperatury cieczy chłodzącej gdyż olej jest częściowo chłodzony płynem chłodzącym przepływającym kanałami w podstawie filtra oleju.

4. Wnioski

1. Dla wykonanej wersji zamkniętego wyparkowego układu chłodzenia nie udało się wykonać pomiarów w całym zakresie prędkości obrotowej i obciążenia silnika. Zbyt mała wydajność pompy wodnej, zmniejszana dodatkowo korkami parowymi oraz zestawu chłodzącego, powodowała nadmierny wzrost ciśnienia w układzie chłodzenia.
2. Potwierdzono korzystny wpływ wzrostu temperatury cieczy chłodzącej na zmniejszenie udziałów tlenku węgla i węglowodorów w zakresie małego obciążenia silnika. Jest to szczególnie ważne, albowiem w tym zakresie nie osiąga pełnej sprawności katalityczny reaktor utleniający. Jednocześnie stwierdzono wyraźny wzrost udziałów tlenków azotu oraz temperatury spalin.
3. Ekonomiczność pracy silnika z układem wyparkowym w badanym zakresie była zbliżona do ekonomiczności silnika z układem standardowym.
4. Podczas dalszych badań celowe jest zastosowanie dodatkowego chłodzenia cieczy w zbiorniku wyrównawczym oraz zastosowanie większej pompy wodnej, co powinno zapobiec tworzeniu korków parowych w pompie i zwiększyć intensywność przepływu cieczy.

Pracę zrealizowano w ramach projektów badawczych nr N502 046 32 3627, nr 8T12D01621 finansowanych przez Komitet Badań Naukowych.

Literatura

- [1] Walentynowicz, J., *Badania wyparkowego układu chłodzenia na stanowisku modelowym*, Journal of KONES, Vol. 16 No 3. 2007.