

Zbigniew J. SROKA*

Obciążenie cieplne silnika spalinowego zasilanego podtlenkiem azotu – na przykładzie silnika Fiata Punto 1,2 8V

Zespół działań modernizacyjnych, prowadzących do poprawy sprawności istniejącego silnika spalinowego, nazywany tuningiem, wymaga analizy zmian termodynamicznych procesu spalania oraz oceny trwałości silnika. W niniejszym artykule omówiono różne formy tuningu, zwracając szczególną uwagę na użycie podtlenku azotu. Przeprowadzono teoretyczną analizę zmiany obciążenia cieplnego tłoka i wzrostu intensywności zużycia pierścieni tłokowych.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy ZI, podtlenek azotu, obciążenie cieplne, trwałość

Thermal load of internal combustion engine fuelled by nitrogen monoxide – case study of Fiat Punto 1,2 8V

An improvement of efficiency of modern combustion engines is otherwise known as automotive tuning. It needs thermal and durability analyses. Various forms of automotive tuning have been discussed in this paper but the application of nitrogen monoxide (NOS) has been given special attention. Some analyses of thermal load of piston and wear rate of piston rings have been performed.

Key words: SI internal combustion engine, Nitrous Oxide Systems (NOS), thermal load, durability

1. Tuning silnika spalinowego

W technice motoryzacyjnej, *tuning* oznacza zespół czynności modyfikujących istniejący już obiekt (pojazd) w celu zmiany wyglądu lub (i) poprawy parametrów jego pracy. Jest on kojarzony przede wszystkim z „uatrakcyjnianiem” zewnętrznego wyglądu pojazdu (spoilery, felgi, lusterka, kolorystyka itp.) – jest to tzw. *tuning* optyczny. W odniesieniu do silnika spalinowego, *tuning* jest modernizacją, która ma na celu wywołanie zmian organizacji procesu spalania, jak i ograniczenia strat energii, będących wynikiem zjawisk mechanicznych, cieplnych i chemicznych, jakie występują podczas pracy silnika. *Tuning* może obejmować zarówno czynności regulacyjne, jak i daleko idące zmiany konstrukcyjne. Modernizacja procesu spalania ma prowadzić do poprawy wskaźników pracy silnika, ze szczególnym uwzględnieniem modyfikacji charakterystyki momentu obrotowego w całym zakresie prędkości obrotowej, której konsekwencją jest między innymi wzrost maksymalnej mocy, co w sposób bezpośredni przenosi się na wzrost prędkości pojazdu. Praktyczną realizację zmiany charakterystyki momentu obrotowego w istniejącym silniku spalinowym można uzyskać przez modernizację poszczególnych mechanizmów i układów, które umożliwią:

- zwiększenie współczynnika napełnienia cylindra,
- zwiększenie gęstości ładunku,
- zmianę współczynnika nadmiaru powietrza,
- zwiększenie pojemności skokowej silnika,
- zwiększenie prędkości obrotowej mocy maksymalnej,
- zwiększenie sprawności ogólnej silnika.

Najczęściej modernizacji ulegają układy mające bezpośredni wpływ na powyżej przedstawione parametry, tj.: układ dolotowy, układ wylotowy, układ rozrządu, zespół tłok–cylinder, komora spalania oraz system zasilania.

1. Tuning of a combustion engine

In automotive engineering, tuning refers to a group of modification works on an object (vehicle) to change its looks and/or to improve its operating parameters. First of all, tuning is understood as a decorative process of a vehicle by providing additional equipment such as spoilers, mirrors, new fashion tire bands, change of color etc. Such tuning is referred to as “visual tuning”. As regards the engine, tuning (previous name in the Polish language “rasowanie”) should be considered as modification works in order to change the organization of the combustion process with a view to reduce the energy losses. These losses are caused by mechanical, chemical and thermal phenomena co-existing during the engine operation. The said tuning can cover both regulatory (control) and redesign works related to the engine. Modification of the combustion process has to improve engine operating parameters by changing its torque in the whole range of rpm. It brings changes in power and thus, vehicle speed. Many variations of torque characteristics can be obtained by a modification of the engine components:

- charging level,
- density of air-fuel mixture,
- air excess coefficient (A/F ratio),
- displacement,
- engine speed for maximum power,
- effective efficiency.

Hence, most often the modifications cover engine components which have direct impact on the above mentioned parameters.

These are the parameters of: inlet manifold, exhaust system, timing, piston-cylinder, combustion chamber and fuel system.

Modernizacja układu dolotowego jest realizowana w celu zmniejszenia strat przepływu, zwiększenia współczynnika napełniania przez zastosowanie doładowania, zmniejszenia temperatury ładunku docierającego do cylindra, jak również dla uzyskania bardziej równomiernego rozkładu ładunku między poszczególnymi cylindrami. Zabiegi te realizuje się przez odpowiednie kształtowanie kanału dolotowego, zmianę mikrogeometrii powierzchni kanału (polerowanie), zmianę wzniosu zaworu dolotowego lub zmianę kąta otwarcia przepustnicy. Istotnym elementem układu dolotowego mającym wpływ na sprawność silnika jest filtr powietrza, którego wkład lub cały kształt można dowolnie modyfikować.

Na proces napełniania, a tym samym na stosowne parametry pracy cyklu roboczego silnika, wpływa również **konstrukcja układu wylotowego**, chociaż jego znacznie jest mniejsze niż oddziaływanie układu dolotowego. Wynika to ze sposobu usuwania spalin, które są wypychane (a nie zasysane) przez tłok w czasie suwu wylotu. O ilości spalin pozostających w cylindrze po suwie wylotu, niekorzystnie wpływających na napełnienie cylindra, decyduje objętość komory sprężania, która jest wynikiem przyjętego stopnia sprężania. Modernizacja układu wylotowego, polegająca na zmianie tłumików, zmianie kształtu i długości rur, itp. prowadzi do zmniejszenia oporów przepływu lub/i wykorzystania zjawisk falowych.

Układ rozrządu steruje wymianą czynnika roboczego w cylindrze silnika. Od jego konstrukcji zależą między innymi maksymalny wznios zaworów, szybkość ich otwierania i zamykania, początek i koniec otwarcia zaworów względem kąтового położenia wału korbowego. Modernizacja tych wielkości w znaczący sposób wpływa na parametry pracy silnika, powodując zmianę charakterystyki współczynnika napełniania.

Zwiększenie mocy i momentu obrotowego jest możliwe przez zwiększenie objętości skokowej silnika, tj. ingerencję w **budowę układu tłok-cylinder**. W praktyce zwiększenie objętości skokowej, jest możliwe do wykonania przez powiększenie średnicy cylindrów i zastosowanie większych tłoków. Zwiększenie objętości skokowej silnika powinno być połączone z modyfikacjami układu dolotowego, prowadzącego do kontrolowanego wzrostu prędkości przepływu przez kanały dolotowe. Ograniczeniem stosowania tego zabiegu jest ilość materiału bloku silnika lub grubość tulei oraz – co znacznie ważniejsze – wzrost sił bezwładności, powodujących zwiększenie obciążeń układu korbowo-tłokowego. Siły bezwładności, dodatkowo obciążające elementy silnika można zredukować przez kolejne zabiegi modyfikujące, polegające na zmniejszeniu masy obciążanych elementów. Wiąże się to ze zmianą ich przekrojów, co w efekcie może prowadzić do kolejnego ograniczenia wynikającego ze wzrostu naprężeń. Zabiegi te są więc uwarunkowane współczynnikami bezpieczeństwa przyjmowanymi przez producentów, a te zależą między innymi od stopnia zaawansowania technologicznego. Niekiedy jest możliwe znaczące zmniejszenie masy elementu wynikające z niedoskonałości dotychczas stosowanej technologii wytwarzania (nadlewy, bazy obróbkowe itp.). Wspomniane ograniczenia konstrukcyjno-technologiczne

Modification of the **inlet manifold** is carried out by reducing the flow losses, increasing of the charging ratio by supercharging, reduction of temperature of the mixture at the start of the inlet stroke and getting uniform distribution of the charge to each of the cylinders. These works can be made by shaping of the inlet channels, changes of microgeometry of the inlet surfaces, changes of inlet valve lift and modifications of throttle opening angle. The air filter, an important part of the inlet system can also be freely modified by giving it a new shape and changing its cartridge.

The design of an **exhaust system** has also got an influence on the combustion chamber filling process, but its significance is less important than that of the intake one. It is because of the peculiar activity – pushing out not sucking in. The amount of exhaust gases remaining in the cylinder after the exhaust cycle (disadvantageous to the filling process) depends on the clearance volume, which is a result of compression ratio. The tuning of the exhaust system can be done by changing of a silencer and shaping and changing of the pipe lengths. These modifications lead to a reduction flow losses and/or the employment of wave motion.

Valve timing controls the exchange of charge in the cylinder. Its design effects: maximum valve lifts, opening and closing speed of a valve against its timing. Modifications of these parameters cause changes in the combustion chamber filling ratio.

The power and torque improvement is possible through the increase of engine displacement which is possible through redesigning of the **piston-cylinder assembly**. It is most often realized by extending the diameter of a cylinder and putting a larger piston in it. The increase of the displacement obviously should go along with the modification of the inlet manifold. This is done to provide a controlled increase in the flow speed in the pipes. The size of an engine block, the thickness of cylinders and increasing the inertia forces (most important) are the limitations of this type of tuning.

An effect of the inertia force, which provides additional load to the engine components, can be minimized by the reduction of the mass of these components. This, however leads to an increased stress of the elements. That type of tuning is strictly limited by safety coefficients given by the manufacturers and depends on both the age of an engine and its level of advancement. Sometimes it is possible to seriously reduce the mass thanks to the obsolescence of the design (spruces, machining bases etc). The mentioned technology limitation, sometimes leads to a simple replacement of the existing components with new ones – made from better materials.

Another operation we can perform is decreasing the **clearance volume** without changing the cylinder diameter as opposed to increasing the displacement. It is performed to raise the compression ratio, which improves the thermal efficiency and increases the chamber filling ratio as a result of the fact that a decreased amount of exhaust gases remains in the cylinder after the exhaust stroke. That type of tuning is often performed by increasing the height of the piston crown (additional material surfacing by welding) or lowering of the

prowadzą do zastępowania części standardowych elementami całkowicie nowymi, wykonanymi z „lepszych” materiałów i z użyciem technologii poprawiających ich wytrzymałość.

Zabiegiem przeciwnym do wzrostu objętości skokowej silnika jest **zmniejszenie komory spalania** (przy zachowaniu średnic tłoka i cylindra) w celu zwiększenia stopnia sprężania. Taka modyfikacja powoduje wzrost sprawności teoretycznej i cieplnej obiegu oraz wpływa na podwyższenie współczynnika napełnienia, dzięki zmniejszeniu ilości spalin pozostających w cylindrze po suwie wylotu. Zabieg ten jest często wykonywany przez podwyższanie korony tłoka (napawanie dodatkowego materiału) [8] lub obniżenie położenia głowicy w stosunku do powierzchni górnej bloku silnika (tzw. planowanie głowicy). Istnieją jednak ograniczenia w stosowaniu tego zabiegu. W silnikach o zapłonie samoczynnym wielkość stopnia sprężania jest ograniczona ze względu na pogarszanie się sprawności mechanicznej. Podnoszenie stopnia sprężania w silniku o zapłonie iskrowym jest z kolei ograniczone występowaniem spalania stukowego, co znajduje odzwierciedlenie w spadku sprawności.

W starszych silnikach, z tradycyjnymi rozwiązaniami w zakresie dostarczenia, przygotowania i zapłonu mieszanki paliwowo-powietrznej poprawę parametrów pracy silnika można uzyskać przez **wprowadzenie lub zmianę urządzeń sterujących** ich pracą. Zmiana ich może być korzystna, a niekiedy konieczna w silnikach poddanych innym modyfikacjom wpływającym np. na szybkość spalania mieszanki (kąąt wyprzedzenia zapłonu) lub prędkość przepływu powietrza.

Szczególną formą *tuningu* jest tzw. *tuning* elektroniczny (*tuning chipowy* lub *chip-tuning*). Modyfikacja dotyczy sterownika silnika i polega na wymianie lub reprogramowaniu pamięci urządzenia, zawierającej charakterystyki potrzebne do sterowania silnikiem (temperatura, ciśnienie wtrysku, kąąt wyprzedzenia zapłonu lub wtrysku, ciśnienie doładowania itp.). Możliwość poprawy parametrów pracy silnika przez *chip-tuning* wynika z faktu, że dane wprowadzone do pamięci sterownika są wynikiem kompromisu eksploatacji silnika w różnych warunkach. Podczas *tuningu* znany jest cel przeznaczenia silnika, np. silnik ma być „ekonomiczny” lub będzie miał sportowe przeznaczenie, a zatem modyfikacje elektroniczne będą odzwierciedlać fragmenty stosownych charakterystyk uniwersalnych silnika, akcentowane momentem obrotowym silnika, zużyciem paliwa, czystością spalin itp. względem prędkości obrotowej.

W ostatnim czasie coraz większą popularność zdobywa **instalacja zasilania silnika podtlenkiem azotu** (N_2O), tzw. nitro. Hamowniane badania laboratoryjne wykazują, że w wyniku zastosowania tego rozwiązania udaje się chwilowo (przez ok. 20 s) zwiększyć moment silnika o zapłonie iskrowym o 50% lub więcej w stosunku do stanu wyjściowego [8, 14, 15]. Ten krótkotrwały zabieg narzuca określoną formę jego stosowania, ale przede wszystkim wymaga oceny procesu spalania i trwałości obiektu.

cylinder head (cylinder head facing). There are some limitations as to the use of this type of modifications. For diesel engines the level of compression ratio is determined by its mechanical efficiency. Knocking, on the other hand, restricts the increase of compression ratio in spark ignition engines and leads to efficiency decrease.

In technologically obsolete engines, with traditional system of fuelling and ignition, the improvement of engine parameters can be done by applying new-concepts of **control systems**. It might be needed because of the necessity to control the combustion velocity or air flow resulting from other types of tuning. A quite interesting modification is the electronic tuning referred to as **chip-tuning**. That modification is applied to the ECU (Electronic Control Unit) or consists, basically in its replacement or reprogramming of its memory (changes in revolution, injection doses, timing, operating temperature, supercharging etc.). Chip-tuning can be applied because the parameters in the ECU memory are a result of a compromise of the engine operation parameters under various conditions. The tuning can focus on “fuel economy” or performance. Electronic modifications will reflect the fragments of universal engine characteristics considering torque, fuel consumption or emissions at given engine speeds.

Recently, a popular NOS is being applied in the engine fuelling system. NOS stands for nitrous oxide systems – N_2O . Laboratory and road tests have shown temporary (around 20 seconds) rise of power of 50% and more [8, 14, 15]. This short-time tuning necessitates a special form of use of the said system and needs further analyses of the combustion process and durability of the engine in the first place.

2. Engine fuelled by nitrous oxide

Nitrous oxide – N_2O (NOS) is a non-flammable, inert and transparent gas, which forms by the decomposition of ammonium nitrate (NH_4NO_3) at temperature of 453-523 K. Before N_2O was applied in the automotive industry it was used in medicine as an anesthetic in the XVII century (surgery and dentistry). Nitrous oxide is commonly recognized as laughing gas because of the patient’s reactions after administration. N_2O for combustion engine applications was first used in German Air Force during World War II [14]. NOS systems were also used in Great Britain and USA in the aviation. After the War, in America, NOS was applied in car-racing. In spite of its explosiveness (the use of N_2O was temporarily prohibited), “drag-races” (special type of race – 1 mile distance only) are still practiced.

There comes a question: Where is the trick with the use of NOS, knowing it is non-combustible?

The answer is: under thermodynamic conditions inside the combustion chamber (ambient pressure and 463 K is enough though) N_2O decomposes into nitrogen and (!) oxygen. Oxygen released from N_2O is taken to modify the engine parameters. It can improve the combustion process in two ways. Firstly, oxygen can assure complete combustion of air-fuel mixture – it was used in, the above mentioned GM1 German aviation system during the War, supplementing the mixture with oxygen because of oxygen lack at high

2. Podtlenek azotu w silniku

Podtlenek azotu (N_2O) jest niepalnym, bezbarwnym gazem, który powstaje w wyniku rozkładu azotanu amonu (NH_4NO_3) w temperaturze ok. 453-523 K.

Zanim N_2O został zastosowany w technice motoryzacyjnej był wykorzystywany już w XVII w. w medycynie (chirurgia i stomatologia) jako środek znieczulający. Ze względu na stan, jaki wywoływał u pacjenta zyskał potoczną nazwę „gazu rozweselającego”. Podtlenek azotu w zastosowaniach silnikowych pojawił się po raz pierwszy w niemieckim lotnictwie podczas drugiej wojny światowej [14]; lotnicze instalacje N_2O stosowano również w Anglii i Stanach Zjednoczonych. W latach powojennych w USA zaczęto stosować podtlenek azotu w wyścigach samochodowych. Mimo wielu kłopotów z wybuchami instalacji, co wiązało się z czasowym zakazem stosowania N_2O , po dzień dzisiejszy istnieje specjalna formuła tzw. „drag racing” (wyścig na krótkim dystansie 1 mili), w którym ten środek jest stosowany.

Powstaje pytanie, w czym tkwi tajemnica stosowania N_2O skoro jest on gazem niepalnym? Odpowiedź jest następująca. W warunkach, jakie panują w komorze spalania silnika spalinowego (choć wystarczy ciśnienie otoczenia i temperatura ok. 463 K), podtlenek azotu rozkłada się na azot i tlen. W procesie modyfikacji wskaźników pracy silnika wykorzystywany jest uwolniony tlen, który albo wspomaga proces spalania zapewniając spalanie zupełne mieszanki paliwowo-powietrznej¹⁾ [14], albo umożliwia spalanie dodatkowej porcji benzyny, a spalające się w tych warunkach paliwo pozwala osiągnąć większe ciśnienie ładunku w cylindrze i stąd wspomniane przyrosty mocy. Podtlenek azotu daje takie efekty z dwóch różnych powodów i oba są wykorzystywane technicznie: po pierwsze zawiera on 36% jednostek wagowych tlenu, co czyni go bardziej konkurencyjnym wobec 23% jednostek O_2 zawartych w powietrzu. Po drugie, podczas jego uwalniania z wysokociśnieniowej butli²⁾ następuje odparowanie, któremu towarzyszy obniżenie temperatury. To implikuje wzrost gęstości tlenu, co oczywiście oznacza możliwość wprowadzenia większej jego ilości do komory spalania.

Instalacja zasilania podtlenkiem azotu przypomina swym działaniem pracę znanej instalacji gazowej zasilanej mieszanką propanu-butanu. Najpopularniejszym typem instalacji jest układ, w którym oprócz wtryskiwacza N_2O stosuje się dodatkowy wtryskiwacz paliwa. Kompletna instalacja składa się z: wysokociśnieniowej butli gazu, reduktora obniżającego i wyrównującego ciśnienie N_2O , wysokociśnieniowych przewodów doprowadzających gaz do specjalnego zaworu (tzw. pulsatora, który wtryskuje odpowiednią dawkę tego gazu do kolektora dolotowego) oraz dodatkowego wtryskiwacza paliwa. Sterowanie wtryskiem gazu i dodatkowej porcji paliwa zajmuje się układ elektroniczny.

¹⁾ Wykorzystywane w lotnictwie, jak np. znany z czasów II wojny światowej niemiecki system GM1, który uzupełniał mieszankę palną w tlen, którego brakowało silnikom lotniczym na dużych wysokościach.

²⁾ Pod ciśnieniem ok. 5 MPa, gdzie jest przechowywany w postaci płynnej.

altitudes [14]. Secondly, oxygen liberated from nitrous oxide can be used to burn additional portion of fuel. It causes high pressure inside the cylinder and then increases the power. Why does that happen? Nitrogen monoxide has got oxygen in the amount of 36% by weight vs. 23% by weight in the ambient air and this is the first advantage of its use. When Nitrogen monoxide is released from the storage tank (under 5 MPa pressure in liquid state), evaporation process with decreasing of temperature takes place. Lower temperatures increase the density of oxygen and it starts supercharging the engine. NOS is similar to LPG (*Liquefied Petroleum Gas*). The most popular NOS has got a nitrous oxide injector along with an additional fuel injector. Complete installation consists of: high pressure tank for N_2O storage, pressure regulator, and high pressure ducts including a special valve (pulsating valve) to supply the gas to the inlet manifold and, finally, an additional fuel injector. CPU controls the injection of N_2O and the fuel. Extra fuel injector inside the manifold is a weakness of the system, because of a possible explosion. To prevent explosion in the inlet ducts, the latest NOSes use standard fuel injectors to inject additional doses of fuel directly into the area before the inlet valve when N_2O is fed. Time of operation of the engine fuelled by N_2O is only several seconds. The images of NOS fitted in Fiat Punto powered by Fiat 1.2 8V are shown in Figures 1 and 2 [5].

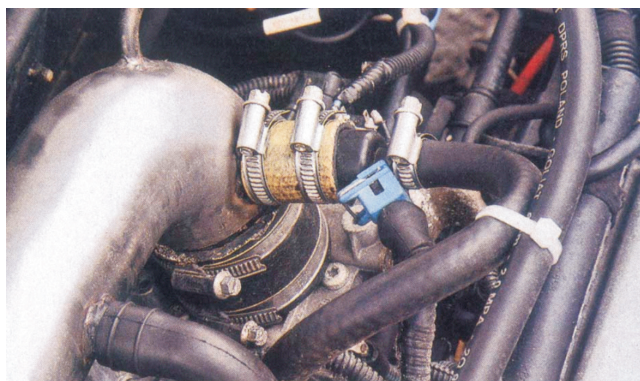
Diagrams of power and torque performances are presented in Fig. 3.

Upper curves represent nitrous oxide supply [5].



Rys. 1. Wysokociśnieniowa butla przeznaczona do transportu podtlenku azotu w bagażniku samochodu Fiat Punto [5]

Fig. 1. High pressure tank for N_2O in the trunk (Fiat Punto) [5]



Rys. 2. Wtryskiwacz podtlenku azotu w silniku Fiat 1,2 8V [5]

Fig. 2. View on the nitrous oxide injector in Fiat engine 1.2 8V [5]

Dodatkowy wtryskiwacz paliwa w kolektorze dolotowym zaliczany jest jednak do słabych stron takiej instalacji, gdyż istnieje niebezpieczeństwo wybuchu mieszanki w kolektorze dolotowym. By temu zapobiec, w nowszych rozwiązaniach zamiast dodatkowego wtryskiwacza paliwa wykorzystuje się fabrycznie montowane wtryskiwacze paliwa, które „przesterowane elektronicznie” dostarczają większą dawkę paliwa bezpośrednio w okolicie zaworu dolotowego w chwili zasilania N_2O . Czas pracy instalacji N_2O podczas badań nie przekraczał kilkunastu sekund.

Elementy składowe instalacji zamontowane w jednym z egzemplarzy Fiata Punto, gdzie zamontowany jest badany silnik 1,2 8V pokazano na rys. 1 i 2 [5].

Wykresy przebiegu krzywych mocy i momentu obrotowego pokazano na rys. 3. Górne linie obrazują przyrosty mocy i momentu związane z załączeniem instalacji zasilania silnika podtlenkiem azotu [5].

3. Obciążenie cieplne elementów silnika zasilanego N_2O

Obciążenie cieplne silnika jest pojęciem niejednoznacznym. Wiąże się ono z takimi wielkościami jak temperatura, gradient temperatury, strumień ciepła. W ujęciu globalnym obciążenie cieplne jest zdefiniowane jako strumień ciepła wywiązywany w danych warunkach w silniku, co według Wiśniewskiego [12] oznacza:

$$Q = W_p \cdot B_0 \cdot \xi, \quad (1)$$

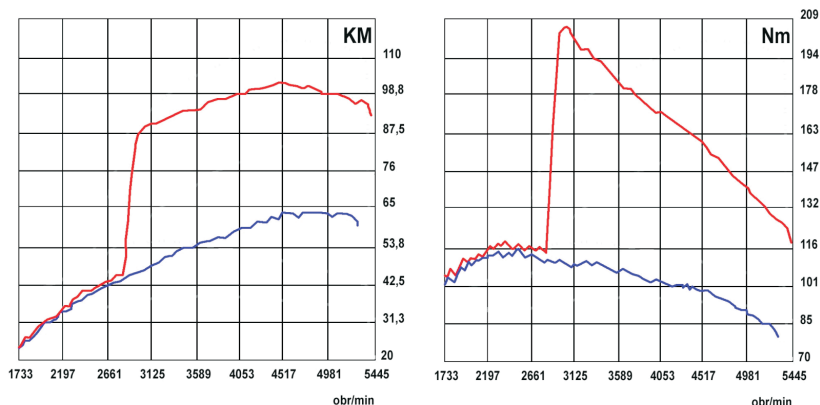
gdzie: W_p – wartość opałowa paliwa, B_0 – zużycie paliwa w jednostce czasu, ξ – współczynnik wywiązywania ciepła w komorze spalania silnika.

Tak zdefiniowane obciążenie cieplne jest uśrednionym wskaźnikiem porównawczym, który wprawdzie nie opisuje rzeczywistych obciążeń poszczególnych elementów silnika, ale w zupełności umożliwia dokonanie opisu stanu termodynamicznego silnika. Stan ten zależy od przewodności cieplnej, kształtu komory spalania, przebiegu procesu spalania.

Parametrami, które opisują wymianę ciepła w komorze spalania są: temperatura czynnika T oraz współczynnik przemieszczania ciepła na powierzchniach ścian ograniczających przestrzeń komory spalania α_g . Wielkości te opisują warunki brzegowe wymiany ciepła. Są one zmienne w czasie cyklu pracy silnika, a ponadto są niejednorodne w przestrzeni komory spalania. Obliczenia tych wielkości wykonuje się przy założeniu, że czynnik roboczy znajduje się w równowadze energetycznej w dowolnej chwili oraz może być traktowany jako gaz doskonały i stanowi pod względem termodynamicznym układ zamknięty (stała ilość czynnika w cylindrze).

Podstawą obliczeń temperatury jest równanie stanu gazów doskonałych o postaci [2, 7]:

$$p \cdot V = T \cdot b \cdot n_1 \cdot MR, \quad (2)$$



Rys. 3. Charakterystyka zewnętrzna silnika Fiat Punto 1,2 dm³ 8V

Fig. 3. Full load performances of power and torque for Fiat engine 1.2 8V

3. Thermal load of components of an engine fuelled by N_2O

Thermal load is an ambiguous term. It is related to such quantities as temperature, its gradients, heat transfer etc. In general, thermal load can be defined as a heat flux released inside an engine under given operating conditions (Wiśniewski) [12] – see eq. (1),

where: W_p – fuel calorific value, B_0 – fuel consumption in time unit, ξ – heat release rate inside the combustion chamber.

Thermal load defined above (1) is an overall comparative parameter, which does not represent the load of individual engine components, but gives a possibility of describing thermal states of the whole engine. It depends on: thermal conductivity, shape of the combustion chamber and the course of the combustion process. There are two basic parameters that define heat exchange in an engine: temperature of air-fuel mixture T and the heat conductivity α_g on the surface of the chamber walls. These are boundary conditions of the heat exchange. During the engine operation, their values are unsteady and non-homogenous in the combustion chamber. Analyses of these parameters are elaborated with the assumption that air-fuel mixture is in a state of energetic balance at all times and the charge can be treated as an ideal gas working in a closed system (amount of charge is constant). The temperature of mixture is derived directly from the equation of state of ideal gas (2) [2, 7], see eq. (2), where p – combustion chamber pressure, V – volume of combustion area, T – absolute temperature of the charge, b – current coefficient of charge mole number alteration, n_1 – total number of charge mole number before compression, MR – universal gas constant.

The second parameter to define thermal load of an engine is heat conductivity α_g . It consists of three elements as shown in eq. (3), α_k – convection heat conductance, α_r – heat conductivity of flame radiation, α_{rg} – heat conductivity of charge radiation.

There are a lot of formulas of α_g but depending on the boundary conditions they give sometimes divergent results. To use a selected formula, appropriate conditions should be

gdzie: p – ciśnienie w komorze spalania, V – objętość przestrzeni spalania, T – temperatura bezwzględna czynnika roboczego, b – bieżący współczynnik zmiany liczby moli czynnika roboczego, n_i – całkowita liczba moli ładunku cylindra w chwili rozpoczęcia sprężania, MR – uniwersalna stała gazowa.

Drugą wielkością charakteryzującą stopień obciążenia cieplnego części otaczających komorę spalania jest współczynnik przejmowania ciepła α_g – zwany globalnym. Współczynnik ten tworzą: współczynnik przejmowania ciepła przez konwekcję α_k oraz współczynniki uwzględniające radiację płomienia α_r i gazu α_{rg} .

$$\alpha_g = \alpha_k + \alpha_{rg} + \alpha_r. \quad (3)$$

Istnieje wiele zależności opisujących globalny współczynnik przejmowania ciepła w komorze spalania dających czasami rozbieżne wyniki, a ich zastosowanie uwarunkowane jest pewnymi ograniczeniami, uwzględniającymi parametry konstrukcyjne silników, takie jak: wymiary geometryczne komory, stopień sprężania, rodzaj komory, prędkość obrotowa silnika itp. Obszerne zestawienie stosowanych zależności zawiera praca [1]. Przykładową zależnością dla silników o zapłonie iskrowym podano poniżej:

$$\alpha_g(\varphi_i) = 0,99 [1 + 0,0055w_m(\varphi_i)] \sqrt[3]{p^2(\varphi_i)T(\varphi_i)}, \quad (4)$$

gdzie: w_m – prędkość mieszanki przepływającej przez zawór dolotowy dla położenia kąтового j_i wału, $p(\varphi_i)$ – chwilowa wartość ciśnienia czynnika, $T(\varphi_i)$ – chwilowa wartość temperatury czynnika.

W rozważaniach na temat obciążeń cieplnych silnika pojawiają się najczęściej analizy cieplne nie wszystkich elementów silnika, ale tzw. elementów gorących spośród grupy tłokowo-cylindrowej. Najczęściej rozważania dotyczą tłoka, dla którego, np.: w oparciu o prace np. Semenowa [9], Diaczenki [4], Kozaczewskiego [6], można wyznaczyć wskaźnik charakteryzujący obciążenie cieplne K_{tl} w zależności nie tylko od warunków pracy, ale również parametrów konstrukcyjnych silnika, równanie (5). Dodatkowo, dla potrzeb niniejszych badań zmodyfikowano zależność (5) do postaci (6), w której zamieniono ciśnienie i temperaturę chwilową w okolicach zaworu dolotowego na teoretyczne wartości maksymalne, wyrażając w ten sposób chwilowe obciążenie cieplne, adekwatne do krótkotrwałego działania nitro

$$K_{tl} = B \cdot c_m^{0,5} \cdot \left(0,000981 \cdot \left(\frac{D}{\eta_v \cdot p_d} \right)^{0,38} \cdot \left(0,007499 \cdot p_e \cdot g_e \cdot \frac{T_d}{T_o} \right)^{0,88} \right). \quad (5)$$

gdzie: B – współczynnik liczby suwów, dla silnika czterosuwowego $B = 1$, dla dwusuwowego $B = 1,78$, c_m – średnia prędkość tłoka, [m/s], D – średnica cylindra, [mm], η_v – współczynnik napelnienia, [-], p_d – ciśnienie czynnika w obszarze zaworu dolotowego, [MPa], T_d – temperatura czynnika w obszarze zaworu dolotowego, [K], p_e – średnie ciśnienie użyteczne, [MPa], g_e – jednostkowe zużycie paliwa, [g/(kW·h)], T_o – temperatura otoczenia, [K].

considered: compression ratio, geometry of combustion chamber, revolutions per minute etc. Wide elaboration of heat conductivity formulas is provided by Ambrozik [1]. One of them is as follows from eq. (4),

where: w_m – velocity of mixture around the inlet valve for crankshaft angle φ_i , $p(\varphi_i)$ – instantaneous pressure of charge, $T(\varphi_i)$ – instantaneous temperature of charge.

An analysis of thermal load of an engine does not mean an analysis of the whole engine but only its chosen components – most often “hot” parts within the combustion chamber section of an engine. Piston and piston rings are frequently considered here. Based on the tests of Semenow [9], Diaczenko [4], Kozaczewski [6] it is possible to define a thermal load coefficient of a piston K_{tl} , which depends not only on the operating conditions but also the design features – see eq. (5). For this research, the Semenow’s formula has been changed from (5) to (6), to define instantaneous thermal load of a piston when the maximum pressure and temperature are expressed, being adequate to the state when N_2O is used (5), where: B – stroke coefficient, for four stroke engine $B = 1$, for two-stroke engine $B = 1.78$, c_m – average piston speed, m/s, D – cylinder diameter, mm, η_v – filling coefficient, p_d – pressure of charge around the inlet valve, MPa, T_d – temperature of charge around the inlet valve, K, p_e – mean effective pressure, MPa, g_e – specific fuel consumption, g/(kW·h), T_o – ambient temperature, K, and (6),

where: as in (5) except: p_{mt} – maximum pressure of a theoretical engine cycle, MPa, T_{mt} – maximum theoretical temperature of an engine cycle, K.

The relevant literature indicates that factor K_{tl} for car engines should be in the range of (3.2-7.0) and should not exceed 12.0 (independent of piston material – cast-iron or aluminum alloys) [4, 6]. Factor K_{tl} helps to estimate temperature of the mid-point in the piston crown surface, eq. (7) which is important to verify the correctness of the selection of the piston material (7),

where: factor „a” includes the material characteristics and the design of piston: $a = 0.85$ for flat crown piston made of cast-iron, $a = 0.38$ for flat crown piston made of aluminum alloys.

Temperature T_{tl} , for most aluminum alloys cannot exceed volume of 620K because of a much lower tensile strength, decrease in hardness and higher unit elongation [6, 8].

All parameters connected with the thermal load, mentioned above, depend on the pressure of the charge and the mole factor of fresh air-fuel mixture. These are the results of air demand calculation indicating how much air is needed to burn a portion (1 kg) of fuel (M_t). In the mass units, the formula for M_t is as in eq. (8),

where: C, H, O – mass fractions in the fuel of carbon, hydrogen, oxygen (respectively).

For the fuel model: $C = 0.855$; $H = 0.145$; $O = 0$, $M_t = 14.9$ kg of air should be provided to fully burn 1 kg of fuel. Nitrogen monoxide in the combustion engine changes the operating environment, which means that the amount of oxygen can be reduced by 1.6 because of 36% wt. in N_2O against 23% of oxygen in ambient air $0.36/0.23 \approx 1.6$. Going on the

$$K_{tl} = B \cdot c_{m,5}^{0,5} \cdot \left(0,000981 \cdot \left(\frac{D}{\eta_v \cdot p_{mt}} \right) \right)^{0,38} \cdot \left(0,007499 \cdot p_c \cdot g_c \cdot \frac{T_{mt}}{T_o} \right)^{0,88} \quad (6)$$

gdzie: p_{mt} – maksymalne ciśnienie obiegu teoretycznego, [MPa],
 T_{mt} – maksymalna teoretyczna temperatura obiegu, [K].

Literatura przedmiotu wskazuje, że wartość wskaźnika obciążenia cieplnego tłoka K_{tl} dla silników pojazdów samochodowych powinna zawierać się w przedziale od 3,2 do 7,0, a ogólnie nie może przekraczać 12,0 [4, 6]. Wartość współczynnika K_{tl} umożliwia określenie temperatury w środku denka tłoka, będącej istotną miarą poprawności doboru materiału na tłok

$$T_{tl} = 338 + 103 \cdot a \cdot K_{tl}, \quad (7)$$

gdzie: a – współczynnik uwzględniający cechy konstrukcyjne tłoka i ma wartość np. $a = 0,85$ dla tłoków z denkiem o prostej konstrukcji wykonanych z żeliwa, natomiast $a = 0,38$ dla tłoków ze stopów aluminium.

Temperatura ta dla większości stopów aluminium nie może być większa od 620 K ze względu na wielokrotnie obniżoną wytrzymałość na rozciąganie i spadek twardości, a także wydłużenie względne materiału [6, 8].

Omówione parametry pracy silnika, charakteryzujące jego obciążenie cieplne zależą od ciśnienia czynnika roboczego oraz współczynnika zmiany liczby moli świeżego ładunku, którego wartość jest z kolei funkcją teoretycznego zapotrzebowania powietrza do spalania 1 kg paliwa (M_t). W ujęciu masowym zapis ten należy przedstawić

$$M_t = \left(\frac{1}{0,23} \right) \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \quad (8)$$

gdzie: C, H, O – masowe udziały odpowiednio węgla, wodoru i tlenu w paliwie.

Dla przykładowego składu paliwa $C = 0,855$; $H = 0,145$; $O = 0$ wartość $M_t = 14,9$ kg powietrza na 1 kg paliwa.

Doprowadzenie podtlenku azotu do silnika powoduje, że pracuje on w innym środowisku niż powietrze. Oznacza to, że przy 36% udziale masowym tlenu w podtlenku azotu wobec 23% wagowych O_2 w powietrzu można zmniejszyć ilość (N_2O) w proporcji $0,36/0,23 \approx 1,6$.

Przyjmując założenie o niezmienności parametrów zasilania, jak i o spalaniu zupełnym ładunku, można określić wartość zapotrzebowania N_2O (MN_2O) potrzebną do spalania 1 kg paliwa. Po podstawieniu do wzoru (8) otrzymano wartości 9,5 kg N_2O /kg paliwa. Z uwagi jednak na formę dostarczenia N_2O do silnika (z butli o wysokim ciśnieniu) można zaobserwować wzrost współczynnika napełnienia podobny do doładowania, co oznacza, że tlenu uwalniającego się z N_2O jest w nadmiarze. Konsekwencją tego jest zubożenie mieszanki przy równoczesnym wzroście wartości parametrów termodynamicznych obiegu.

W tabeli 1 zestawiono dane techniczne badanego silnika Fiat 1,2 8V i wybrane wskaźniki termodynamiczne obiegu pracy tego silnika dla zasilania standardowego, jak i przy doprowadzeniu podtlenku azotu. Obliczenia prowadzono

z założeniem, że parametry zasilania nie zmieniają się i proces spalania jest kompletny, jest możliwe do oszacowania zapotrzebowania na tlenek azotu (M_{N_2O}) na 1 kg paliwa. Według (8) jest to 9,5 kg N_2O /1 kg paliwa.

Jak wspomniano w tym rozdziale, silnik jest zasilany z N_2O z zbiornika pod ciśnieniem. Powoduje to wzrost stosunku mieszanki do powietrza – nadmiar tlenu. Wpływa to na poprawę parametrów termodynamicznych obiegu.

W tabeli 1, są dane techniczne silnika Fiat 1,2 8V i parametry termodynamiczne jego obiegu standardowego i z podtlenkiem azotu.

Obliczenia wykonano z założeniami: $\lambda = 1$ (pełne spalanie), współczynnik uwolnienia ciepła $\zeta = 0,92$, paliwo benzyna o wartości kalorycznej 43 000 kJ/kg. Dla każdego z analizowanych parametrów współczynnik korekcyjny [10] został określony (dodatni lub ujemny procentowy zmiana po korekcie).

Wyniki analizy teoretycznej są zgodne z badaniami laboratoryjnymi, jak widać na rys. 3. Parametry termodynamiczne obiegu z N_2O różnią się (wyższe) od standardowych. Maksymalne wartości temperatury i ciśnienia są 40-50% powyżej wartości standardowych ($p_{mt} = 4,5-7,5$ MPa i $T_{mt} = 2450-2800$ K) [2, 12]. Ciężarowe obciążenie tłoka K_{tl} większe niż 12,0 (dla stopów aluminium) zwiększyło się o 50%. Maksymalna, chwilowa wartość K_{tl} przekroczyła granicę, która wskazuje na utratę wytrzymałości mechanicznej tłoka. Ciężarowe obciążenie tłoka jest również określone przez inny parametr – temperaturę w środku denka tłoka, która jest o 50 K wyższa niż granica.

Analiza wykazała, że zastosowanie tlenku azotu bez dodatkowej korekty (zmniejszenie stosunku mieszanki lub zmiany czasu) prowadzi do ograniczenia wytrzymałości i niezawodności silnika. Wynika z tego, że zwiększenie zużycia części silnika lub ich awarii. Według danych referencyjnych [13], matematyczny model procesu zużycia pierścieni tłokowych został opracowany [10]. Wzrost zużycia pierścieni tłokowych zależy od ciśnienia w komorze spalania i od warunków tarcia, równanie (9)

gdzie: z_p – współczynnik zużycia pierścienia tłoka, cm^3/km , p – ciśnienie w komorze spalania, MPa.

Jeśli dane z tabeli 1 są używane do analizy zużycia, można zauważyć, że wzrost zużycia pierścieni tłokowych o ponad 100% w przypadku zasilania tlenkiem azotu w porównaniu z powietrzem. (Wartości $z_p = 0,003392$ cm^3/km dla standardu, $z_p = 0,007069$ cm^3/km dla tlenku azotu). Równanie (9) nie uwzględnia pracy cyklicznej silnika, tzn. cyklicznej zmiany ciśnienia w komorze spalania na cylindrze. Według badań [11, 13] zmiana ciśnienia w komorze spalania może powodować 5-10 razy większe zużycie pierścieni tłokowych i cylindrów, co oznacza, że zużycie części silnika może być bardzo szybkie, w wyniku wzrostu temperatury tarcia.

Obciążenie cieplne obejmuje nie tylko temperaturę, ale także jej gradienty i strumień ciepła. Wpływa to na trwałość silnika. Dla silnika chłodzonego intensywnie

przy założeniu spalania zupełnego dla $\lambda = 1$ ze współczynnikiem wykorzystania ciepła $\zeta = 0,92$ dla zasilania benzyną o wartości opałowej 43 000 kJ/kg. Dla każdego parametru określano tzw. wskaźnik *tuning* [10], tj. procentową zmianę (dodatnią lub ujemną) wywołaną *tuningiem*.

Wyniki obliczeń potwierdzają dane z badań hamowniowych prezentowane na rysunku 3. Parametry termodynamiczne obiegu pracy silnika zasilanego N_2O są wyższe w porównaniu z zasilaniem standardowym z udziałem powietrza. Maksymalne wartości temperatury i ciśnienia są większe o ok. 40-50% i przekraczają wartości dopuszczalne przyjmowane przez konstruktorów podczas projektowania ($p_{mt} = 4,5-7,5$ MPa oraz $T_{mt} = 2450-2800$ K) [2, 12]. Wartość wskaźnika K_{θ} wzrosła o blisko 50% i dla stosowanych tłoków przekroczyła wartości zalecane przez producenta. Chwilowa wartość obciążenia cieplnego tłoka $K_{\theta m}$ przekracza dopuszczalną wartość 12, co może oznaczać utratę wytrzymałości termicznej tłoka. Na możliwość utraty własności wytrzymałościowych materiału tłoka przy stosowaniu podtlenu azotu wskazuje również temperatura środka denka tłoka, przekraczająca wartość dopuszczalną o 50 K.

Powyższa analiza wskazuje, że stosowanie podtlenu azotu wprost bez innych czynności *tuningowych* (konstrukcyjnych, np. zmniejszenie stopnia sprężania lub(i) regulacyjnych, np. opóźnienie zapłonu mieszanki) może prowadzić do ograniczenia wytrzymałości konstrukcyjnej tłoka i utratę niezawodności wyrażającej się przedwczesnym zużyciem lub awarią elementów silnika. Zjawiska cieplne mogą wpłynąć na zmianę wymiarów geometrycznych elementów silnika, zmianę właściwości materiałowych, pogorszenie warunków tribologicznych, przekroczenie dopuszczalnych obciążeń. Bazując na danych literaturowych [13] zbudowano model matematyczny [10] intensywności zużycia tłokowych pierścieni żeliwnych (pracujących w warunkach tarcia granicznego) w funkcji ciśnienia panującego w komorze spalania, w oparciu o który można wyliczyć wartość zużycia tych pierścieni:

$$z_p = 0,00002 \cdot p^3 - 0,0003 \cdot p^2 + 0,0016 \cdot p, \quad (9)$$

gdzie: z_p – intensywność zużycie pierścieni żeliwnych w warunkach tarcia granicznego [cm^3/km], p – ciśnienie panujące w komorze spalania [MPa].

Przyjmując do obliczeń dane z tabeli 1 można stwierdzić, że pojawienie się ciśnień maksymalnych przy zasilaniu N_2O może oznaczać ponad 100% wzrost zużycia (w wartościach bezwzględnych dla zasilania standardowego $z_p = 0,003392$ cm^3/km , a dla nitro $z_p = 0,007069$ cm^3/km). Wzór (9) nie uwzględnia cyklicznej zmienności nacisków, które towarzyszą pracy silnika. Według autorów prac [11, 13] zmęczeniowy charakter oddziaływań ciśnienia panującego w komorze spalania może pogłębić zużycie 5–10 razy, a to oznacza lawinowe zużycie pierścieni i tulei cylindrowej, z którą one współpracują. Wzrost nacisków w tej parze trącej wywołuje wzrost temperatury tarcia, która powoduje dodatkowy wzrost i tak już wysokiej temperatury procesu spalania, i która również ma swój udział w procesie awaryjnego zużycia.

components, a high level of heat flux and low temperature gradient may occur, whereas for the parts with low thermal conductance, a high temperature gradient and low heat flux are possible. On the other hand, in the poorly cooled elements, a low temperature gradient, low heat flux and high temperature are possible. All the cases of thermal load, mentioned above, can be dangerous to the engine. Analyses of each event separately are necessary in relation to mechanical interactions.

4. Summary

Nitrogen monoxide (N_2O) in automotive engineering applications, especially in extreme sport racing takes an important place. It is because of an easy way to provide a large

Tabela 1. Wybrane dane techniczne i wskaźniki obiegu porównawczego silnika Fiata Punto 1,2 8V zasilanego standardowo lub z zastosowaniem podtlenu azotu

Table 1. Some technical data and thermodynamic parameters of Fiat's engine 1.2 8V fuelled with and without nitrogen monoxide

Parametr/ Parameter	Zasilanie standardowe/ Standard fuelling	Zasilanie nitro/ NOS	Wskaźnik tuning, [%]/ Tuning factor [%]
D [mm]	70,8	70,8	0
S [mm]	78,9	78,9	0
ε [-]	9,5	9,5	0
n [obr/min]	5000	4800	-4,0
N_e [kW]	11,39/ cylinder	19,46/ cylinder	+70,8
g_e [g/(kW·h)]	277	259	-6,7
η_v [-]	0,86	0,89	+3,7
p_e [MPa]	0,88	1,57	+77,9
η_o [-]	0,301	0,323	+7,2
p_{mt} [MPa]	7,09	10,60	+49,4
T_{mt} [K]	2597	3609	+39,0
K_{θ} [-]	6,63	9,86	+48,7
$K_{\theta m}$ [-]	7,58	13,12	+73,0
T_{θ} [K]	598	724	+21,2

Oznaczenia: D – średnica cylindra, S – skok tłoka, ε – stopień sprężania, n – prędkość obrotowa silnika, N_e – moc silnika, g_e – jednostkowe zużycie paliwa, η_v – współczynnik napełnienia, p_e – średnie ciśnienie użyteczne, η_o – sprawność ogólna silnika, p_{mt} – najwyższe ciśnienie obiegu, T_{mt} – maksymalna temperatura obiegu, K_{θ} – wskaźnik obciążenia cieplnego dla tłoka, $K_{\theta m}$ – chwilowy wskaźnik obciążenia cieplnego dla tłoka, T_{θ} – temperatura w środku denka tłoka

Key: D – cylinder diameter, S – piston stroke, ε – compression ratio, n – engine revolutions, N_e – engine power, g_e – specific fuel consumption, η_v – filling ratio, p_e – mean effective pressure, η_o – effective efficiency of the engine, p_{mt} – maximum pressure of a theoretical engine cycle, T_{mt} – maximum theoretical temperature of the engine cycle, K_{θ} – factor of piston thermal load, $K_{\theta m}$ – instantaneous (maximum) factor of piston thermal load, T_{θ} – temperature of the mid-point in piston crown surface

Obciążenia cieplne elementów silnika to nie tylko temperatura, ale również jej gradient i strumień ciepła. Wielkości te są ze sobą sprzężone i w różnych okolicznościach mogą mieć niekorzystny wpływ na trwałość elementów.

W elementach intensywnie chłodzonych może występować duży strumień ciepła przy niewielkim gradiencie temperatury. W elementach o słabej przewodności cieplnej może występować duży gradient temperatury, lecz mały strumień ciepła. W elementach słabo chłodzonych może występować mały strumień ciepła, mały gradient temperatury, lecz sam element może mieć wysoką temperaturę. Wszystkie te przypadki mogą być niebezpieczne dla konstrukcji danego elementu lub układu. Właściwa ocena wymaga szczegółowej analizy każdego przypadku, z równoczesnym uwzględnieniem oddziaływań mechanicznych.

4. Podsumowanie

Podtlenek azotu w motoryzacji, a zwłaszcza w tzw. sporcie ekstremalnym zajmuje znaczące miejsce. Dzieje się tak ze względu na stosunkowo łatwą możliwość uzyskania znacznej ilości tlenu podczas rozprężania gazu, którego nadmiar może zapewnić spalanie dodatkowej porcji paliwa. Jest to bezpośrednią przyczyną gwałtownego lecz krótkotrwałego wzrostu momentu obrotowego i mocy silnika. Stosowanie podtlenku azotu powoduje jednak znaczny wzrost obciążeń cieplnych, które mogą prowadzić do przedwczesnego (czasami lawinowego) zużycia elementów silnika. W przypadku analizowanego silnika samochodu Fiat Punto 1,2 8V wskaźnik obciążenia cieplnego tłoka, jak i inne chwilowe parametry termodynamiczne (maksymalne ciśnienie i temperatura) znacząco przekraczają wartości dopuszczalne (o 40-70%). Temperatura środka denka tłoka przy stosowaniu N_2O wzrasta o ponad 20% i przekracza wartości zalecane przez producenta. Do przyspieszonego zużycia elementów silnika pod wpływem wysokiej temperatury może przyczynić się utrata własności smarnych oleju silnikowego. Wymaga to oddzielnych badań.

Należy w dalszym ciągu prowadzić prace badawcze nad pogłębieniem wiedzy z zakresu *tuningu* silnika spalinowego, w tym stosowania N_2O , spełniając oczekiwania środowiska inżynierów motoryzacyjnych i fanów sportów motorowych.

Artykuł recenzowany

* Dr inż. Zbigniew J. SROKA – Adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej.

Mr Zbigniew J. SROKA, PhD, MEng – Lecturer & researcher in Division of Motor Vehicles and Combustion Engines at Wrocław University of Technology.



portion of oxygen merely from the nitrogen monoxide expansion. It can be used to burn additional doses of fuel, which is a direct reason for the increase in power. Nitrogen monoxide increases the thermal load, which can lead to an increased wear of engine components (frequently too quick a failure) In the case of Fiat engine 1.2 8V, the thermal load of the piston, instantaneous temperature and pressure exceed the limits by 40-70%. The temperature of the mid-point of the piston crown surface is higher than 20% when nitrogen monoxide is used, which is over the limit. The wear of the engine components could be a result of the loss of the properties of the lubricant as well. It is because of the decreasing tribological characteristics of oil such as lubricity or viscosity. Separate tests are necessary, but the tuning processes (including NOS) should undergo further analysis to give answers to the questions of automotive engineers and the people involved in car-racing in particular.

Literatura/Bibliography

- [1] Ambrozik A.: Klasyfikacja empirycznych zależności określających współczynnik przejmowania ciepła w tłokowych silnikach spalinowych. Silniki Spalinowe 4/1987.
- [2] Ambrozik A.: Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2003.
- [3] Auto Sukces. Magazyn motoryzacyjny 2/2002.
- [4] Diaczenko H.Ch. i in.: Tęplotobmien w dwigatielach i tieplo-naprazhenost ich dietalej. Maszinostojeniye, Leningrad, 1969.
- [5] GT – Magazyn motoryzacyjny 2 i 3 /2002.
- [6] Kozaczewski W.: Konstrukcja grupy tłokowo-cylindrowej silników spalinowych. WKŁ, Warszawa 2004.
- [7] Kwaśniewski S., Sroka Z. J., Zabłocki W.: Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1999.
- [8] Ociepko J., Sroka Z.J.: Tuning silnika spalinowego o zapłonie iskrowym – modyfikacja tłoka. I Konferencja Kół Naukowych Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003.
- [9] Semenow W.S.: K waprosu korozijnowo iznosa w cylindrie dizjela. Sudowyje siłowyje ustanowki nr 2, 1963.
- [10] Sroka Z.J., Wolański M.: Komputerowe wspomaganie oceny termodynamicznych i wytrzymałościowych parametrów tuningowanego silnika spalinowego. Systems 2004, vol. 9.
- [11] Stolarski T.: Studium możliwości analitycznego określenia wielkości tarcia i zużycia smarowanych węzłów ślizgowych. IMiPKM, Politechnika Gdańska, 1977.
- [12] Wiśniewski S.: Obciążenia cieplne silników spalinowych. WKiŁ, Warszawa 1972.
- [13] Włodarski J.K.: Tłokowe silniki spalinowe, procesy trybologiczne. WKiŁ, Warszawa 1982.
- [14] <http://www.republika.pl/.../nos.html>
- [15] <http://slave.e-edukacja.pl/.../nitro.html>