



Nr 4/2007 (131)



**SILNIKI SPALINOWE
COMBUSTION ENGINES**



International Congress
on Combustion Engines

PTNSS KONGRES – 2009

THE DEVELOPMENT OF COMBUSTION ENGINES

sekretariat@ptnss.pl
www.ptnss.pl

June, 2009
Opole
Poland

Invitation

**POLISH SCIENTIFIC SOCIETY
OF COMBUSTION ENGINES**

43-300 Bielsko-Biala, ul. Sarni Stok 93, POLAND



SILNIKI SPALINOWE

COMBUSTION ENGINES

Czasopismo naukowe

Scientific Magazine

Nr 4/2007 (131)

Grudzień 2007

Rok XLVI

PL ISSN 0138-0346

Wydawca/Editor:

Polskie Towarzystwo Naukowe

Silników Spalinowych

43-300 Bielsko-Biała, ul. Sami Stok 93, Polska

tel.: 0-33 8130402, fax: 0-33 8125038

E-mail: sekretariat@ptnss.pl

WebSite: <http://www.ptnss.pl>

Rada Programowa/Scientific Board:

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański – przewodniczący

prof. dr inż. Bernard Challen

prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek

prof. dr hab. inż. Karol Cupiał

prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz

prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski

prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas

prof. dr hab. inż. Marek Orkisz

prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny

prof. dr inż. Stefan Pischinger

prof. dr hab. inż. Piotr Wolański

prof. dr hab. inż. Mirosław Wyszynski

Redakcja/Editorial Office:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: 0-61 6652207, 0-61 6652240, 0-61 6652118

E-mail: silniki@ptnss.pl

Zespół redakcyjny/Editorial Staff:

dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki, prof. PP

(redaktor naczelny/Editor-in-Chief)

mgr Krystyna Bubacz

(sekretarz redakcji/Editorial Office) redakcja@ptnss.pl

dr inż. Ireneusz Pielecha

dr hab. inż. Marek Brzeżański

dr inż. Jacek Pielecha

Współpraca/Cooperation:

dr inż. Maciej Bajerlein,

mgr Tomasz Pawlak, dr hab. inż. Andrzej Zieliński

Od Redakcji

Wiadomo, że sport motorowy wymusza stały rozwój konstrukcji silników spalinowych. Wprawdzie chodzi w nim o osiągnięcie dużych wartości wskaźników operacyjnych jedynie doraźnie, często na potrzeby jednego wyścigu lub sezonu wyścigowego, jednak uzyskane doświadczenia konstrukcyjne i technologiczne bardzo często wpływają zasadniczo na rozwój silników codziennego użytku. Zastosowane nowe rozwiązania, sprawdzone w ekstremalnie trudnych warunkach użytkowania, wielu producentów silników wprowadza do seryjnej produkcji, zwykle po niewielkich modyfikacjach wynikających z wymagań technologii wielkoseryjnej i ekonomiki wytwarzania.

Firmy silnikowe uznawane współcześnie za czołowych producentów silników samochodowych i motocyklowych swoją pozycję zdobywały w znacznym stopniu przez uczestnictwo w sporcie wyczynowym. W latach 20. i 30. XX w. wyścigi formuły Grand Prix spowodowały upowszechnienie doładowania i doprowadziły do kilkakrotnej poprawy wartości jednostkowych wskaźników mocy, masy i zużycia paliwa. W latach późniejszych obserwacja rozwoju konstrukcji silników pojazdów Formuły 1, Le Mans, WRC, rajdów i maratonów samochodowych zawsze z dużym prawdopodobieństwem pozwalała przewidywać następne tendencje rozwojowe konstrukcyjne i technologiczne.

W bieżącym numerze zamieszczamy 2 artykuły poświęcone silnikom stosowanym w sporcie motorowym: samochodowym i wodnym. W pierwszym z nich omówiono m.in. zmianę ważniejszych przepisów Formuły 1 w latach 1950-2006, a także przepisy obowiązujące od 2008 r. Wspomniane tam dopuszczenie rozwiązań wspomagających przyspieszanie silnika w rodzaju doładowania sprzężonego z turbiną mocy może wywrzeć znaczący wpływ na nowoczesne silniki seryjne, może już od 2009-2010 r.

Redakcja

Kwartalnika Silniki Spalinowe

Spis treści/Contents

Od Redakcji 1

Konstrukcja/Design

J. Merksiz, I. Pielecha, J. Markowski: Wskaźniki pracy silników pojazdów wyczynowych/*Operating parameters of high performance vehicle engines* (2007-SS4-220)..... 3

J. Czajka, K. Wisłocki: Specyfika wyczynowych silników przyczepnych do łodzi wyścigowych/*The specificity of attached high-performance engines* (2007-SS4-221)..... 19

Badania/Research

P. Jakliński, Ł. Grabowski, M. Wendeker, J. Czarnigowski, P. Szczęsny, G. Barański, R. Sochaczewski: Analiza wpływu umieszczenia wtryskiwacza LPG na parametry pracy silnika o zapłonie iskrowym/*The effect of LPG injector position on the SI engine operation* (2007-SS4-222) 33

Modelowanie i symulacja/Modelling&simulation

M. Wendeker, P. Jakliński, Ł. Grabowski, K. Pietrykowski, J. Czarnigowski, J. Hunicz: Model klapowego wtryskiwacza gazu CNG do silników spalinowych/*Model of CNG flap valve injector for internal combustion engines* (2007-SS4-223) 42

J. Bartoszewicz, L. Bogusławski: Analiza pola prędkości przepływu przez filtr powietrza/*The analysis of flow velocity in an air filter* (2007-SS4-224) 53

M. Brzeżański: Emisja dwutlenku węgla w aspekcie stosowanych paliw silnikowych/*Carbon dioxide emissions in the aspect of applied engine fuels* (2007-SS4-225) 62

Personalia/Personalities

Prof. A.K. Oppenheim – Wspomnienie/*Memories* 68

Aktualności/News

Aktualności silnikowe..... 71

Bibliografia/Bibliography

Książki, monografie, rozprawy/*Books, monographies, studies* 79

Habilitacje, doktoraty/*Qualifying as ass. prof., doctorates* 79

Wydawca/Editor**Polskie Towarzystwo Naukowe
Silników Spalinowych**

43-300 Bielsko-Biała, ul. Sarni Stok 93, Polska
tel.: 0-33 8130402, fax: 0-33 8125038
E-mail: sekretariat@ptnss.pl
WebSite: <http://www.ptnss.pl>

Redakcja nie ponosi odpowiedzialności za treść reklam i ogłoszeń. Publikowane materiały i artykuły wyrażają poglądy autorów, a nie Redakcji.

© Copyright by

Polish Scientific Society of Combustion Engines

Wszelkie prawa zastrzeżone.
Żaden fragment tej publikacji nie może być reprodukowany, zapamiętywany w systemie odtwarzalnym lub przetwarzany bądź kopiowany w jakiegokolwiek formie bez wcześniejszej zgody właściciela praw wydawniczych.

*All rights reserved.
No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system or transmitted, photocopying or otherwise without prior permission of the copyright holder.*

Prenumerata/Subscriptions

Zamówienia należy kierować na adres Wydawcy.
Koszt numeru czasopisma wynosi 25 zł + koszty wysyłki.

Przygotowanie do druku/Preparation to print
Wydawnictwo *Ars Nova/ARS NOVA Publishing House*
60-782 Poznań, ul. Grunwaldzka 17/10A

Nakład: 700 egz.

Druk i oprawa/Printing and binding

Drukarnia Św. Wojciecha
Poznań, ul. Chartowo 5

Recenzenci:

dr hab. inż. Marek Brzeżański
prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda
prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny
dr inż. Jacek Pielecha
dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak, prof. ATH

Wydanie publikacji jest dofinansowane przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego

Okladka

I: Silnik Formuły 1 firmy McLaren-Mercedes MP4-23 z sezonu 2008 (V8, 2400 cm³)

(*fol. www.seriouswheels.com*)

IV: Widok silnika Bugatti Veyron EB 16.4 (W16, 7993 cm³, 1001 KM, 1250 N·m)

(*fol. www.supercarnews.net*)

Wydawnictwo rejestrowane
w bazie danych o zawartości polskich
czasopism technicznych
– BAZTECH www.baztech.icm.edu.pl



Jerzy MERKISZ
Ireneusz PIELECHA
Jarosław MARKOWSKI

PTNSS-2007-SS4-220

Wskaźniki pracy silników pojazdów wyczynowych

W artykule przedstawiono ocenę parametrów eksploatacyjnych tłokowych silników spalinowych przeznaczonych do napędu pojazdów sportowych. Ocenę przeprowadzono dla parametrów silników wybranych typów pojazdów sportowych: Formuły 1, Le Mans oraz WRC w odniesieniu do pojazdów konwencjonalnych. Pojazdy konwencjonalne zaszeregowano według dwóch rodzajów: pojazdy o charakterze sportowym i ogólnego przeznaczenia. Przeprowadzono analizę podstawowych wielkości charakteryzujących silniki i uzyskano wartości parametrów pozwalających na porównanie silników.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, silniki wyczynowe, wskaźniki pracy

Operating parameters of high performance vehicle engines

The paper presents the assessment of operating parameters for piston combustion engines used in sports vehicles. The assessment was made for parameters of selected performance vehicles: Formula 1, Le Mans and WRC in relation to conventional vehicles. The conventional vehicles were classified within two categories: sports vehicles and general use road vehicles. Basic engine characteristics were analyzed and the parameter values obtained allowed a comparison of the engines.

Key words: combustion engines, high performance engines, operating indexes

1. Wstęp

Od czasu, gdy Gottlieb Daimler w 1884 r. skonstruował szybkobieżny silnik spalinowy o budowie podobnej do dzisiejszego silnika, rozpoczęła się rywalizacja między konstruktorami i producentami silników, która trwa do dziś. Silnik spalinowy od jego powstania był przeznaczony do napędu pojazdów; potrzeby rynku wzmagaly ambicje konstruktorów i producentów, ich rywalizacja przyczynila się do powstania pierwszych wyścigów, podczas których możliwe było porównanie wyprodukowanych pojazdów. Pierwszy wyścig samochodowy odbył się w 1894 r.: był to wyścig Paryż–Rouen, natomiast pierwsze wyścigi o zasięgu światowym Le Mans odbyły się w 1923 r., a Daytona 500 w 1959 r.; obecnie bardzo popularne są wyścigi Formuły 1 [6].

Rywalizacja producentów samochodów na torach wyścigowych spowodowała szybki rozwój prawie wszystkich dziedzin fizyki związanych z motoryzacją, między innymi: termodynamiki, mechaniki, aerodynamiki, mechaniki płynów, materiałoznawstwa, elektrotechniki, elektroniki itp. Ciągła rywalizacja dotyczy również konstrukcji silników spalinowych, które stanowią jeden z najważniejszych elementów samochodu. Szybki rozwój motoryzacji i sportu przyczyniły się do zmiany przeznaczenia silników. Silniki budowano na potrzeby napędu pojazdów wykorzystywanych w celach użytkowych; tylko czasami konkurowały one ze sobą w wyścigach. Na potrzeby rywalizacji sportowej okazało się to niewystarczające i rozwój silników pojazdów wyścigowych ukierunkowany został na konstrukcje mocno obciążone.

Przy konstruowaniu pojazdów konwencjonalnych duże znaczenie mają oczekiwania przyszłych użytkowników. Wydaje się oczywiste, że kierowcy oczekują pojazdów dy-

1. Introduction

Ever since Gottlieb Daimler built his high-speed combustion engine in 1884, its structure resembling that of the present engine, continuous competition among the engineers and manufacturers of engines began. The function of a combustion engine has always been to provide a power source for vehicles; a demanding market enhanced the engineers' and manufacturers' ambitions, their competition contributed to the rise of first car racing, which enabled a comparison to the regular vehicles manufactured. The first car racing took place in 1894: it was Paris–Rouen, while Le Mans, the first car racing of global reach was held in 1923, Daytona 500 in 1959; Formula 1 is very popular nowadays [6].

The competition of automobile manufacturers caused the development of almost all automotive related sections of physics, including: thermodynamics, mechanics, aerodynamics, liquid mechanics, material technology, electrical engineering, electronics, etc. The continuous competition also includes the structure of combustion engines that represent one of the most crucial elements of the vehicle. Rapid development of automotive industry and automobile sports contributed to a varied designation of engines which was not the case in the beginning. Engines used to be constructed to drive utility vehicles; only occasionally competing in automobile races. This appeared to be insufficient for sports competition purposes and the development of high performance racing engines has been oriented on much more powerful designs.

The future user expectations are of great importance in construction of conventional vehicles. It seems obvious that drivers expect dynamic, ecological, safe, long-lasting, unfailling and economical vehicles. Unfortunately, the factors

namicznych, ekologicznych, bezpiecznych, o dużej trwałości i niezawodności oraz ekonomicznych. Niestety, czynniki te nie mogą być jednocześnie zapewnione w największym stopniu, gdyż są one od siebie zależne: poprawa jednego czynnika wiąże się z pogorszeniem drugiego. Przykładem jest tu relacja między czynnikiem ekonomicznym i wysokimi parametrami eksploatacyjnymi silnika. Nie jest możliwe skonstruowanie silnika o dużej wartości mocy i momentu obrotowego, który zużywałby małe ilości paliwa. Wyższe parametry eksploatacyjne silnika generują większe nakłady finansowe podczas jego użytkowania.

Różnice między silnikami pojazdów konwencjonalnych a silnikami pojazdów wyczynowych wynikają z różnych wymagań kierowców już na etapie konstruowania silników. Przykładowo, rozpatrując trwałość silnika można stwierdzić, że dobrej konstrukcji silnikiem w pojeździe konwencjonalnym jest taki, który jest eksploatowany bezawaryjnie przez długie lata. Natomiast dobrym silnikiem wyczynowym według Ferdynanda Porsche jest taki, który po przejechaniu dystansu wymaganego przepisami wyścigu „rozpada się na kawałki” [6]. Takie dwie odmienne oceny silników spalinywych na początku powstawania nowej konstrukcji powodują wytworzenie zupełnie odmiennych jednostek.

Różnice w konstruowaniu silników zależą od ich przeznaczenia, a stopień ich zróżnicowania można przedstawić, analizując wskaźniki ich pracy. Działania nad nowymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi w silnikach wyczynowych objęte są ścisłą tajemnicą i informacje na ten temat nie są rozpowszechniane.

2. Nowoczesne silniki spalinowe pojazdów sportowych

Na świecie istnieje kilkanaście dyscyplin sportowych z zakresu sportów motorowych. Wszystkie charakteryzują się tym, że używa się w nich różnego rodzaju środków transportu napędzanych silnikami spalinowymi, np. do napędu samolotów, pojazdów i łodzi.

Rywalizacja w sportach motorowych związana jest szczególnie z rozwojem szeroko rozumianej techniki. Obecnie podejmowane zagadnienia związane z udoskonalaniem pojazdów sportowych dotyczą najdrobniejszych szczegółów, które są ze sobą wzajemnie powiązane. Przykładem tego może być stopień doładowania silnika. Wzrost ciśnienia powietrza doprowadzanego do cylindra (wraz ze zwiększeniem dawki paliwa) pozwala na uzyskanie lepszych parametrów eksploatacyjnych silnika, ale powoduje również wzrost maksymalnej temperatury spalania w cylindrze oraz wzrost temperatury spalin. Sytuacja ta wymusza zmiany konstrukcyjne, np. wprowadzenie w górnej części tulei cylindrowej wkładek o podwyższonej odporności temperaturowej, stosowanie zaworów z materiałów o wyższej odporności temperaturowej, zmianę układu chłodzenia, stosowanie dodatkowych układów chłodzenia oleju oraz doładowania, stosowanie bardziej odpornych materiałów na wirniki turbosprężarek, dodatkowe układy doprowadzające wodę do cylindra w celu obniżenia maksymalnej temperatury spalania.

cannot be provided to the highest extent at the same time, because they depend on one another; improvement of one factor means deterioration of another. An example can be the correlation between the economic factor and high operating parameters of the engine. It is impossible to construct a high power and high torque engine that would use low amounts of fuel. Higher operating parameters of the engine generate higher expenses on its use.

The differences between conventional vehicle engines and high performance vehicle engines result from various requirements of the drivers, already at the engine construction stage. For example, considering the durability of the engine one may state that a good engine structure in a conventional vehicle is one operated without failure for years. According to Ferdinand Porsche, however, a good high performance engine is one that „falls into pieces” after driving the distance required by a race regulations. The two totally different valuations of combustion engines at the beginning of creating a new structure bring about the production of totally different items.

The differences in constructing engines depend on their designation and the extent of differentiation may be presented analyzing their operating indexes. The work on new structural solutions in high performance engines is strictly confidential and no information thereon is disseminated.

2. Modern combustion engines of sports vehicles

There are more than a dozen of motor sport disciplines in the world. Characteristic to all of them is the fact that combustion engines are fitted in various means of transport in these disciplines, e.g. airplanes, vehicles and boats.

The competition in motor sports is particularly related to the development of technology in its wide meaning. The issues dealt with at present concerning improvement of sports vehicles go into the utmost mutually related details. The engine supercharge level can be an example. The increased pressure of air charged into the cylinder (along with increased dose of fuel) enables to achieve better operating parameters of the engine, but also causes the growth of maximum combustion temperature in the cylinder and growth of the exhaust temperature. The situation calls for structural changes, such as introduction of materials with enhanced temperature resistance in the upper part of the cylinder sleeve, the use of valves made from materials of increased temperature resistance, change in the cooling system, the use of additional oil cooling systems, the use of materials more resistant to the turbocharger rotors, additional systems charging water into the cylinder, in order to reduce the maximum combustion temperature.

3. Formula 1 vehicle engines

3.1. F1 vehicle engine characteristics

A Formula 1 engine is a structure subject to maximum loads. Such operating conditions demand an appropriate structure of the engine individual elements. The structure of these elements, however, is not subject to manufacturers' discretion – it is provided in the regulations of International

3. Silniki pojazdów Formuły 1

3.1. Charakterystyka silników pojazdów F1

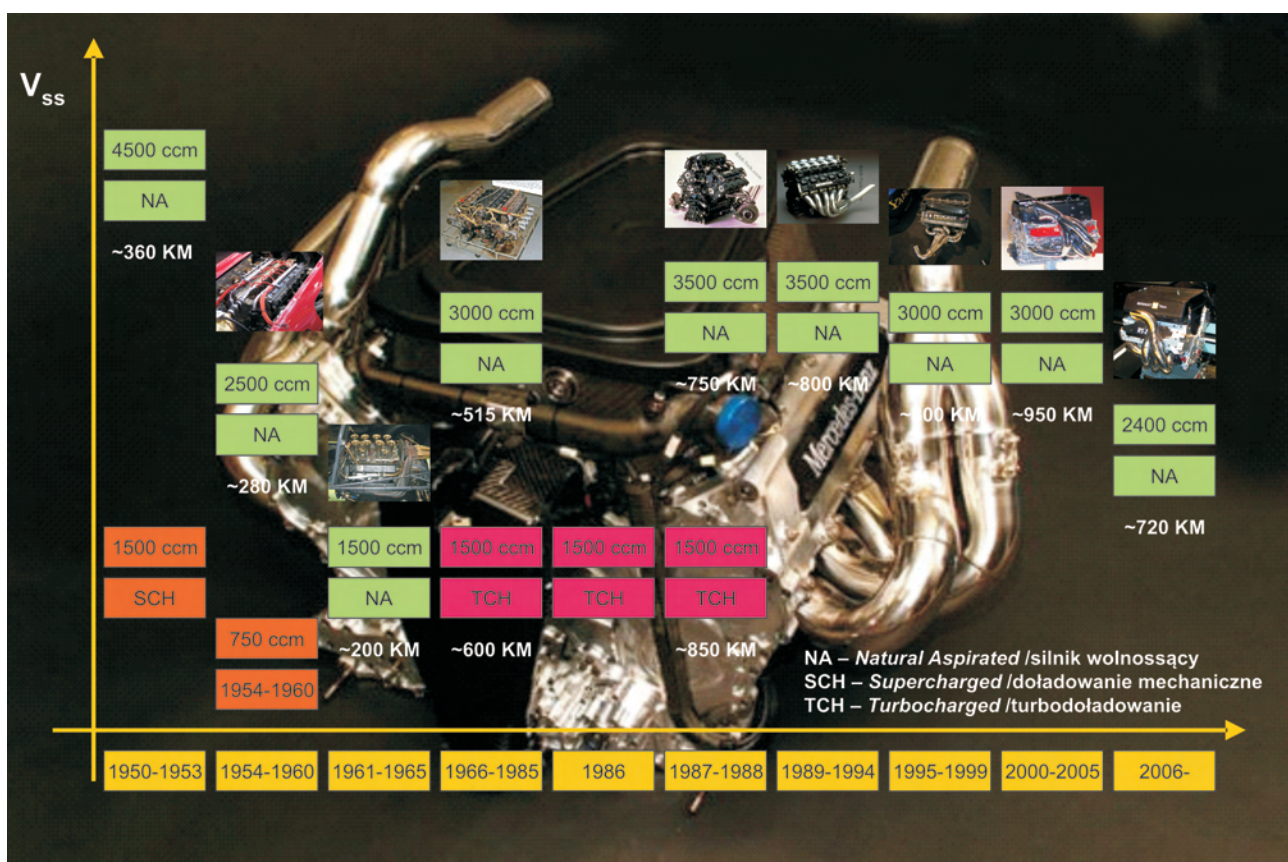
Silnik Formuły 1 jest konstrukcją, która podczas wyścigów w pojeździe F1 podlega maksymalnym przeciążeniom. Takie warunki eksploatacyjne silnika wymuszają odpowiednią konstrukcję poszczególnych jego elementów. Jednak konstrukcja elementów nie jest dowolna – jest określona regulaminem Międzynarodowej Federacji Samochodowej (FIA – *Fédération Internationale de l'Automobile*). Obecny regulamin obowiązuje od 2006 r. Zmiany dopuszczalnych pojemności skokowych silników Formuły 1 oraz sposoby zasilania powietrzem na przestrzeni lat 1950-2006 przedstawiono na rys. 1.

Częste zmiany w regulaminach FIA wymuszały zmiany konstrukcyjne silników Formuły 1. W przeszłości domi-

Federation of Automobiles (FIA – *Fédération Internationale de l'Automobile*). The current rules have been applicable since 2006. The changes in maximum displacements and air supply methods of F1 engines throughout the years 1950-2006 are presented in Fig. 1.

The frequent changes of FIA rules forced the structural changes of F1 engines. The unsupercharged V10 engines used to dominate in the past, their powers reaching the maximum values around 950 HP (Fig. 2). Now the F1 engines need to be 8-cylinder units in a V-type cylinder arrangement, 90° cylinder bifurcation angle.

Displacement is restricted to 2400 cm³; in the 2006 V10 with 3000 cm³ displacement were temporarily admitted, additionally fitted with crankshaft speed limiter to 16 700 rpm and a 77 mm diameter reducer in the inlet manifold, fitted to restrict the engine power. The power achieved by the V8



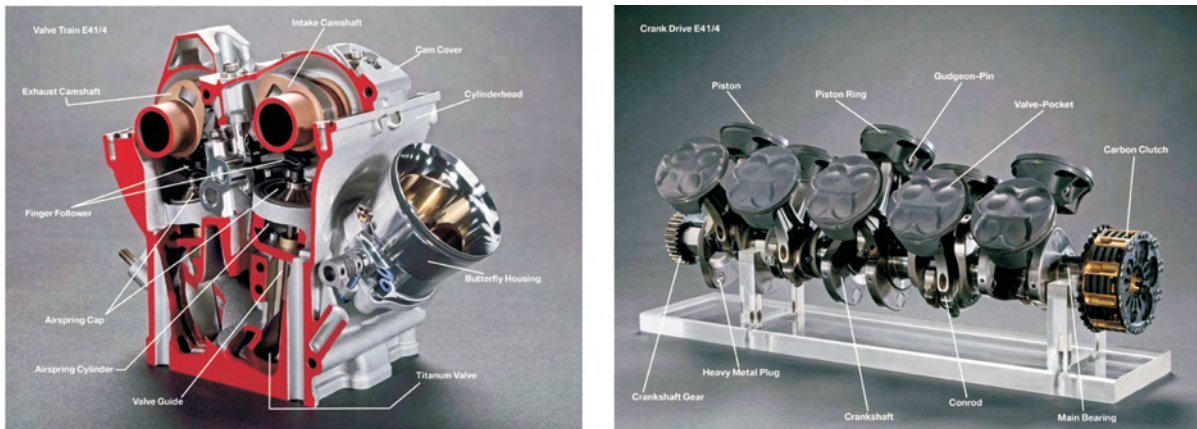
Rys. 1. Wymagania dotyczące pojemności skokowej i sposobów zasilania powietrzem silników Formuły 1

Fig. 1. Requirements concerning displacement and air supply methods of F1 engines

nowały wolnossące silniki V10, których moce osiągały maksymalne wartości około 950 KM (rys. 2). Obecnie silniki Formuły 1 muszą być jednostkami 8-cylindrowymi w układzie cylindrów typu V, o kącie rozwidlenia cylindrów wynoszącym 90°.

Pojemność skokowa silnika jest ograniczona do 2400 cm³; w sezonie wyścigowym 2006 były przejściowo dopuszczone jednostki V10 o pojemności 3000 cm³, wyposażone dodatkowo w ogranicznik prędkości obrotowej wału korbowego do 16 700 obr/min i zwężkę o średnicy 77 mm w układzie dolotowym, których zadaniem było ogra-

is presently estimated at ca. 700–750 HP. According to the FIA rules, each cylinder may have two inlet and two exhaust valves. The engines cannot be supercharged, the cylinder diameter cannot exceed 98 mm, the cylinder axes should be 106.5 mm, and the engine weight – 95 kg. The piston stroke does not exceed 40 mm, while the loads the parts are exposed to often reach the values that are 9000 times as much as the acceleration gravity. No air cooling devices are permitted before the cylinder inlet, the application of variable geometry of the inlet and exhaust system is prohibited as well. Only

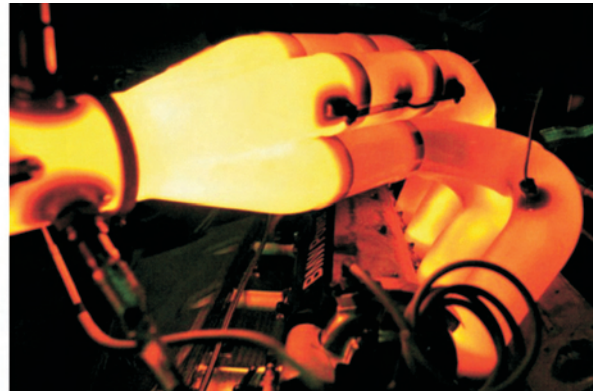
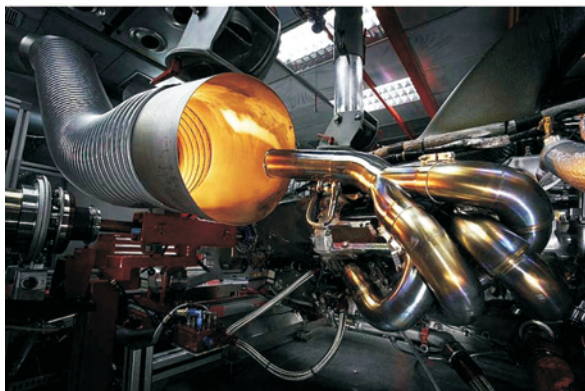


Rys. 2. Elementy silnika Formuły 1 (silnik BMW E41/03 z sezonu 2000: $V_{ss} = 2998 \text{ cm}^3$, $\alpha = 72^\circ$, V10): a) układ rozrządu, b) układ korbowo-tłokowy
 Fig. 2. F1 engine elements (BMW E41/03 of the 2000 season: $V_{ss} = 2998 \text{ cm}^3$, $\alpha = 72^\circ$, V10): a) timing gear system, b) crankshaft system

niczenie mocy silnika. Moc rozwijana przez jednostki V8 jest szacowana obecnie na około 700–750 KM. Zgodnie z regulaminem FIA każdy cylinder może mieć dwa zawory dolotowe i dwa wylotowe. Silnik nie może być doładowany, średnica cylindrów nie może być większa niż 98 mm, rozstaw osi cylindrów ma wynosić 106,5 mm, a masa silnika – co najmniej 95 kg. Skok tłoka nie przekracza 40 mm, natomiast przeciążenia jakim są poddawane części osiągają wartości około 9000 razy większe niż przyspieszenie ziemskie. Nie są dozwolone żadne urządzenia schładzające powietrze przed wlotem do cylindra, a także zabronione jest stosowanie systemu zmiennej geometrii układu dolotowego i wylotowego. Na każdy cylinder może być stosowany tylko jeden wtryskiwacz paliwa, a zapłon mieszanki paliwowo-powietrznej w cylindrze ma być wywołany za pomocą jednej świecy zapłonowej. Maksymalna prędkość obrotowa

one fuel injector may be used per cylinder and the fuel-air mixture ignition in the cylinder is to be induced by means of one ignition plug. The maximum speed of the crankshaft is limited to 19 000 rpm. Additional requirements for the engine endurance were introduced and the results suggest that a Formula 1 engine must obtain the durability of two GP races (training included) and cannot be replaced between them. The engine endurance is of great importance and is now one of the major tasks given to structural engineers (Fig. 3). The materials that the particular engine subassemblies are made from are also controlled by FIA who permit the use of iron, aluminum and titanium alloys only.

Two examples of F1 engines were presented in Fig. 4–5. These are Mercedes-Benz FO110Q engines of the 2004 season and a Renault RS 27 of the 2007 season. The basic comparative data of the engines are presented in Table 1.



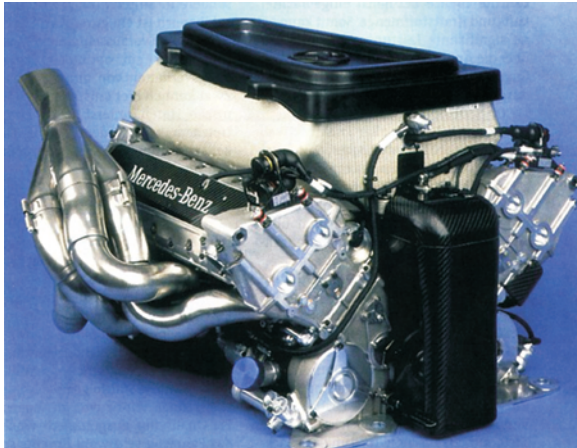
Rys. 3. Badanie silnika Formuły 1 na hamowni silnikowej
 Fig. 3. Testing a Formula 1 engine on engine test bed

wał korbkowy jest ograniczona i wynosi 19 000 obr/min. Wprowadzono dodatkowe wymagania związane z wytrzymałością silnika, z których wynika, że silnik Formuły 1 musi osiągać trwałość dwóch zawodów GP (w tym treningów) i nie może być wymieniony między nimi. Wytrzymałość silnika ma duże znaczenie i jest obecnie jednym z głównych zadań stawianych konstruktorom (rys. 3). Materiały, z któ-

The torque of F1 engines is not excessively high. It is mainly due to the low piston stroke. The engines obtain 320–370 N·m (the V10 engines) and 264–300 N·m (the V8 engines). The engine speed range with high torque values available is almost half of the engine speed range available. The maximum torque values fall, at 17 000 rpm crankshaft speed for the V10 engine and at 18 000 rpm for the V8

rych wykonane są poszczególne podzespoły silnika również są kontrolowane przez FIA, która dopuszcza stosowanie wyłącznie stopów żelaza, aluminium i tytanu.

Przykładowe dwa rodzaje silników F1 przedstawiono na rys. 4–5. Są to silniki Mercedes-Benz FO110Q z sezonu 2004 oraz silnik Renault RS 27 z sezonu 2007. Podstawowe dane porównawcze tych silników zaprezentowano w tab. 1.



Rys. 4. Silnik Mercedes-Benz FO110Q z sezonu 2004 [13]

Fig. 4. A Mercedes-Benz FO110Q of the 2004 season [13]

engine, i.e. close to the speed limits of the crankshaft. The maximum power values indicate low elasticity of the engines (Fig. 6).



Rys. 5. Silnik RS 27 – Renault F1 z sezonu 2007 [9]

Fig. 5. An RS 27 – Renault F1 engine of the 2007 season [9]

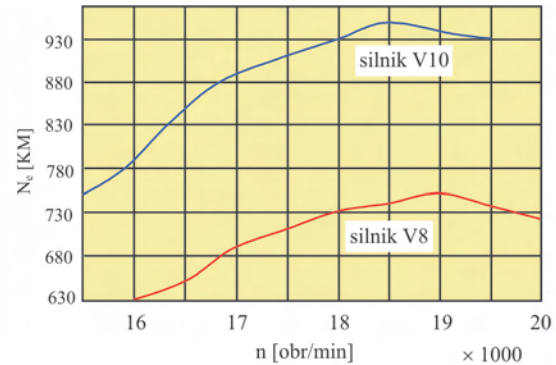
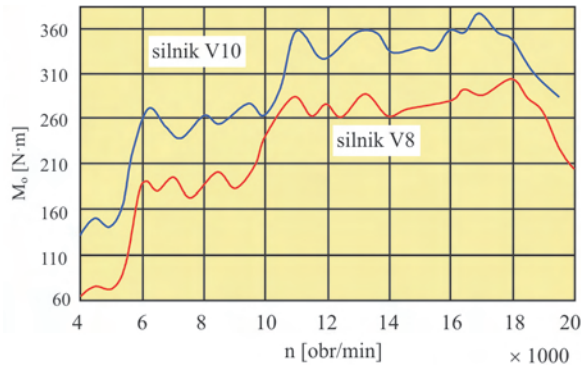
Tabela 1. Dane techniczne i wskaźniki pracy wybranych silników Formuły 1 z sezonu 2004 (Mercedes-Benz) oraz z sezonu 2007 (Renault) [1, 13, 9]
Table 1. Technical data and operating indexes of selected Formula 1 of the 2004 season (Mercedes-Benz) and of the 2007 season (Renault) [1, 13, 9]

Oznaczenie silnika/Engine marking	FO110Q (Mercedes-Benz)	RS 27 (Renault)
Objętość skokowa/Displacement V_{ss} [cm ³]	3000	2400
Kąt rozchylenia osi cylindrów/Cylinder bifurcation angle α [°]	72	90
Maksymalna prędkość obrotowa wału korbowego/Maximum crankshaft speed n_{max} [rpm]	19 000	20 000 ograniczona przepisami do 19 000
Średnica cylindra/Engine's diameter D [mm]	98	98
Masa silnika/Engine's mass m [kg]	95	95
Moc maksymalna/Maximum power $N_{e,max}$ [kW]/n [obr/min]	670/18 500	565/19 000
Maks. moment obrotowy/Maximum torque $M_{o,max}$ [N·m]	370/17 000	300/18 000
Średnie ciśnienie użyteczne/Average operating pressure p_e [MPa]	1,55	1,57
Wskaźnik elastyczności momentu obrotowego/Torque elasticity index e_m [-]	1,07	1,14
Wskaźnik elastyczności prędkości obrotowej/Engine speed elasticity index e_n [-]	1,09	1,06
Wskaźnik elastyczności silnika/Engine elasticity index E [-]	1,16	1,20
Moment obrotowy przy $N_{e,max}$ /Torque at $N_{e,max}$ $M_{o,N}$ [N·m]	346	264
Moc użyteczna przy $M_{o,max}$ /Operating power $M_{o,max}$ $N_{e,M}$ [kW]	658	565
Jednostkowa masa/Unit mass g_s [kg/kW]	0,14	0,18
Objętościowy wskaźnik mocy/ Volumetric power index N_v [kW/dm ³]	223	219
Objętościowy wskaźnik momentu obrotowego/ Volumetric torque index M_v [N·m/dm ³]	123	125

Moment obrotowy silników F1 nie jest zbyt duży. Wpływa na to głównie niewielki skok tłoka. Silniki te osiągają 320–370 N·m (silniki V10) oraz 264–300 N·m (silniki V8). Zakres prędkości obrotowej silnika, w którym są osiągnane

Comparing the values of the particular indexes one may find that the restriction of the engine displacement caused a growth of their average power/displacement ratio which is shown by the growth of the effective pressure by 1.3%.

duże wartości momentu obrotowego stanowi połowę dostępnego zakresu prędkości obrotowej silnika. Maksymalne wartości momentu obrotowego przypadają przy prędkości obrotowej wału korbowego 17 000 obr/min dla silnika V10 oraz 18 000 obr/min dla silnika V8, tj. blisko granicznych prędkości obrotowych wału korbowego. Wartości mocy maksymalnych wskazują na niewielką elastyczność tych silników (rys. 6).



Rys. 6. Przebiegi momentu obrotowego i mocy jako funkcje prędkości obrotowej wału korbowego silników V10 i V8 [4]

Fig. 6. The torque and power runs as functions of the V10 and V8 engine crankshaft speed [4]

Porównując wartości poszczególnych wskaźników, można stwierdzić, że wymagane przepisami ograniczenie objętości skokowej silników spowodowało wzrost ich wysilenia, o czym świadczy wzrost średniego ciśnienia użytecznego o 1,3%. Nastąpiło pogorszenie wskaźników elastyczności: momentu obrotowego o 1,0% oraz prędkości obrotowej silnika o 2,8%. W wyniku tego wskaźnik elastyczności całkowitej silnika zmalał o 3,5%. Wartość objętościowego wskaźnika mocy silnika zmniejszyła się o 1,8%, ale wartość objętościowego wskaźnika momentu obrotowego wzrosła o 1,6%. Zużycie paliwa dla silników V10 (3 dm³) szacuje się na poziomie 75 dm³ na 100 km, a powietrza na około 650 dm³ na sekundę.

3.2. Przyszłościowe wymagania dotyczące silników pojazdów Formuły 1

Zdaniem prezydenta FIA Maxa Mosley'a, przyszłość silników Formuły 1, jest związana głównie z ograniczeniem zużycia paliwa. Obecne przepisy (od 2008 r.) dotyczące rozwoju silników Formuły 1 zostały „zamrożone”. Zmiany przepisów są możliwe dopiero w 2013 r. (czyli po pięciu latach) po uzyskaniu zgody wszystkich ekip, z dwuletnim wyprzedzeniem ich wprowadzenia. Przewiduje się ograniczenie zużycia energii z paliwa na poziomie 30% [3]. Spowoduje to około 20-procentową redukcję mocy silników (z obecnych 560 kW do około 450 kW), przy założeniu 10-procentowego wzrostu sprawności tych napędów. Głównym źródłem napędu miałyby być silnik V6 o pojemności skokowej 2,2 dm³ i 4 zaworach na cylinder (propozycje te nie zostały obecnie zaakceptowane przez zespoły Formuły 1). Dowolny układ wtryskowy miałby być ograniczony jedynie ciśnieniem wtrysku paliwa do 50 MPa. Planowane jest wprowadzenie napędów hybrydowych. Ograniczenie mocy silnika spaliniowego pozwala na stosowanie układów dodatkowych (układy

3.2. Future requirements concerning Formula 1 vehicle engines

According to Max Mosley, the President of FIA, the future of Formula 1 engines is tightly knit with the reduction of fuel consumption. The current regulations (from 2008) concerning the Formula 1 engines have been „frozen”. Any changes of the regulations will only be possible in 2013 (i.e. in a 5 years' time) upon consent of all the teams given 2 years prior to their implementation. The restriction of the power consumption from fuel is anticipated to be 30% [3]. This will cause a ca. 20% reduction of the engines power (from the present 560 kW to ca. 450 kW), assuming a 10% growth of the engine efficiency. The main power source would be a V6 engine with 2.2 dm³ displacement and 4 valves per cylinder (such suggestions have not been accepted by the Formula 1 teams now). A free injection arrangement would be restricted by fuel injection pressure to 50 MPa. The implementation of hybrid drives is planned. The restriction of combustion engine power allows the use of additional systems (ones recuperating the kinetic or thermal energy). The consequence of using such systems will be the achievement of engine power on the current level. The turbocompound¹⁾ system enabling the achievement of ca. 50 kW additional power is thought to be the first one. Further 60 kW will be obtained thanks to the possibility of vehicle kinetic energy recuperation or exhaust thermal energy recuperation. In this case it was agreed that the technological capacities of energy restoration would not be restricted, just the energy (power) flow amount to and from the accumulation system. FIA suggests the restriction of energy accumulated to ca. 2.5

¹⁾ A type of turbo-aid enabling the recuperation of some of the exhaust energy, after it leaves the turbo-charger system that is transmitted directly onto the crankshaft.

odzyskując energię kinetyczną lub cieplną). Konsekwencją wykorzystania tych układów będzie osiąganie mocy silników na obecnym poziomie. Przypuszcza się, że pierwszym układem będzie turbocompound¹⁾, pozwalający na uzyskiwanie około 50 kW mocy dodatkowej. Kolejne 60 kW uzyska się dzięki możliwości odzysku energii kinetycznej pojazdu lub cieplnej spalin. W tym przypadku osiągnięto porozumienie, że nie będą ograniczone technologiczne możliwości odzysku energii, a jedynie wielkość przepływu energii (mocy) do i z układu magazynującego. FIA proponuje ograniczenie wartości magazynowanej energii do około 2,5 MJ przy założeniu 200 kW mocy wejściowej i wyjściowej (po 100 kW na oś przednią i tylną).

Współczesne i przyszłościowe strategie sterowania przepływem energii w silnikach Formuły 1 przedstawiono na rys. 7 i 8. Obecnie nie wykorzystuje się energii kinetycznej pojazdu i spalin, na co zwraca się uwagę w przyszłych

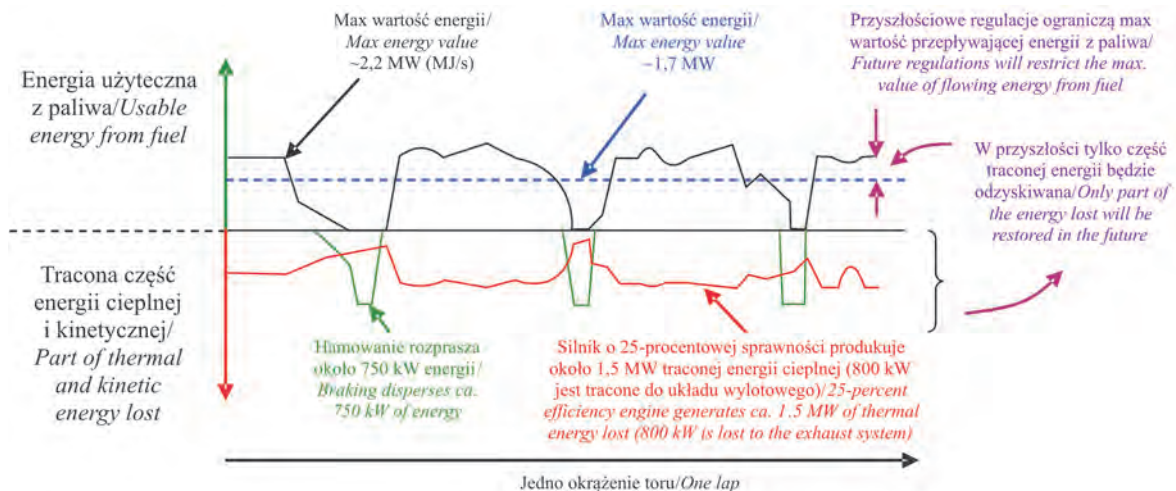
¹⁾Rodzaj turbowspomagania pozwalającego na odzyskiwanie części energii spalin po opuszczeniu układu turbosprężarki, która jest przekazywana bezpośrednio na wał korbowy.

MJ with assumed 200 kW input and output power (100 kW on each front and rear axle).

The contemporary and future strategies of energy flow control in Formula 1 engines are presented in Fig. 7 and 8. Neither the kinetic energy of the vehicle nor that of the exhaust are utilized, which is pointed out in the future regulations concerning the restriction of primary energy – gasoline fuels. An attempt to change the detrimental phenomenon is the use of systems restoring the kinetic and thermal energy, which will enable the growth of power by ca. 100 kW.

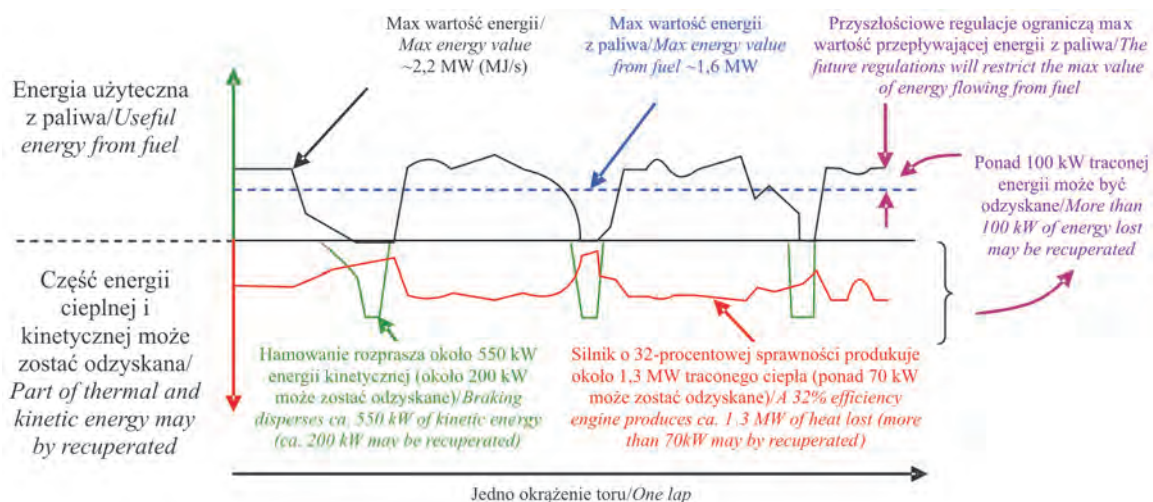
At present ca. 70% of an average race duration the engine operates at full throttle. These are the best conditions to use turbocompound for increasing the engine power through the mechanical gear or electric generator. Scania presently uses this type of aid for heavy-duty engines, achieving a ca. 10% growth of the engine power. In case of Formula 1 engines, the expected growth of power is ca. 50 kW (forecast by Ricardo working with FIA).

The average Formula 1 lap time is ca. 90 s. It consists of ca. 65 s full power engine operation, short time with throttle



Rys. 7. Obecne przepływy energii podczas jednego przykładowego okrążenia toru [3]

Fig. 7. Present energy flows during one exemplary lap [3]



Rys. 8. Przyszłościowe regulacje prawne pozwalające na odzyskiwanie energii hamowania i energii cieplnej pojazdu Formuły 1 [3]

Fig. 8. Future legal regulations enabling the recuperation of braking and thermal energy of a Formula 1 vehicle [3]

przepisach dotyczących ograniczania zużycia energii pierwotnej – paliw benzynowych. Próbą zmian tego niekorzystnego zjawiska jest stosowanie układów odzyskujących energię kinetyczną i cieplną, które umożliwią wzrost mocy na kołach pojazdu o około 100 kW.

Obecnie około 70% czasu trwania przeciętnego wyścigu silnik pracuje z maksymalnie otwartą przepustnicą. Są to najlepsze warunki do wykorzystania *turbocompound* w celu wzrostu mocy silnika przez przekładnię mechaniczną lub generator elektryczny. Firma Scania obecnie wykorzystuje ten rodzaj wspomagania pracy silników typu heavy-duty, osiągając około 10-procentowy wzrost mocy silnika. W przypadku silników Formuły 1 jest spodziewany wzrost mocy o około 50 kW (według prognoz firmy Ricardo współpracującej z FIA).

Średni czas okrążenia toru Formuły 1 wynosi około 90 s. Składa się na to około 65 s czasu pracy silnika z pełną mocą, krótki czas pracy z częściowo uchyloną przepustnicą oraz około 15 s hamowania pojazdu. Jeśli jest możliwe wykorzystanie tylko 200 kW (ograniczone przepisami), to w czasie około 15 s otrzymuje się wartość 3 MJ energii. Tak więc wspomniane zapisy dotyczące magazynowania energii o wartości 2,5 MJ są niewystarczające, co powoduje brak wspólnych ustaleń Komisji.

Możliwe jest rozpatrzenie dwóch skrajnych przypadków, dotyczących torów o różnej charakterystyce jazdy pojazdów, pozwalających na odzyskiwanie różnych wartości energii. Na przykład tor w Shanghaju „pozwała” na wykonywanie manewrów hamowania w łącznym czasie około 10 s podczas okrążenia trwającego 95 s. Czas ten jest wystarczający na zgromadzenie energii o wartości około 2 MJ, możliwej do ponownego wykorzystania. Jednak w ekstremalnym przypadku, np. toru w Monaco, łączny czas hamowania to 25 s, podczas gdy okrążenie toru trwa 75 s. Pozwalałoby to na zgromadzenie energii o wartości około 5 MJ. W myśl przepisów ultrakondensatory ze zgromadzoną energią musiałyby zostać całkowicie rozładowane (na każdym okrążeniu), dostarczając około 60 kW mocy.

Powyższe regulacje wymagają nowych układów i systemów wyposażenia pojazdów F1. Wzrost masy spowodowany układami gromadzenia energii (ultrakondensatory, akumulatory, generatory/silniki elektryczne) nie rekompensuje zmniejszenia masy tankowanego paliwa oraz zmian w masie silnika spowodowanych ograniczeniami liczby cylindrów i mocy (tab. 2).

Obecnie akumulator o masie 24 kg jest w stanie dostarczyć 60 kW mocy. Jednakże wymagane jest dodatkowe 20 kg masy kondensatorów (o mocy właściwej 10 kW/kg) w celu zapewnienia 100 kW mocy przenoszonej na każdą oś kół. W rezultacie akumulator oraz kondensatory zwiększają masę pojazdu o 45 kg.

partly open and ca. 15 s of vehicle braking. If the use of 200 kW (restricted by regulation) is possible, then 3 MJ of energy is obtained within ca. 15 s thus, the said provisions on 2.5 MJ energy accumulation are insufficient, which causes the lack of Commission mutual agreements.

It is possible to consider two extreme cases related to race circuits with different vehicle run characteristics, allowing the recuperation of various energy values. The circuit in Shanghai, for example "permits" braking within the total time ca. 10 s during lap time of 95 s. Such duration is sufficient to accumulate ca. 2 MJ energy, possible to be reused. However, in an extreme case, e.g. on the Monaco circuit the total braking time is 25 s, while the lap time is 75 s. This would allow the accumulation of ca. 5 MJ energy. According to the regulations, the supercapacitors with accumulated energy would have to be totally discharged (in each lap) supplying ca. 60 kW power.

The above regulations require new F1 vehicle systems and equipment. The growth of weight caused by energy accumulation systems (supercapacitors, batteries, generators/electric motors) does not compensate the mass of the fuel refilled or the changes in the engine mass caused by the restriction of the number of cylinders and power (Table 2).

At present a battery weighing 24 kg is capable of supplying 60 kW power. However, additional 20 kg of capacitor weight is required (of 10 kW/kg specific weight), in order to provide 100 kW of power transmitted on each wheel axle. As a result, the battery and capacitors add 45 kg to the vehicle weight.

Tabela 2. Zmiany mas podsystemów pojazdu Formuły 1 [3]

Table 2. Subsystem mass changes in a Formula 1 vehicle [3]

Podsystem/Subsystem	Minimalna zmiana masy [kg] (+ wzrost masy, - redukcja masy)/Minimum change of mass [kg] (+ growth, - reduction)
Akumulatory i ultrakondensatory/ <i>Batteries and supercapacitors</i>	+45
Przedni generator/silnik 100 kW/ <i>Front generator/motor 100 kW</i>	+12,5
Tylny generator/silnik 100 kW/ <i>Rear generator/motor 100 kW</i>	+12,5
Jednostka kontrolna mocy/ <i>Power control unit</i>	+15
Ciepłny odzysk energii/ <i>Thermal energy recuperated</i>	+15
Całkowity wzrost masy układów dodatkowych/ <i>Total increase of additional systems weight</i>	+100
Zmniejszenie balastu + lżejsze podwozie/ <i>Reduction of ballast + lighter chassis</i>	-60
Zmniejszona masa silnika spalinowego/ <i>Reduced weight of combustion engine</i>	-5
Mniejsza o 30% masa paliwa/ <i>Fuel weight reduced by 30%</i>	-30
Całkowity wzrost masy/<i>Total growth of weight</i>	+5 kg

4. Pojazdy World Rally Championship (WRC)

4.1. Wymagania ogólne

Zgodnie z regulaminem FIA dotyczącym specyfikacji pojazdów WRC (*World Rally Championship*), w zależności od rodzaju samochodu i pojemności skokowej silników ustalono dwie grupy pojazdów: grupa N pojazdów seryjnych i grupa A pojazdów turystycznych. Grupy te dzielą się na następujące podgrupy zależne od objętości skokowej silnika:

grupa N:

- N1 – do 1400 cm³,
- N2 – 1400 do 1600 cm³,
- N3 – 1600 do 2000 cm³,
- N4 – powyżej 2000 cm³;

grupa A:

- A5 – do 1400 cm³,
- A6 – 1400 do 1600 cm³,
- A7 – 1600 do 2000 cm³,
- ATD – powyżej 2000 cm³ (także doładowane silniki o zapłonie samoczynnym).

Grupy dzielą się również na podgrupy ze względu na parametry pojazdu, np.: oś napędowa przednia lub tylna, napęd na wszystkie cztery koła itp.

W przepisach uwzględniono również, że silniki są jednostkami czterocyndrowymi, mogą być doładowane turbosprężarką, liczba zaworów przypadająca na jeden cylinder nie jest określona. Natomiast dla każdej z grup określona jest przepisami dopuszczalna wartość mocy silnika. Należy zwrócić uwagę, że jednostki napędowe pojazdów WRC nie są obwarowane tak szczegółowymi wymaganiami, jak silniki Formuły 1. Dlatego w pojazdach WRC można zaobserwować większą różnorodność typów jednostek napędowych.

4.2. Charakterystyka silników WRC

W zależności od grupy zaszeregowania pojazdów można wyróżnić kilka jednostek napędowych. Są to silniki o pojemności skokowej silnika 1400, 1600 i 2000 cm³. Poniżej zamieszczono przykłady silników z grupy pojazdów A7 (tab. 3).

4. World Rally Championship (WRC) vehicles

4.1. General requirements

According to the FIA rules related to the specification of the WRC (World Rally Championship) vehicles, depending on the type of car and engine displacement, two groups of vehicles were differentiated: group N of serial production vehicles and group A of touring vehicles. The groups are divided into the following sub-groups, depending on the engine displacement:

group N:

- N1 – up to 1400 cm³,
- N2 – 1400 to 1600 cm³,
- N3 – 1600 to 2000 cm³,
- N4 – above 2000 cm³;

group A:

- A5 – up to 1400 cm³,
- A6 – 1400 to 1600 cm³,
- A7 – 1600 to 2000 cm³,

ATD – above 2000 cm³ (supercharged, internal combustion engines).

The groups are also divided into sub-groups by the vehicle parameters, e.g.: front or rear driving axle, four-wheel drive, etc.






The regulations also consider the fact that the engines are four-cylinder units, may be supercharged, the number of valves per cylinder is not specified. However, the engine power value permitted by the regulations is determined. It should be noted that the driving units of WRC vehicles are not subject to requirements as detailed as F1 engines. Therefore, a variety of drive unit types is observed within the WRC vehicles.

4.2. The WRC engine characteristics

Depending on the vehicle classification group, several drive units can be differentiated. These are engines with 1400, 1600 i 2000 cm³ engine displacement. Examples of A7 vehicle group engines are presented below (Table 3).

Tabela 3. Specyfikacja silników pojazdów WRC grupy A7 [5, 10, 18]

Table 3. Group A7 WRC vehicle engine specification [5, 10, 18]

Pojazd/Vehicle					
	Subaru Impreza WRC 99	Peugeot 206 WRC	Seat Cordoba WRC	Skoda Octavia WRC	Ford Focus WRC
Silnik/Engine	boxer, 4-cyl., 16-zaw.	rzędowy/inline 4-cyl., 16-zaw.	rzędowy/inline 4-cyl., 16-zaw.	rzędowy/inline 4-cyl., 20-zaw.	rzędowy/inline 4-cyl., 16-zaw.
V _{ss} [cm ³]	1994	1997	1995	1999	1999
N _{e max} [kW]/n [obr/min]	210/5500	210/5250	210/5300	207/6250	210/6000
D × S [mm × mm]	92 × 75	85 × 88	83 × 92,2	82,5 × 93,5	85 × 88
M _{o max} [N·m]/n [obr/min]	480/4000	535/3500	540/3500	501/3250	550/4000
Turbosprężarka/turbocharger	IHI + intercooler	Garrett-Alliet Signal	Garrett TR 30 R	Garrett	Garrett 34
ε [-]	9,0	b.d.	8,6	8,7	b.d.
p _e [MPa]	3,03	3,37	3,40	3,15	3,46
N _v [kW/dm ³]	105	105	105	104	105
M _v [N·m/dm ³]	241	268	271	251	275

Większość jednostek napędowych to czterocylindrowe silniki o rzędowym układzie cylindrów, rozrządzie typu DOHC z czterema zaworami na cylinder, doładowane turbosprężarką (rys. 9).



Rys. 9. Silnik pojazdu Ford Focus WRC [5]

Fig. 9. Ford Focus WRC engine [5]

5. Pojazdy wyścigów Le Mans

5.1. Główne wymagania dotyczące silnika

Wyścigi Le Mans po raz pierwszy odbyły się w 1923 r. Ideą powołania tego wyścigu było wyzwanie stawiane pojazdom, które polega na pokonaniu możliwie najdłuższej trasy przejazdu pojazdem samochodowym w czasie 24 h. Trasę przejazdu stanowi tor o długości około 13 km. Dopuszczalne są modyfikacje w zakresie elementów podwozia i nadwozia pojazdów biorących udział w tych wyścigach w stosunku do pojazdów seryjnych, natomiast modyfikacje dotyczące jednostek napędowych są znikome. Obecne przepisy dopuszczają 10-procentowe różnice między wybranymi elementami silników w stosunku do elementów silników seryjnych. Przykładem tego jest dopuszczenie wału korbowego o masie mniejszej o 10% od wału wykorzystywanego w silniku seryjnym [14].

Pojazdy startujące w wyścigu Le Mans zarezerwowane są grupowo zgodnie z regulaminem FIA z 12.12.2006 r. Poszczególne grupy i dopuszczalne pojemności skokowe silników przedstawiono w tab. 4.

Z przedstawionych ograniczeń zawartych w przepisach FIA wynika, że pojazdy biorące udział w wyścigu Le Mans są napędzane silnikami o zapłonie iskrowym w wersjach wolnossącej lub doładowanej turbosprężarką. Natomiast silnik o zapłonie samoczynnym, doładowany turbosprężarką dopuszczony jest w grupie startowej pojazdów prototypowych LM P1. We wszystkich grupach istnieje dowolność w wyborze typu konstrukcji silnika z wyjątkiem grupy pojazdów prototypowych LM P2. Dla tych pojazdów w przepisach dodatkowo zapisano, że dla silników o zapłonie iskrowym, wolnossących, dopuszczalna liczba cylindrów silnika wynosi 8 i mogą być ułożone w układzie widlastym. Dla silników doładowanych z tej grupy nie określono sposobu ułożenia cylindrów, ale ograniczono ich liczbę do 6. Dla grup LM P1 i P2 obecnie dopuszczono do zastosowania silniki zasilane biopaliwami (benzyna wraz z 10-procentowym dodatkiem etanolu lub biopaliwa).

Most of the drive units are four-cylinder engines with in-line cylinder arrangement, DOHC, four valves per cylinder, turbocharged (Fig. 9).

5. Le Mans vehicles

5.1. Major requirements for the engine

The first Le Mans racing took place in 1923. The concept of establishing this race was the challenge to the vehicles, namely to drive the possibly longest distance within 24 h. The route is ca. 13 km circuit. Some modifications of the chassis and body elements in the participating vehicles in relation to the serial production is permitted, while the modifications of the drive units are scarce. The present regulations permit 10% differences between selected engine elements, compared to serial engine elements. An example is the admission of crankshaft weighing 10% less than the one used in a serial engine [14].

The vehicles participating in Le Mans are classified in groups, according to the FIA rules of 12.12.2006. The particular groups and permitted engine displacements are presented in Table 4.

The FIA restrictions presented suggest that the vehicles participating in Le Mans are powered by spark ignition engines in unsupercharged or supercharged version, while the supercharged diesel engine is admitted within the prototype LM P1 competitor group. The free selection of an engine

Tabela 4. Dopuszczalne maksymalne pojemności skokowe silników [cm³] dla pojazdów uczestniczących w wyścigach Le Mans [14]

Table 4. Permitted maximum engine displacements [cm³] for vehicles participating in Le Mans [14]

Grupa/Group	Le Mans Prototype 1 LM P1	Le Mans Prototype 2 LM P2	Le Mans Grand Touring 1 LM GT1	Le Mans Grand Touring 2 LM GT2
Typ silnika/Engine type				
Wolnossący ZI/ Unsupercharged SI	6000	3400, max 8 cyl, układ V	8000	8000
Doładowany ZI/ Supercharged SI	4000	2000 (max 6 cyl.)	4000	4000
Doładowany ZS/ Supercharged CI	5500	–	–	–
Uwagi/Remarks	Minimalna masa 950 kg/Minimum weight 950 kg	Minimalna masa 852 kg/Minimum weight 852 kg	–	–

design exists in all the groups except the LM P2 prototype vehicle group. Additionally, it was provided in the regulations for the vehicles that for spark-ignition, unsupercharged engines, the permitted number of engine cylinders is 8 in a V-arrangement. For this group of supercharged engines the method of cylinder arrangement was not determined, but their number was restricted to 6. For LM P1 and P2 groups the biofuelled (petrol with 10% ethanol or biofuel addition) engines have recently been admitted.

5.2. Le Mans vehicle engines

The automotive progress taking place since 1923 can be observed based on the results achieved in Le Mans [12] (Fig. 10). During the first race, a vehicle with a 4-cylinder

5.2. Silniki pojazdów Le Mans

Postęp w motoryzacji, jaki się dokonał od 1923 r. można zaobserwować na podstawie wyników uzyskiwanych podczas wyścigu Le Mans [12] (rys. 10). W pierwszym wyścigu w czasie 24 h pojazd z czterocylindrowym silnikiem o pojemności skokowej 2978 cm³ pokonał trasę o długości 2209,5 km, a w 2005 r. była to już trasa 5050,5 km pokonana pojazdem napędzanym silnikiem ZS V8 o pojemności 3595 cm³.

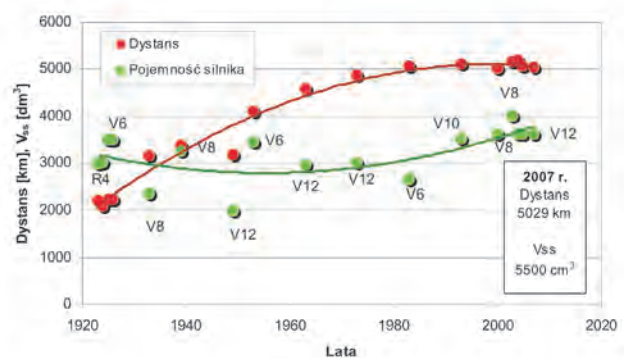
Zestawiając najlepsze wyniki z kilku wyścigów, można stwierdzić, że początkowo rozwój silników spalinowych pozwalał na pokonywanie coraz dłuższych tras przez pojazdy w kolejnych wyścigach Le Mans. Z upływem czasu silnik spalinowy był już na tyle dopracowany, że od lat 80. ubiegłego wieku długość trasy pokonywanej przez pojazdy w czasie 24 godzin prawie nie ulega zmianie. Analizując przedstawione na wykresie dane, można wysunąć tezę, że rozwój dzisiejszych silników spalinowych osiągnął pewien kres i przy zachowaniu obowiązujących przepisów dotyczących silników spalinowych napędzających pojazdy biorące udział w wyścigach Le Mans nie należy spodziewać się pokonania większych dystansów w ciągu 24 godzin niż 5100 km.

W niniejszym artykule przedstawiono kilka wybranych pojazdów biorących udział w wyścigach Le Mans i wielkości charakteryzujące ich jednostki napędowe (tab. 5). Coraz częściej w tym wyścigu udział biorą pojazdy wyposażone w silniki o zapłonnie samoczynnym. Pierwszym pojazdem tego typu było Audi R10 TDI. Startując po raz pierwszy w Le Mans w 2006 r. zostało „zwycięzcą wyścigu”. Obecnie inne koncerny samochodowe również wystawiają w wyścigu swoje pojazdy napędzane silnikami ZS. W Le Mans 2007 wystartowały Audi R10 TDI oraz Peugeot 908 HDi FAP (rys. 11), jednak zwycięstwo odniosło ponownie Audi R10 TDI.

Silnik Audi R10 TDI zaprezentowano w 2005 r. [2]. Na rysunku 12 przedstawiono symulacje ciśnienia w cylindrze i momentu obrotowego jako funkcje prędkości obrotowej silnika. Dodatkowo zamieszczono temperaturę spalin dopro-

engine with 2978 cm³ displacement drove 2209.5 km length within 24 h, while in 2005 this was 5050.5 km length driven by a vehicle powered by a CI V8 engine with 3595 cm³ displacement.

Comparing the best results of several races, one may find that at first the combustion engine development allowed covering longer and longer distances by the vehicles in subsequent Le Mans events. As the time passed, the engine was so well developed that the distance covered within 24 hours by the vehicles remains almost the same since the 1980's. Analyzing the data presented in the graph one may stipulate that the development of contemporary combustion engines had reached a certain peak and, maintaining the applicable regulations concerning combustion engines powering the vehicles participating in Le Mans, covering a distance exceeding 5100 km within 24 hours should not be expected.







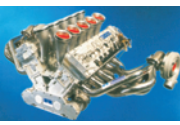



Rys. 10. Charakter zmian pokonywanego dystansu przez pojazdy w wyścigu Le Mans (dodatkowo naniesiono objętości skokowe silników tych pojazdów)

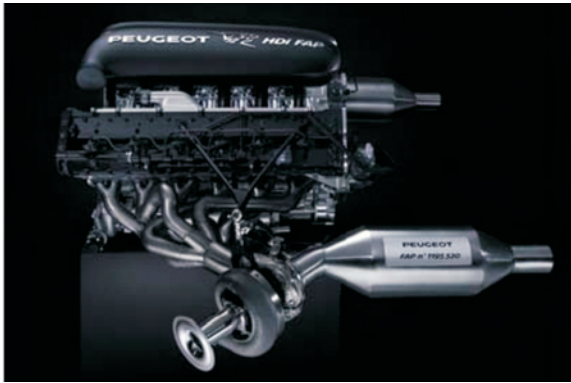
Fig. 10. The nature of changes of the distance covered by the vehicles in Le Mans (engine displacements of the vehicles included additionally)

This paper presents several selected vehicles participating in Le Mans and the figures characterizing their drive units

Tabela 5. Specyfikacja silników pojazdów startujących w wyścigu Le Mans [3, 8, 15, 20]

Table 5. Specification of Le Mans vehicle engines [3, 8, 15, 20]

Pojazd/Vehicle	 Audi R10 TDI	 Porsche 911 GT3 RSR	 Ferrari F 430 GT	 Peugeot 908 HDi FAP
Silnik/Engine	 V12, ZS/CI	 boxer, ZI, 6 cyl./SI	 V8, ZI, 5 zaw./cyl./SI	 V12-100°, ZS/CI
V _{ss} [cm ³]	5500	3598	4308	5500
N _{e max} [kW]/n [obr./min]	475/5000	335/8500	360/8000	490/4000
M _{o max} [N·m]/n [obr./min]	1100/4000	410/7200	465/5250	1200/–
D × S [mm × mm]	92 × 75	99,99 × 76,4	92 × 81	–
ε [–]	18	–	11,3	–
p _e [MPa]	2,51	1,43	1,36	2,74
N _v [kW/dm ³]	86	93	84	89
M _v [N·m/dm ³]	200	114	108	218



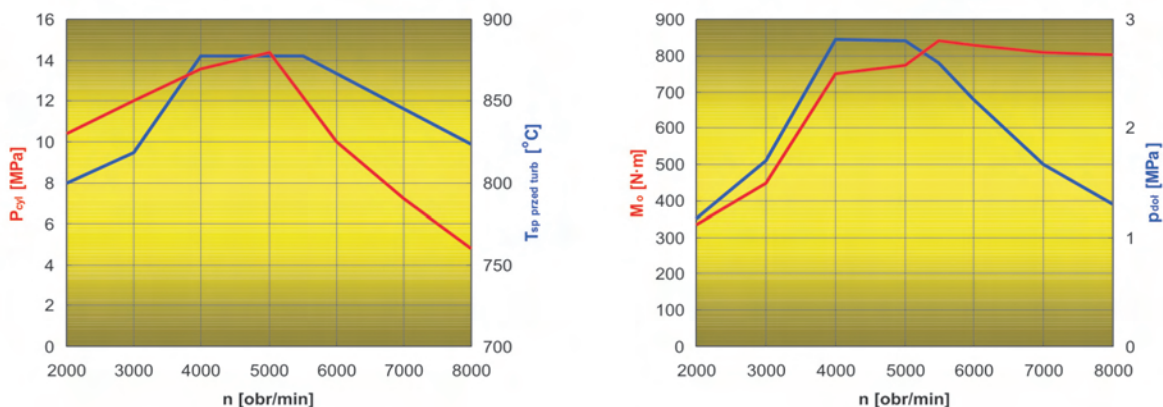
Rys. 11. Silnik i pojazd Peugeot V12 HDi FAP Le Mans [17]

Fig. 11. Engine and vehicle: Peugeot V12 HDi FAP Le Mans [17]

wadzących do turbiny, moment obrotowy silnika i ciśnienie jego doładowania. Należy podkreślić, że w symulacyjnym ustalaniu tych parametrów zakres prędkości obrotowej wału korbowego silnika jest znacznie większy niż zakres prędkości rzeczywistej eksploatacji silnika. Silnik Audi R10 TDI maksymalną moc osiąga przy prędkości obrotowej wału korbowego równej 5000 obr/min. Dla tej prędkości silnik dysponuje prawie maksymalnym momentem obrotowym, który w wyniku dużego stopnia doładowania i odpowiedniego sterowania ciśnieniem doładowania utrzymuje stałą wartość w zakresie prędkości obrotowej od 4000 do 5000 obr/min. Silnik ten w porównaniu z silnikami o zapłonie

(Table 5). More and more frequently the vehicles participating in the race are fitted with diesel engines. The first vehicle of this type was Audi R10 TDI. Participating in Le Mans in 2006 for the first time it was “the race winner”. At present other automotive corporations also entered their CI engine powered vehicles for the competition. Audi R10 TDI and Peugeot 908 HDi FAP participated in Le Mans 2007 (Fig. 11), however, the winner was Audi R10 TDI again.

The Audi R10 TDI engine was presented in 2005 [2]. Fig. 12 presents simulations of pressure in the cylinder and torque as functions of the engine speed. In addition the temperature of exhaust supplied in the turbine, the engine torque and its



Rys. 12. Symulacyjne charakterystyki parametrów pracy jako funkcji prędkości obrotowej silnika Audi R10 TDI [2]

Fig. 12. Simulation characteristics of operating parameters of the Audi R10 TDI engine [2]

iskrowym, stosowanymi do napędu pojazdów biorących udział w wyścigu Le Mans ma zbliżoną wartość dostępnej mocy silnika, natomiast wartość momentu obrotowego, którym dysponuje jest dwukrotnie większa.

Porównując wartości poszczególnych wskaźników (tab. 5), można stwierdzić, że sukces silnika Audi R10 TDI jest niewątpliwie związany z jego parametrami eksploatacyjnymi, których wartości są znacznie większe od wartości przedstawianych silników o zapłonie iskrowym. Wartość średniego ciśnienia użytecznego jest większa o 43%. Wskaźnik elastyczności momentu obrotowego jest większy o 12%, a elastyczność prędkości obrotowej jest większa o około 6% od silnika Porsche, ale mniejsza o 18% od silnika

supercharge pressure were included. It should be pointed out that in the simulation establishing the parameters the engine crankshaft speed range is significantly larger than that of the real engine operation range. The Audi R10 TDI engine achieves the maximum power at the speed equal to 5000 rpm. For such speed, the engine has almost a maximum torque that maintains a constant value within 4000 to 5000 rpm. The engine, compared to spark-ignition engines, used to power the vehicles participating in Le Mans is close to that of the available engine power, while the value of the torque available to the engine is twice as high.

Comparing the values of the particular indexes (Table 5), one may find that the success of Audi R10 TDI is undoubtedly

Ferrari F430. Dzięki temu wskaźnik elastyczności całkowitej silnika wynosi 1,53 i jest większy o 17% od wskaźnika elastyczności silnika Porsche 911 GT3 RSR oraz mniejszy o 7% od wskaźnika elastyczności silnika Ferrari F430. Wartość objętościowego wskaźnika mocy silnika jest mniejsza o 9% od silnika Porsche 911 GT3 RSR i taka sama jak dla silnika Ferrari F430.

6. Porównanie wskaźników pracy silników wyczynowych i konwencjonalnych

W przeprowadzonej analizie literaturowej dokonano przeglądu konstrukcji i parametrów silników spalinowych pojazdów konwencjonalnych pretendujących do miana pojazdów sportowych. Spośród wszystkich pojazdów wybrano kilka, których silniki przedstawiono w tab. 6. Wyszczególniono także pojazdy sportowe dostępne na rynku pojazdów ogólnego przeznaczenia (tab. 7).

connected with its operating parameters with values significantly exceeding that of spark-ignition engines. The value of average effective pressure is by 43% higher. The displacement elasticity is by 12% higher and the elasticity of the speed is by ca. 6% higher than in the Porsche engine, but by 18% lower than in the Ferrari F430 engine. Therefore, the total elasticity index of the engine is 1.53 and is by 17% higher than the Porsche 911 GT3 RSR engine elasticity index and by 7% lower than the Ferrari F430 elasticity index. The volumetric index of the engine power is by 9% lower than in the Porsche 911 GT3 RSR engine and is the same as for the Ferrari F430 engine.

6. Comparison of high performance and conventional engine operating indexes

Literature analysis of the structure and parameters of combustion engines of conventional vehicles that aspired to be sports vehicles has been conducted. Out of all the vehicles

Tabela 6. Wybrane dane techniczne silników pojazdów konwencjonalnych [9, 15, 16, 19]

Table 6. Selected technical data of conventional vehicle engines [9, 15, 16, 19]










Pojazd/Vehicle	Mercedes CDI 420	Mercedes CLK 350	Mercedes C 230	BMW M5	Porsche 911 turbo	Volkswagen TSI 1,4
Silnik/Engine	 V8-75°, ZS, 4 zaw./cyl.	 V6 ZI, 4 zaw./cyl.	 V6 ZI, 4 zaw./cyl.	 V10 ZI, 4 zaw./cyl.	 boxer ZI, 6 cyl., 4 zaw./cyl., doład. 2. turbosprężarkami	 R4, ZI, 4 zaw./cyl., doład. sprężarką mechaniczną i turbosprężarką
V_{ss} [cm ³]	3996	3498	2496	4941	3600	1390
$N_{e\max}$ [kW]/n [obr./min]	231/3600	200/6000	150/6100	373/7750	353/6000	125/6000
$M_{o\max}$ [N·m]/n [obr./min]	730/2200	350/2400	245/2900	520/6100	620/1950–5000	240/1750–4500
$D \times S$ [mm × mm]	86 × 86	92,9 × 86	88 × 68,4	75,2 × 92	100 × 76,4	76,5 × 75,6
ϵ [–]	16,7	10,7	11,4	–	9	10
p_e [MPa]	2,30	1,26	1,23	1,32	2,16	2,17
N_v [kW/dm ³]	58	57	60	75	98	90
M_v [N·m/dm ³]	183	100	98	105	172	173

Tabela 7. Wybrane dane techniczne silników pojazdów sportowych [11, 16]

Table 7. Selected technical data of sports vehicle engines [11, 16]

Pojazd/Vehicle	Aston Martin DBR9	Corvette C6R	Mercedes SLR 722
Silnik/Engine	 I, V12, 4 zaw./cyl.	 ZI, V8, 2 zaw./cyl.	 ZI, V8-90°, 3 zaw./cyl.
V_{ss} [cm ³]	5935	7011	5439
$N_{e\max}$ [kW]/n [obr./min]	448/6500	440/5400	478/6500
$M_{o\max}$ [N·m]/n [obr./min]	650/550	867/4400	820/4000
$D \times S$ [mm × mm]	89 × 79,5	104,8 × 101,6	97 × 92
ϵ [–]	10,2	11,0	8,8
p_e [MPa]	1,38	1,55	1,89
N_v [kW/dm ³]	75	63	88
M_v [N·m/dm ³]	110	124	151

Tłokowe silniki spalinowe można porównywać ze sobą niemal wyłącznie na podstawie wybranych wskaźników ich pracy. W tym celu wyznaczono wartości średniego ciśnienia użytecznego, elastyczności (momentu obrotowego, prędkości obrotowej i elastyczności całkowitej) oraz objętościowych wskaźników mocy i momentu obrotowego.

Z porównania wielkości parametrów przedstawionych silników wynika, że najbardziej wysiłonymi jednostkami napędzającymi pojazdy są silniki Formuły 1 (rys. 13 i 14). Z podanej specyfikacji (tab. 1) silników FO110Q (Mercedes-Benz) i RS 27 (Renault) wynika, że silniki te uzyskują moce jednostkowe odpowiednio 223 i 219 kW/dm³. Takie wartości parametrów nie są osiągnięte przez inne silniki tłokowe, a to dzięki dużemu zakresowi rozwijanych prędkości obrotowych wału korbowego. Prędkości obrotowe silników Formuły 1 są przynajmniej trzykrotnie większe od prędkości silników pojazdów konwencjonalnych, także tych sprzedawanych jako pojazdy sportowe ogólnego przeznaczenia. Skutkuje to dwukrotnie większą wartością mocy jednostkowej niż w przypadku silników pozostałych pojazdów. Duża prędkość obrotowa silnika Formuły 1 w konsekwencji uniemożliwia osiągnięcie dużych wartości momentu obrotowego, gdyż konstrukcja układu korbowego musi być „zwarta”, czyli wszystkie masy wirujące układu powinny znajdować się w możliwie bliskiej odległości od głównej osi wału. Wartości średniego ciśnienia użytecznego wynoszą odpowiednio 1,55 i 1,57 MPa i są maksymalnie o 35% większe od wartości dla silników ZI przedstawionych pojazdów (rys. 14). Silniki F1 uzyskują objętościowy wskaźnik momentu obrotowego około 125 N·m/dm³, co jest wartością przeciętnie osiąganą przez silniki konwencjonalne lub też silniki pojazdów sportowych. Dla pojazdów WRC wskaźniki te są dwukrotnie większe.

Przepisy dotyczące silników biorących udział w wyścigu Le Mans dopuszczają możliwość istnienia 10% różnic w konstrukcji tych jednostek napędowych pojazdów w stosunku do produkowanych seryjnie. Moc jednostkowa tych silników o zapłonie iskrowym wynosi 84–93 kW/dm³ i jest większa od porównywalnych silników pojazdów konwencjonalnych o co najmniej 40%. Dla tych silników jednostkowy moment obrotowy wynosi 108–114 N·m/dm³ i jest to wartość zbliżona do ich konwencjonalnych odpowiedników. Wartości średniego ciśnienia użytecznego są również zbliżone. Silniki o zapłonie samoczynnym napędzające pojazdy w wyścigu Le Mans charakteryzują się mocą jednostkową wynoszą-

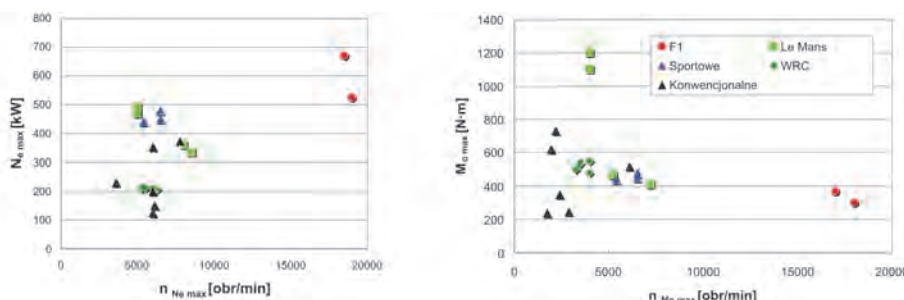
several were selected and their engines were presented in Table 6. Sports vehicles available on the market (conventional) were also specified (Table 7).

Piston combustion engines may be compared to one another on account of some selected operating indexes. The values of average effective pressure, elasticity values were determined for this purpose (torque, speed and total elasticity) and volumetric power and torque indexes.

As a result of comparison of the presented engine parameters one may state that the units with the highest displacement-power ratio driving the vehicles are Formula 1 engines (Fig. 13 and 14). The specification presented (Tab. 1) of the FO110Q (Mercedes-Benz) and RS 27 (Renault) engines suggests that the engines achieve 223 and 219 kW/dm³, respectively. Such parameter values cannot be achieved by other piston engines, this is thanks to the wide range of crankshaft speeds. The Formula 1 engine speeds are at least three times higher than those of conventional vehicles, also the ones sold as sports vehicles of general purpose. High engine speed of a Formula 1 engine in consequence impedes the obtainment of high torque values because the crankshaft structure must be “compact”, i.e. all the rotating weights of the system should be possibly close to the main shaft axis. The values of average effective pressure are 1.55 and 1.57 MPa, respectively and are by 35% maximum higher than the value for SI engines of the vehicles presented (Fig. 14). The F1 engines obtain volumetric torque index of 125 N·m/dm³, which is the average value obtained by conventional engines of sports engines. For the WRC vehicles the indexes are twice as high.

The regulations concerning the vehicles participating in Le Mans permit the existence of 10% differences in the structure of the drive units of the vehicles compared to the serial production. The unit power of the spark-ignition engines is 84–93 kW/dm³ and is higher than comparable conventional vehicles by at least 40%. The unit torque for the engines is 108–114 N·m/dm³ and this is a value close to its conventional equivalents. The values of average effective pressure are also close. The internal combustion engines powering the vehicles in Le Mans are characterized with unit power of ca. 86 kW/dm³ (Audi R10) and 89 kW (Peugeot 908). Compared to the ZS Mercedes-Benz CDI 400 (58 kW/dm³) engines, these are values higher by 32 and 34%, respectively. The values of powers achieved occur at high crankshaft speeds – ca. 5000 rpm (for a conventional engine the maximum values fall at ca. 3600 rpm). The values of unit torque are 200 N·m/dm³ (Audi R10) and 218 N·m/dm³ (Peugeot 908) and are by 8% and 16% respectively higher than the values of a conventional engine. The values correspond to the average effective pressure.

The engines of vehicles participating in WRC are characterized with high volumetric index and torque: 105 kW/dm³ and 241–275



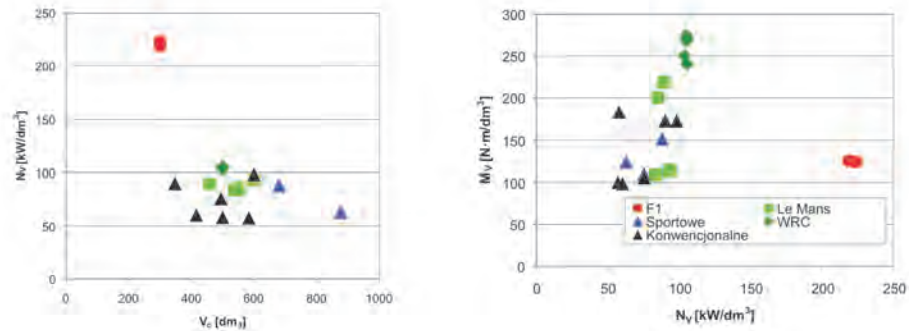
Rys. 13. Rozkład punktów mocy maksymalnej i momentu maksymalnego silnika w zależności od prędkości obrotowej

Fig. 13. The distribution of maximum power and maximum torque of engine, depending on the crankshaft speed

cą około 86 kW/dm^3 (Audi R10) i 89 kW (Peugeot 908). W porównaniu do silnika ZS Mercedes-Benz CDI 400 (58 kW/dm^3) są to wartości większe odpowiednio o 32 i 34%. Wartości osiąganych mocy występują przy dużych prędkościach obrotowych wału korbowego – około 5000 obr/min (dla silnika konwencjonalnego wartości maksymalne przypadają przy prędkości około 3600 obr/min). Wartości jednostkowego momentu obrotowego wynoszą $200 \text{ N}\cdot\text{m/dm}^3$ (Audi R10) i $218 \text{ N}\cdot\text{m/dm}^3$ (Peugeot 908) i są odpowiednio większe o 8% i 16% od tych wartości dla silnika konwencjonalnego. Wartości te są analogiczne do średniego ciśnienia użytecznego.

Silniki pojazdów biorących udział w wyścigach WRC charakteryzują duże wartości objętościowego wskaźnika mocy i momentu obrotowego: odpowiednio 105 kW/dm^3 oraz $241\text{--}275 \text{ N}\cdot\text{m/dm}^3$. Różnią się one znacznie od wartości tych parametrów dla silników konwencjonalnych. Objętościowy wskaźnik mocy tych pierwszych jest większy o 28% (porównując silnik BMW M5), a wskaźnik momentu obrotowego o 24–59% od odpowiadających im silników konwencjonalnych. Tak duża różnica wartości momentu obrotowego silnika wynika przede wszystkim z dużego ciśnienia doładowania silników pojazdów WRC. Wysoki stopień doładowania silnika o zapłonie iskrowym decydująco wpływa na wartość średniego ciśnienia użytecznego, która dla silników tego typu wynosi $3,02\text{--}3,46 \text{ MPa}$ i jest większa od wartości średniego ciśnienia użytecznego silników konwencjonalnych o 24–59%.

Silniki przeznaczone do napędu pojazdów F1 charakteryzują się małym wskaźnikiem elastyczności wynoszącym $1,12\text{--}1,16$. Silniki będące jednostkami napędowymi pojazdów typu WRC (rys. 15) osiągają wartości wskaźnika elastyczności na poziomie $1,81\text{--}3,05$. Dla porównania silniki konwencjonalne wolnossące charakteryzują się wskaźnikiem elastyczności całkowitej na poziomie $1,65\text{--}3,50$, natomiast jednostki doładowane osiągają te wskaźniki na poziomie $1,95\text{--}4,13$. Sytuacja taka ma ścisły związek z przeznaczeniem silnika i postawionymi wymaganiami. Silniki Formuły 1 to jednostki wolnossące bez układów dolotowych o zmiennej geometrii. Pojedyncze i jednocześnie krótkie przewody układu dolotowego zapewniają dużą moc i wysoki moment obrotowy w zakresie dużych prędkości obrotowych. Skutkiem ubocznym takiego podejścia jest mały



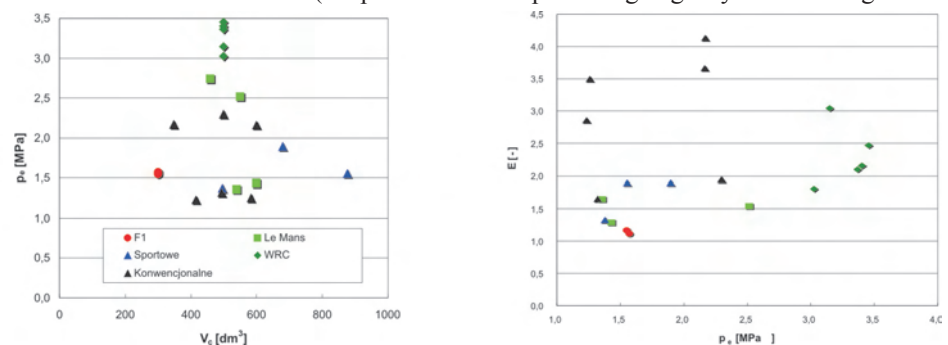
Rys. 14. Wskaźnik mocy jednostkowej jako funkcja pojemności cylindra oraz objętościowy wskaźnik momentu jako funkcja objętościowego wskaźnika mocy silnika

Fig. 14. Unit power index as a function of cylinder capacity and volumetric torque index as a function of volumetric power of the engine

$\text{N}\cdot\text{m/dm}^3$, respectively. The values significantly differ from the values of those parameters for conventional engines. The volumetric power index is by 28% higher (comparing the BMW M5 engine), and the torque index – by 24–59% than the corresponding conventional engines. The significant difference of the engine torque value is chiefly the result of high supercharge pressure of the WRC vehicle engines. The high spark-ignition engine supercharge level decisively affects the value of average effective pressure being $3.02\text{--}3.46 \text{ MPa}$ for this type of engines and is by 24–59% higher than the value of conventional engine effective pressure.

The engines designated to power vehicles are characterized with low elasticity index of $1.12\text{--}1.16$. The engines being the drive units of WRC vehicles (Fig. 15) achieve elasticity index values on the level $1.81\text{--}3.05$. For comparison, the conventional unsupercharged engines are characterized with elasticity index on the level of $1.65\text{--}3.50$, while supercharged units reach the indexes of $1.95\text{--}4.13$. Such a situation is closely related to the designation of the engine and the requirements. The Formula 1 engines are unsupercharged units without variable geometry inlet systems. A single and a short inlet system provides high power and torque within the range of high engine speeds. The side effect of such an approach is the low elasticity index of the engine. The defect was neutralized with the use of a high number of transmission speeds.

Supercharged engines achieve the best elasticity results (no problems with providing high cylinder filling coef-



Rys. 15. Wartości średniego ciśnienia użytecznego oraz elastyczności całkowitej silników

Fig. 15. Values of average effective pressure and total elasticity of the engines

wskaźnik elastyczności silnika. Wadę tę zneutralizowano, stosując dużą liczbę przełożeń skrzyni biegów pojazdu.

Najlepsze wskaźniki elastyczności mają silniki doładowane (brak problemu z zapewnieniem dużego współczynnika napełnienia silnika). Skutkuje to uzyskaniem maksymalnych wartości momentu obrotowego w szerokim zakresie prędkości obrotowych wału korbowego silnika, również w zakresie mniejszej prędkości obrotowej. Do silników wyczynowych mających największy wskaźnik elastyczności należą silniki typu WRC. Natomiast wśród silników pojazdów konwencjonalnych najniższym wskaźnikiem elastyczności charakteryzują się silniki BMW M5 i Mercedes CDI 420. Wartości ich współczynników elastyczności to odpowiednio 1,65 oraz 1,95.

8. Podsumowanie

Podjęta w artykule próba porównania silników wyczynowych z silnikami konwencjonalnymi została oparta na studium literatury, z której wybrano reprezentatywne jednostki napędowe. Wyszczególnione wskaźniki pracy poddano analizie grupowej z podziałem na typy pojazdów. Pozwoliło to na sformułowanie kilku spostrzeżeń:

- kształtowanie charakterystyki silnika spalinowego w znacznym stopniu zależy od przepisów regulujących daną dyscyplinę sportów samochodowych,
- obecny znaczny wzrost zużycia paliw przez silniki pojazdów wyczynowych może być ograniczony przez zastosowanie napędów alternatywnych, np. w postaci układów hybrydowych lub systemów odzyskiwania energii,
- znaczące wysilenie silników pojazdów wyczynowych (głównie Formuły 1) powoduje wzrost ich jednostkowych wskaźników mocy i (w niewielkim stopniu) momentu obrotowego, jednakże skutkuje znacznie gorszymi wskaźnikami elastyczności silnika.

ficient). This results in the obtainment of maximum torque values within a wide range of engine crankshaft speeds, also within the range of lower engine speeds. The high performance engines with the largest elasticity index include the WRC engines. However, among the conventional vehicle engines the BMW M5 and Mercedes CDI 420 engines are characterized with the lowest elasticity index. Their elasticity coefficient values are 1.65 and 1.95, respectively.

8. Summary

The attempt to compare high performance engines to conventional engines taken up in this paper has been based on reference study, out of which exemplary drive units have been selected. The operating indexes specified were subjected to group analysis, with division into vehicle types. This allowed the formulation of a number of observations:

- Formation of the characteristics of a combustion engine largely depends on the regulations governing in a particular automobile sport discipline,
- The present significant growth of fuel consumption by high performance vehicle engines may be restricted by the application of alternative drives, e.g. in the form of hybrid or energy recuperation systems,
- Significant power/displacement ratio of high-performance vehicles (mainly Formula 1) causes a growth of their unit power indexes and (to a slight extent) the torque, however it results in significantly worse elasticity indexes of the engine.

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- Alten H.: Mercedes-Ilmor Zehn Jahre Entwicklung am V10-Formel-1-Motor, MTZ Motortechnische Zeitschrift, nr 7-8, 2005.
- Cornwell R., Morrison D., Sapsford S.: V10-Dieselmotor für Le Mans, MTZ Motortechnische Zeitschrift, nr 7-8, 2005.
- Formula One 2011: Power-Train Regulation Framework, Barcelona, 24.5.2007, www.fia.com
- Patynowski D.: Silniki w Formule 1, Auto Technika Motoryzacyjna, nr 1, 2007.
- rajdy.terramail.pl

- Rychter W.: Dzieje samochodu, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1979.
- Schommers J., Mürwald M., Arbeiter E., Büter H., Holtmann U., Laulies S.: Der neue 4,0-l-V8-Dieselmotor von Mercedes-Benz, MTZ Motortechnische Zeitschrift, nr 1, 2006.
- Sokół M.: Peugeot 908 HDi FAP. Auto Technika Motoryzacyjna, nr 6, 2007.
- www.allfl.info
- www.castrol.com
- www.corvetteracing.com
- www.experiencelemans.com
- www.fltechnical.net
- www.lemans.org
- www.porsche.com
- www.rsportscars.com
- www.seriouswheels.com
- www.subaruimpresza.bajtnet.pl
- www.volkswagen.de
- www.allcarnews.com

Prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – Profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

Prof. Jerzy Merkisz, DSc, MEng. – Professor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.



Dr inż. Ireneusz Pielecha – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

Mr Ireneusz Pielecha, DEng. – assistant professor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.



Dr inż. Jarosław Markowski – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

Mr Jarosław Markowski, DEng. – assistant professor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.



Specyfika wyczynowych silników przyczepnych do łodzi wyścigowych

W artykule opisano szczególne cechy użytkowe wyczynowych silników przyczepnych stosowanych w sporcie motorowodnym. Przedstawiono ich najważniejsze cechy konstrukcyjne oraz wskazano na zakres najczęściej stosowanych modyfikacji konstrukcji w zależności od klas i serii motorowodnych, a także na wymagania regulacyjne wynikające z charakteru poszczególnych wyścigów. Omówiono ważniejsze modyfikacje silników w zakresie układów: wymiany ładunku, zasilania i układu korbowo-tłokowego oraz charakter najczęstszych uszkodzeń. Przeprowadzono porównanie wskaźników operacyjnych wyczynowych silników zaburtowych z silnikami innymi zastosowań.

Słowa kluczowe: zewnętrzny (zaburtowy) silnik spalinowy, silniki wyczynowe, wskaźniki pracy, cechy konstrukcyjne

The specificity of attached high-performance engines

This article presents special usable features of attached high-performance engines used in water motor sports. It presents the most significant design characteristics as well as indicates the scope of most frequently used modifications of construction depending on water motor classes and series and legal requirements resulting from a character of particular races. This article discusses more important modifications of engines with respect to exchange of charge, fuel supply and the piston assembly as well as their most frequent malfunctions. The authors compared operating indexes of high-performance outboard engines to engines with other applications.

Key words: attached (outboard) combustion engine, high-performance engines, engine rating, design characteristics

1. Wprowadzenie

Silniki przyczepne, zwane często silnikami zaburtowymi, wykazują w stosunku do silników spalinowych innych zastosowań pewne cechy szczególne, na które zwrócono uwagę w publikacji [1]. Wersje wyczynowe takich silników różnią się od wersji podstawowych ze względu na stawiane im szczególne zadania.

Silniki wyczynowe muszą przede wszystkim zapewniać osiągnięcie jak najlepszych parametrów operacyjnych. W stosunku do ich wersji podstawowych powoduje to konieczność modyfikacji konstrukcyjnej lub technologicznej wielu podzespołów i większości układów składowych. W zależności od kategorii i klasy sportowej zakres tych modyfikacji może być ograniczony w różnym stopniu zgodnie z przepisami, które zawiera Regulamin Międzynarodowej Federacji Motorowodnej U.I.M (*Union Internationale Motonautique*). Określają one wszystkie wytyczne dotyczące konstrukcji silnika i jego układów, środków eksploatacyjnych oraz paliwa, które można stosować podczas wyścigów.

Ograniczenia zawarte w regulaminie mają na celu stworzenie różnych wymagań technicznych odnoszących się do silnika, co pozwala na start zarówno zespołom, które potrafią skonstruować własny silnik, jak i zespołom lub pojedynczym osobom, które posiadają silnik seryjny i mają ochotę na współzawodnictwo na wodzie. Taka filozofia utworzonego regulaminu pozwala na ciągłą edukację techniczną, a wraz z pozyskiwanym doświadczeniem – na start w coraz bardziej prestiżowych klasach i seriach. Stwarza zatem podstawy do rywalizacji nie tylko sportowej, lecz także w zakresie posiadanej wiedzy fachowej i doświadczenia konstrukcyjnego. Najbardziej zaawansowane technicznie klasy pozwalają na

1. Introduction

Attached engines, which are frequently referred to as outboard engines show certain special characteristics as compared to combustion engines with other applications. The authors of this study focused on those characteristics in their publication [1]. High performance versions of such engines differ from basic versions in special tasks, for which they are designed and which differ from those required in normal operation.

High-performance engines must, first of all, ensure obtainment of possibly the best operating parameters. As compared to the basic version of such engines, a lot of their subassemblies and most of their component systems must be modified as regards their structure and technology. Depending on sports categories and classes, the scope of the modifications may be limited to various degrees pursuant to the provisions contained in the Rules of the International Water Motor Federation U.I.M (*Union Internationale Motonautique*). They specify all guidelines relating to the structure of engines and their assemblies, operating fluids, lubricants and fuel to be used during races.

The limitations contained in the rules are aimed at creating different technical requirements relating to the engine, which allows participation in the race for both, the teams that can construct their own engines and those who have a serial engine and are eager to compete in water sports. Such a philosophy contained in the established rules facilitates continuous education and, added to the acquired experience, makes it possible to participate in more prestigious classes and series. Thus, it creates grounds for not only sports competition, but also for the competition with respect to acquired

testowanie rozwiązań nietypowych, często nowatorskich, co w wielu przypadkach powoduje zapoczątkowanie nowych tendencji rozwojowych w konstrukcji określonego rodzaju silników.

2. Podział wyczynowych silników wykorzystywanych w sporcie motorowodnym

2.1. Klasy i serie

Wprowadzając podział omawianych silników spalinywych należy ustalić jego kryterium. W sporcie motorowodnym wykorzystywane są wszystkie rodzaje silników: od tłokowych dwu- i czterosuwowych po przepływowe raketowe. Ich podział zależy zatem od rodzaju silnika, jego pojemności skokowej, możliwości dokonywania zmian konstrukcyjnych oraz od rodzaju łodzi, do której są one zamontowane. Ze względu na dużą różnorodność możliwych kryteriów Międzynarodowa Federacja Motorowodna wprowadziła podział na klasy i serie łodzi oraz napędzających je silników.

Zgodnie ze wspomnianym wcześniej Regulaminem wszystkie zdefiniowane tam klasy i serie mają charakter międzynarodowy. Dla łodzi, w których napędem jest silnik przyczepny występuje dwanaście klas. Klasy te różni-

professional knowledge and structural experience. The most technically advanced classes make it possible to test untypical and often innovative solutions, which, in numerous cases, initiates new development trends in the construction of given types of engines.

2. The classification of high-performance engines used in water motor sports

2.1. Classes and series

By introducing the division of the discussed engines, first the classification criteria should be established. All types of engines ranging from two-stroke to rocket engines are used in water motor sports. Thus their classification depends on a type of engine, its displacement, possibility of structural changes and type of boat, on which it is mounted. Due to a diversity of possible criteria, the International Federation of Water Motor Sports introduced a division into classes and series of boats and engines driving the boats.

Pursuant to the above-mentioned Rules, all classes and series identified therein have international character. There are twelve classes for boats with attached engines. The classes are diversified with respect to displacement

of the used engine, which distinguishes the following classes: 125; 250; 350; 500; 700; 850; 1000; 1500; 2000; 3000 cm³ as well as a class without any limitations as regards engine capacity. The actual limits of displacement used in the above-mentioned engine classes and types of hulls of the used boats have been presented in Table 1.

The introduced notion of a series aims at a more precise determination of technical requirements relating to both the engine and the boat. The following various engine series may be used in a specified engine capacity class: „O”, „S” and „T”. „O” series (popularly referred to as „Open Series”, Fig. 1a) is most technically advanced and least limited by stringent provisions, which, at the same time, makes it more prestigious. As far as this series is concerned, limitations are practically related only to the engine displacement.

„S” series (referred to as „Sports Series”) relates to the series, which admits slight structural changes as provided

Tabela 1. Zestawienie przykładowych klas i serii motorowodnych
Table 1. A statement of examples of motor water sports classes and series

Oznaczenie klasy/Class designation	Przykładowe oznaczenie klasy i serii/Example of class and series designation	Przedział pojemności skokowej silnika/The range of engine displacement	Typ łodzi/Boat type
125 cm ³	O – 125	< 128 cm ³	hydroplan/hydroplane
175 cm ³	O – 175	< 175 cm ³	hydroplan/hydroplane
	S – 175	< 175 cm ³	
250 cm ³	O – 250	< 250 cm ³	hydroplan/hydroplane
	S – 250	176–250 cm ³	
350 cm ³	T – 250	< 265 cm ³	jednokadłubowa typu „V”/
	O – 350	< 350 cm ³	hydroplan/hydroplane
	S – 350	251–350 cm ³	
500 cm ³	T – 400	251–400,5 cm ³	jednokadłubowa typu „V”/
	O – 500	< 500 cm ³	katamaran/catamaran
	S – 500	351–500 cm ³	
700 cm ³	T – 550	401–550 cm ³	jednokadłubowa typu „V”/
	O – 700	< 700 cm ³	katamaran/catamaran
S – 700	501–700 cm ³		
800 cm ³	O – 800	< 850 cm ³	katamaran/catamaran
	S – 800	701–870 cm ³	
1000 cm ³	O – 1000	851–1000 cm ³	katamaran/catamaran
	S – 1000	871–1000 cm ³	
1500 cm ³	O – 1500	1001–1500 cm ³	katamaran/catamaran
	S – 1500	1001–1500 cm ³	
2000 cm ³	O – 2000	1501–2000 cm ³	katamaran/catamaran
	S – 2000	1501–2000 cm ³	
3000 cm ³	O – 3000	2001–3000 cm ³	katamaran/catamaran
	S – 3000	2001–3000 cm ³	
bez ograniczeń/ unlimited	O – ∞ S – ∞	> 3001 cm ³ > 3001 cm ³	katamaran/catamaran

cowane są pojemnością skokową zastosowanego silnika; wyróżniono w ten sposób następujące umowne klasy: 125; 250; 350; 500; 700; 850; 1000; 1500; 2000; 3000 cm³ oraz klasę bez ograniczeń pojemności silnika. Rzeczywiste graniczne pojemności skokowe stosowanych w tych klasach silników i typów kadłubów wykorzystywanych łodzi podano w tabeli 1.

Wprowadzone pojęcie serii ma na celu sprecyzowanie wymagań technicznych odnoszących się zarówno do silnika, jak i do łodzi. W określonej klasie pojemności silnika można zastosować silniki różnych serii: „O”, „S” i „T”. Seria „O” (potocznie zwana „Otwartą”, rys. 1a) jest najbardziej zaawansowana technicznie i najmniej rygorystycznie ograniczona przepisami, a tym samym najbardziej prestiżowa. W tej serii ograniczenia dotyczą tylko pojemności skokowej silnika.

Oznaczenie „S” (seria zwana „Sportową”) dotyczy serii, w której dopuszczalne są nieznaczne zmiany konstrukcyjne, ściśle opisane w regulaminie. W związku z tym silniki wykorzystywane w tej klasie muszą być homologowane przez U.I.M.

Seria „T” (zwana „Turystyczną”, rys. 1b) jest najmniej zaawansowana technicznie – nie są w niej dopuszczalne żadne zmiany konstrukcyjne w stosunku do silników seryjnych; silniki te zatem muszą być homologowane, tzn. musi być potwierdzona zgodność parametrów konstrukcyjnych wszystkich elementów składowych.

W sporcie motorowodnym występują także serie, w których napęd nie odbywa się silnikiem przyczepnym. W serii „R” jest to silnik wbudowany (stacjonarny), w serii „D” jest to silnik o zapłonie samoczynnym, a w serii „TR” może to być silnik turboodrzutowy lub raketowy. Nie wszystkie z wymienionych serii są spopularyzowane w Polsce. W Europie największe znaczenie mają klasy do 1000 cm³ pojemności silnika, a serie „O” i „S” są najciekawsze ze względu na stosowane rozwiązania konstrukcyjne i technologiczne.

2.2. Zakres dopuszczalnych zmian konstrukcyjnych w silnikach

Zasadniczym kryterium określającym zakres dopuszczalnych zmian konstrukcyjnych silnika podstawowego jest zbiór przepisów regulujących ten zakres charakterystyczny dla wybranej serii: sportowej lub turystycznej. W obu przypadkach konstrukcją wyjściową jest silnik seryjny, bez przeróbek. Seria otwarta odnosi się do konstrukcji silników przygotowywanych przez zawodników we własnym zakresie, w związku z tym dopuszcza się w niej największą swobodę konstruowania i wykonywania elementów silnikowych.

Warunkiem dopuszczenia silnika do serii sportowej lub turystycznej jest posiadanie przez ten silnik homologacji U.I.M. Silnik seryjny, reprezentujący model wymieniony w aplikacji homologacyjnej zostaje poddany badaniom w celu stwierdzenia zgodności z deklaracjami producenta w dokumentach aplikacji homologacyjnej. Warunki otrzymania takiej homologacji są ściśle określone przez federację. Niektóre z nich, odnoszące się do serii turystycznej, są następujące:

in detail in the rules. In connection with the above, the engines used in the above-mentioned class must be certified by U.I.M.

„T” series (referred to as „Touring Series”, Fig. 1b) is least technically advanced and does not admit any structural changes with respect to serial engines. Thus the engines must be certified for compliance of structural parameters of all engine components.



Rys. 1. Przykładowe klasy i serie motorowodne: a) seria „O” – łodzie wyścigowe typu katamaran z silnikami przyczepnym, silniki nieseryjne, dopuszczalne własne konstrukcje, b) seria „T” – łodzie jednokadłubowe typu „V” z silnikiem przyczepnym, silnik seryjny, przeróbki niedopuszczalne

Fig. 1. Examples of water motor sports classes and series: a) „O” series – catamaran-type racing boats with attached engine and non-serial engines admissible own designs, b) „T” series – “V” type single-hull boats with attached engines, serial engine, no modifications admissible

There are also series in water motor sports, which do not use attached engine drive. „R” series has an in-built (stationary) engine, „D” series has a self ignition engine and „TR” series may have a turbojet or rocket engine. Not all of the above-mentioned series are popular in Poland. The most significant classes in Europe have engines with capacity of up to 1000 cm³, whereas „O” and „S” series are interesting owing to their structural and technological solutions.

2.2. The scope of admissible structural changes in engines

The basic criterion determining the scope of admissible structural changes in a basic engine is a selection of provisions regulating the scopes characteristic of given series, whether sports or touring series. In both cases a commercial engine with no modifications is an initial structure. The open series relates to the design of engines prepared by competitors on their own and, therefore, it is characterized by the greatest freedom of construction and performance of the engine components.

An engine can be given a sports or tourist series upon the condition that it has been certified by U.I.M. A serial engine

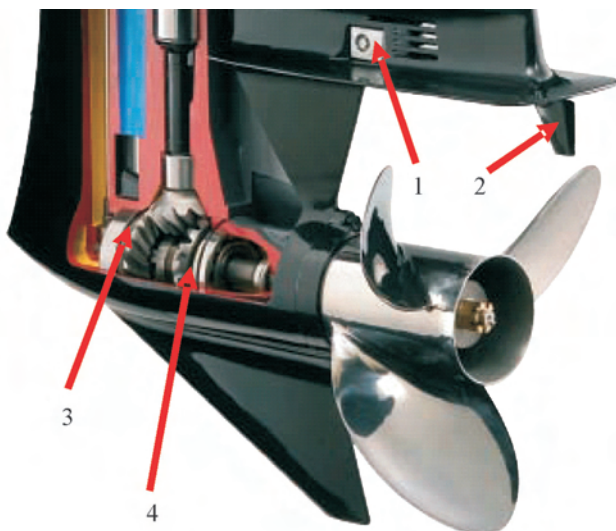
- silnik powinien być w katalogu firmy przemysłowej;
- silnik powinien być w sprzedaży jako silnik seryjny do napędu łodzi;
- wszystkie części silnika podstawowego i modyfikowanego muszą być zamienne i muszą mieć identyczne wymiary,
- elementy silników muszą być wykonane z tego samego materiału co odpowiednia część innego silnika tego samego modelu.

Warunki określone w homologacji są podstawą kontroli silnika i jego parametrów podczas zawodów.

W silniku wykorzystywanym w serii sportowej można wykonywać ograniczone zmiany konstrukcyjne. Są one ściśle określone, a niektóre z nich to np.:

- biegi w przód, neutralny i wsteczny nie są obowiązkowe dla silników powyżej 1001 cm³ (rys. 2),
- w oryginalnym pędniku śrubowym może być dokonana zmiana jego parametrów konstrukcyjnych (np. skoku i średnicy, powierzchni roboczej śruby), ale tylko tak, aby średnica wylotu spalin przez śrubę odpowiadała średnicy wylotu śruby oryginalnej,
- płytki trzymająca (anody¹⁾, rys. 2) może być zmieniona lub usunięta w celu dopasowania do śruby napędowej,
- chłodzenie musi być realizowane za pomocą pompy wodnej, można usunąć termostaty i zawory ciśnieniowe z układu chłodzenia,
- ograniczniki prędkości obrotowej silnika mogą być usunięte,
- świece zapłonowe są dowolne,
- oryginalne dysze gaźnika mogą być zastąpione innymi, o innych rozmiarach,
- dopuszczalne jest szlifowanie cylindrów w granicach pojemności danej klasy, ale mogą być używane tylko zestawy

1) Anody zamontowane przy płytce trzymającej pozwalają na redukowaniu negatywnego działania soli (osadzanie się soli w kanałach chłodzących, korozja) podczas pływania po morzu.



Rys. 2. Dolna część kolumny silnika (tzw. spodzina) z wszystkimi kołami przekładni – zgodnie z homologacją: 1 – anoda ujemna, powyżej płytki trzymającej, 2 – anoda dodatnia – płytka trzymająca, 3 – koło biegu w przód, 4 – koło biegu wstecznego

Fig. 2. The engine gearbox with all gear cogs – in accordance with the type approval: 1 – negative anode, over trimming plate, 2 – positive anode – trimming plate, 3 – forward gear wheel, 4 – reverse gear wheel

representing the model provided in the type approval application is subject to tests for compliance with the manufacturer's declarations contained in the type approval application documents. Such a type approval can only be issued upon the conditions strictly specified by the Federation. Some of the conditions relating to the touring series are as follows:

- an engine should be included in an industrial company's catalogue,
- an engine should be sold as a serial engine for boat drive,
- all the parts of the basic and modified engine must be accompanied with spare parts and must have identical dimensions,
- engine components must be made of the same material, of which a respective parts of other engine of the same model is made.

The conditions specified in the type approval are a basis for inspection of an engine and its parameters during races.

Certain limited design changes can be made in a sports series engine. The changes are strictly specified, some of them being:

- first, neutral and reverse gears are not mandatory for engines with capacity exceeding 1001 cm³ (Fig. 2),
- the original propeller may be replaced only upon the condition that the exhaust diameter of the propeller corresponds to that of the original one,
- the trimming plate (anodes¹, Fig. 2) may be replaced or removed to be adjusted to the driving screw;
- the engine must be cooled through a water pump; thermostats and pressure valves may be removed from the cooling system,
- engine speed limiters may be removed,
- any spark plugs may be used,
- original carburetor jets may be replaced with other jets with other measurements,
- it is admissible to diameter-grind cylinders within capacity range of a given class, however, one may use only piston assemblies delivered by the manufacturer in accordance with the type approval.

All modifications, which may be made in a certified engine of the sports series, make it possible to improve work parameters as regards power concentration and dynamic properties.

An engine used in an open series is optional and practically limited only by displacement resulting from a given class. O – 125 class is an exception with limitation to a one-cylinder engine. The entire design of the engine, manner of production and materials used depend on the engine designer. Therefore there are engines in the open series, which are frequently manufactured in single copies or very small number of series. Usually the very competitors and their teams are designers and manufacturers of such engines. In practice, each competitor, who becomes a champion, has designed at least one engine on his own. If a given design allows the obtaining of significant results of champion class, such a design often initiates production of short series

1) Anodes mounted at the trimming plate make it possible to reduce negative effects of salt (salt depositing in cooling ducts and corrosion) during sea races.

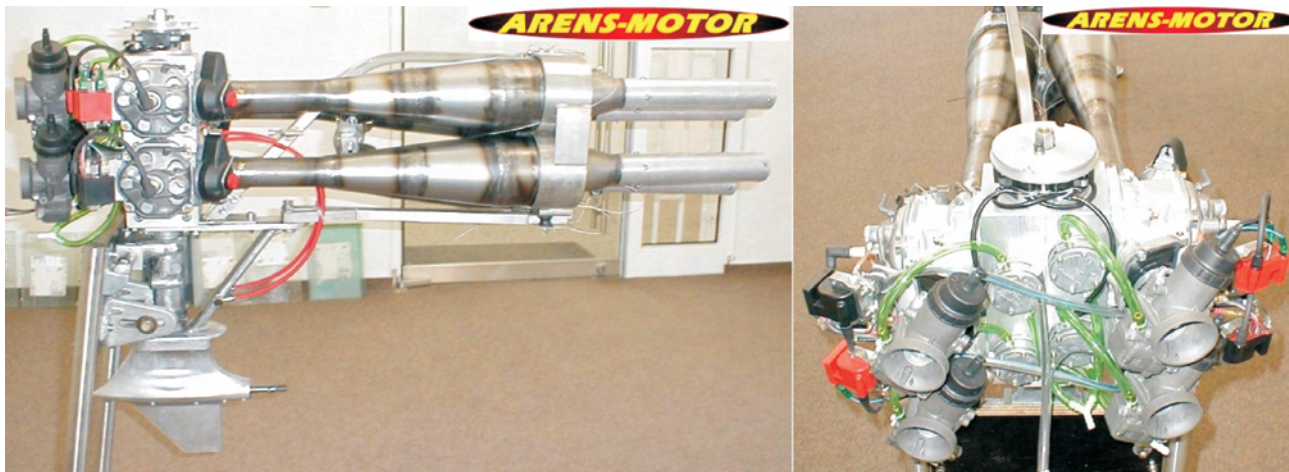
łokowe dostarczone przez producenta silnika zgodnie z homologacją.

Wszystkie zmiany, które można przeprowadzić w serii sportowej w silniku homologowanym pozwalają na polepszenie wskaźników jego pracy w aspekcie koncentracji mocy i właściwości dynamicznych.

Silnik wykorzystywany w serii otwartej jest silnikiem dowolnym i jest ograniczony tylko pojemnością skokową wyni-

and the designers offer such engines for other teams, which perform further modifications on their own. There are several examples of the engine manufacturers in the European market, namely:

- SyGaDo – Poland,
- GRM – Italy (www.grmracing.com),
- VRP – Verona, Italy
- Arens-Motor – Germany (www.aren-motor.de, Fig. 3).



Rys. 3. Silnik firmy Arens-Motor klasy O – 500; silnik czterocylindrowy dwusuwowy, z przeciwnym układem cylindrów, z wydechem swobodnym o regulowanej długości

Fig. 3. O-500 class engine manufactured by Arens-Motor; four-cylinder two stroke engine with opposite pistons and free exhaust with adjusted length of exhaust pipes

kającą z określonej klasy. Wyjątek stanowi klasa O – 125, w której występuje ograniczenie do silnika jednocylindrowego. Cała konstrukcja silnika, sposób wykonania, zastosowane materiały itd. zależą od decyzji jego konstruktora. Dlatego w serii otwartej występują silniki, które wykonywane są bardzo często w pojedynczych egzemplarzach lub w bardzo małych seriach. Konstruktorami i producentami tych silników są zwykle sami zawodnicy i ich zespoły. W praktyce każdy zawodnik, który zostaje mistrzem wykonał chociaż jeden silnik samodzielnie. Jeżeli określona konstrukcja pozwoli na uzyskanie znaczących wyników klasy mistrzowskiej, to często staje się początkiem krótkich serii, a ich twórcy stają się oferentami takich silników dla innych zespołów, które dalszych przeróbek dokonują we własnym zakresie. Na rynku europejskim znanych jest kilka takich przykładów; są to np. firmy:

- SyGaDo – Polska,
- GRM – Włochy (www.grmracing.com),
- VRP – Włochy, Verona,
- Arens-Motor – Niemcy (www.aren-motor.de, rys 3).

3. Modyfikacje konstrukcji

Wszystkie modyfikacje konstrukcji mają zapewnić uzyskanie jak najlepszych parametrów operacyjnych silnika (moc użyteczna, moment obrotowy, dynamika silnika przy zmiennym obciążeniu). Nie wszystkie zmiany konstrukcyjne dają pożądany efekt w konkretnej sytuacji panującej na zawodach. Charakter i zakres tych zmian należy zatem dobrać każdorazowo do strategii wyścigowej, co jest określane pojęciem „dostrojenia” silnika.

3. Design modifications

All the design modifications are to ensure best possible work parameters of the engine (rated power, torque and engine dynamics at variable loads). Not all design modifications produce desired effects in given situations during races. The character and scope of such modifications should be adjusted for each racing strategy, which is referred to as “engine tune up”.

Depending on demands, designers introduce such design modifications, which influence the torque course during races in two ways. A decision made on selection of one of those ways may determine the success. The first strategy involves achievement of maximum torque and rated power at relatively high engine speeds making it possible to attain maximum speed at the end of straight sections of a race-track (Fig. 4). The other strategy involves the possibility of achievement of a torque at relatively low engine speed and attainment of high acceleration values at start and turns. The selection of a given strategy requires making respective modifications in all design systems of the engine.

The engine design modifications do not always comply with the rules and the mechanic’s role is to introduce of a desired design modification within prescribed limits and, at the same time, preserve the best parameters of engine work. However, the modifications often “balance” at the admissible boundary and some of them are providently hidden from competitors and technical arbiters. Thus, assurance of correct verification of compliance of each engine with certification rules depends on the competence of such arbiters.

The most significant modifications are made in systems responsible for the generation of power. These are mainly

W zależności od zapotrzebowania wprowadza się takie zmiany konstrukcyjne, które wpływają na przebieg momentu obrotowego silnika podczas wyścigu na dwa sposoby. Podjęcie decyzji o wyborze któregoś z nich może przesądzić o możliwości osiągnięcia sukcesu. Pierwsza strategia polega na osiągnięciu maksymalnego momentu obrotowego i mocy użytecznej przy stosunkowo dużych prędkościach obrotowych pozwalających na uzyskanie maksymalnej prędkości na końcu prostych odcinków toru wyścigowego (rys. 4). Druga możliwość to osiągnięcie momentu obrotowego przy stosunkowo małej prędkości obrotowej, (zwiększenie elastyczności momentu obrotowego) i uzyskanie dużych przyspieszeń na starcie i przy zwrotach. Wybór określonej strategii wymaga wprowadzenia odpowiednich modyfikacji we wszystkich układach konstrukcyjnych silnika.

Stosowane modyfikacje konstrukcji silników nie zawsze są zgodne z regulaminem, a sztuka mechaników polega na tym, aby wykonać pożądaną zmianę konstrukcyjną w przewidzianych granicach, zachowując jak najlepsze parametry pracy silnika. Często jednak zmiany te „balansują” na granicy dopuszczalności, a niektóre z nich są skrywane przed okiem nie tylko konkurentów, lecz także sędziów technicznych. Od fachowców sędziów zależy więc zapewnienie poprawnej weryfikacji zgodności każdego silnika z przepisami homologacyjnymi.

Najistotniejsze zmiany konstrukcyjne dokonywane są w układach najbardziej odpowiedzialnych za wytwarzanie mocy silników. Są to więc głównie układ wymiany ładunku i układ zasilania. Uzyskiwanie zwiększonej wartości objętościowego wskaźnika mocy wymaga zapewnienia zdolności jej przetworzenia na energię napędu, co zwykle powoduje konieczność wzmocnienia układu korbowo-tłokowego, które powinno być uzyskane pomimo zmniejszenia jego masy, koniecznego ze względu na redukcję momentu bezwładności.

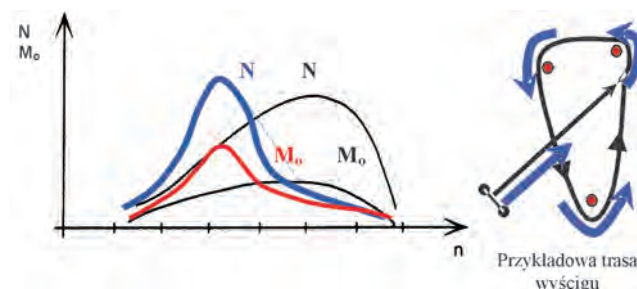
3.1. Układ wymiany ładunku

Parametry konstrukcyjne układu wymiany ładunku mają bardzo istotny wpływ na parametry pracy silnika. W silnikach przyczepnych układ ten ma dodatkowo specyficzną budowę wynikającą z ich wykorzystywania w środowisku wodnym. Dlatego w układzie dolotowym brak jest filtra powietrza i przewodów dolotowych. Powietrze zasysane jest bezpośrednio do gaźnika, a opory przepływu są minimalizowane (rys. 5).

Powietrze po przejściu przez gaźnik trafia na zawory płytkowe, które sterują dolotem świeżego ładunku do skrzyni korbowej. Odpowiednie dobranie materiału, z którego wykonane są zawory płytkowe pozwala na zmniejszenie oporów przepływu, a tym samym na lepsze napełnienie skrzyni korbowej świeżym ładunkiem, co w konsekwencji jest wykorzystywane do zwiększenia mocy (rys. 6, linia czerwona na rys. c).

Innym zabiegiem modyfikacyjnym w układzie wymiany ładunku poprawiającym parametry pracy silnika jest odpowiednie ukształtowanie kanału płuczącego, doprowadzającego świeży ładunek ze skrzyni korbowej do cylindra. Odpowiednie zmniejszenie przekroju i ukształtowanie tego

inlet/exhaust system and fuelling system. Achievement of increased power concentration requires assurance of capacity of conversion of the power into the drive energy, which usually entails the need of reinforcement of the assembly of crankshaft, pistons and connecting rods and should be achieved despite a decrease of its weight as necessary due to reduction of the inertia.

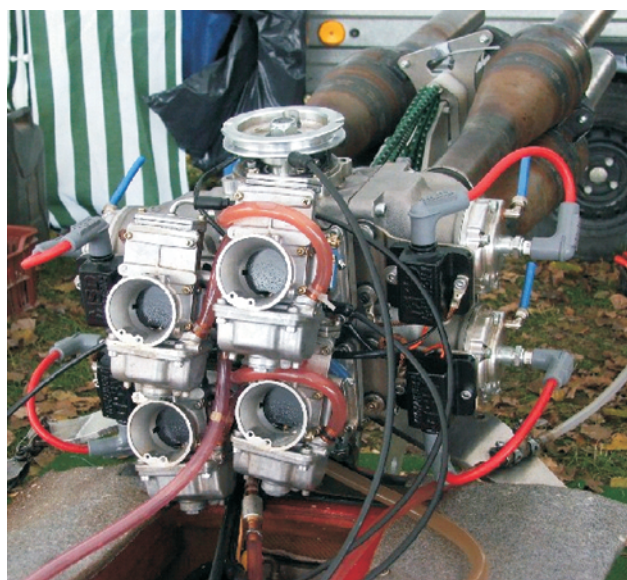


Rys. 4. „Filozofia” przygotowania wyczynowego silnika przyczepnego do zawodów

Fig. 4. “The philosophy” of preparation of a high-performance attached engine for racing purposes

3.1. The inlet/exhaust system

The design parameters of the inlet/exhaust system have a significant influence upon the engine work parameters. In attached engines the system has a specific design resulting from its use in water environment. Therefore, the inlet system is not equipped with air filter and inlet manifold. Air is sucked directly into the carburetor and flow resistance is minimized. (Fig. 5).



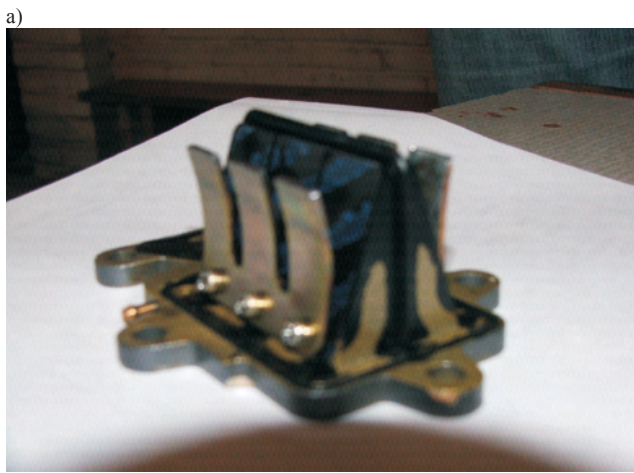
Rys. 5. Silnik klasy O – 500 z czterema indywidualnymi gaźnikami, po jednym na każdy cylinder, dolot powietrza bezpośrednio do gardzieli gaźnika

Fig. 5. O – 500 class engine with four individual carburetors, each for one cylinder; air inlet directly into the carburetor choke tube

The air passing through the carburetor gets to plate valves, which control the inlet of fresh charge into the crankcase. Properly selected material of plate valves makes it possible

kanalu zapewnia zwiększenie prędkości przepływu. Celem jest zwiększenie szybkości wymiany ładunku w cylindrze oraz zwiększenie jego masy bez zwiększenia wysokości okien płuczących, które prowadziłyby do zmniejszenia efektywnego skoku tłoka. Modyfikacja taka wymaga bardzo dobrego warsztatu pracy oraz dużego doświadczenia, ponieważ polega na tym, że oryginalny odlew kanału jest wyklejany za pomocą specjalnych klei z dodatkiem aluminium, a następnie wyklejony kanał musi być odpowiednio wyszlifowany w celu nadania ostatecznego kształtu zapewniającego otrzymanie pożądanego efektu.

W celu polepszenia efektu zwiększenia prędkości świeżego ładunku przez nakładanie wewnątrz kanałów powłok polimerowych o różnym kształcie i grubości należy również zwiększyć ciśnienie sprężania w skrzyni korbowej. Można tego dokonać dzięki zmniejszeniu objętości skrzyni korbowej, które uzyskuje się przez doklejenie elementów



Rys. 6. Zmiany w układzie dolotowym: a) zawór płytkowy, b) zasada działania zaworu płytkowego, c) dwie charakterystyki otwierania zaworu płytkowego przy zastosowaniu różnych materiałów

Fig. 6. Modifications in the inlet system: a) plate valve, b) principle of operation of a plate valve, c) two characteristics of opening of a plate valve made of various materials

o stosunkowo dużej objętości. Elementy te muszą być tak wklejone w przestrzeń skrzyni korbowej, aby zapewnić prawidłową pracę wału korbowego.

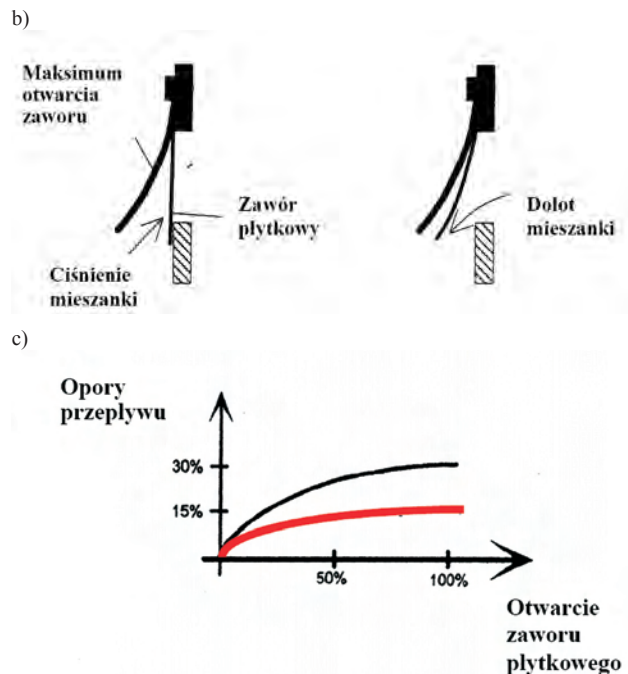
Po zapewnieniu zwiększonego ciśnienia w skrzyni korbowej i zwiększeniu prędkości przepływu w stosunku do silnika seryjnego należy również odpowiednio ukształtować okna dolotowe znajdujące się w cylindrze. Dążąc do odpowiedniego ukierunkowania strumienia świeżego ładunku napływającego do przestrzeni spalania, należy załamać krawędź okna dolotowego (rys. 7); zwykle uzyskuje się to przez odpowiednie szlifowanie.

Pożądanie zwiększenie pola przekroju okien płuczących jest utrudnione, gdyż niewskazane jest zwiększanie ich wysokości, a zwiększanie ich szerokości może prowadzić do powstania niebezpieczeństwa zakleszczenia się pierścieni.

Największe korzyści dotyczące zwiększenia objętościowego i masowego wskaźnika mocy w silniku uzyskuje się

to decrease flow resistance and, at the same time, facilitates fresh charge feed into the crankcase, which, consequently, is used for power increase (Fig. 6, the red line in Fig. c).

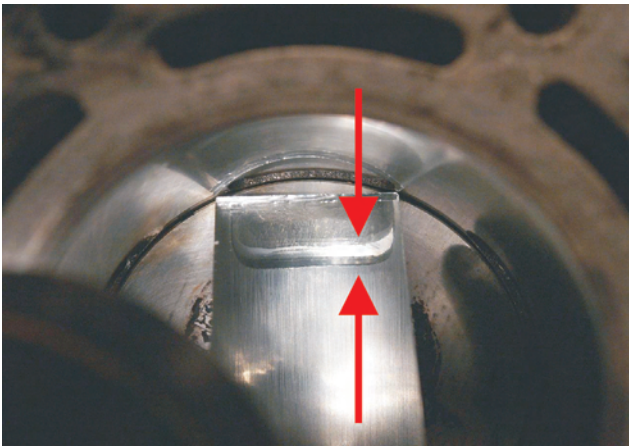
Another modification made in the inlet/exhaust system for the purpose of improvement of the engine work parameters is appropriate shaping of the scavenging ducts feeding fresh load from the crankcase into cylinder. Appropriate reduction of the section and shaping of the duct ensures the increase of flow speed. The purpose is to increase the speed of exchange of the charge in the cylinder and increase of its mass without increasing of the height of the scavenging windows, which could lead to a decrease of effective piston stroke. Such a modification requires good craftsmanship and considerable experience as involves lining of the original duct casting with special glues containing aluminum. Next, the lined duct has to be properly honed to achieve a final shape ensuring achievement of the desired effect.



In order to improve the effect of increase of fresh charge speed, the lining of the ducts should be followed by increase of compression ratio in the crankcase to be performed by additionally gluing relatively large elements. The elements must be glued into the crankcase so as to ensure proper work of the crankshaft.

Once the increased pressure in the crankcase is ensured and the flow speed is increased in relation to the speed of a serial engine, the inlet windows located in the cylinder should also be shaped. The inlet window edge should be broken (Fig. 7) in order to ensure proper direction of fresh charge stream fed in the combustion chamber. The above is usually achieved by adequate grinding.

stosując wszystkie z wymienionych metod, jednak w proporcji, której określenie wymaga bardzo dużego doświadczenia konstrukcyjnego i zawodniczego.



Rys. 7. Widoczna w lusterku faza górnej krawędzi okna płuczącego

Fig. 7. Phasing of the top edge of the scavenging window visible in the mirror

Układ wylotu spalin w silnikach przyczepnych ma bardzo specyficzną budowę. W silnikach homologowanych (serii S i T) z kadłuba (tzw. główki) silnika przez kolektor wylotowy spaliny trafiają do kolumny silnika, w której jest umieszczony przewód wylotowy. Następnie spaliny przechodzą przez tzw. spodzinę (tj. obudowę przekładni i pompy wodnej, rys. 2), a wylot spalin odbywa się przez śrubę napędową do wody (rys. 8). Takie rozwiązanie układu wylotowego pozwala na ograniczenie hałasu, a część spalin rozpuszcza się w wodzie i nie jest emitowana do atmosfery. Ponadto gorące spaliny powodują zmniejszenie gęstości ośrodka bezpośrednio za śrubą pędnika zmniejszając jego opór. Modyfikacje układu wylotowego w silnikach homologowanych polegają na zwiększeniu pola przekroju kanałów wylotowych w celu zmniejszenia oporów przepływu i ułatwienia usuwania spalin z cylindra, a więc poprawy skuteczności i szybkości wymiany ładunku w przestrzeni roboczej cylindra.

W klasach otwartych układ wylotowy jest dowolny, co pozwala na swobodny wybór konstrukcji i jej parametrów. Na przewodzie wylotowym umieszcza się dyfuzor o odpowiedniej geometrii, a przewody wylotowe są całkowicie



Możliwość dynamicznej regulacji długości przewodów wylotowych/
Possibility of dynamic control of exhaust outlet length

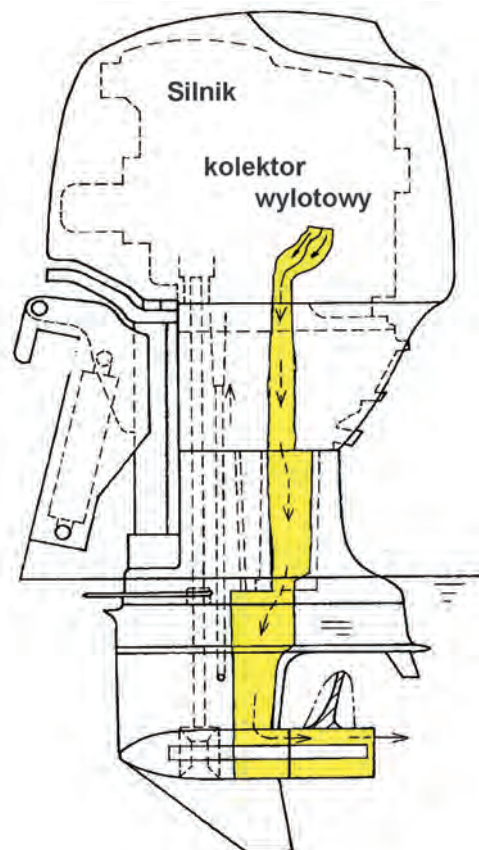


Rys. 9. Układ wylotowy silnika klasy otwartej

Fig. 9. The exhaust system of the open class engine

The desired increase of section field of scavenging windows is difficult, as it is not recommended to increase their height and increase of their width may lead to the danger of ring jamming.

The greatest advantages relating to power concentration in the engine are obtained by application of all of the above-mentioned methods. However, the methods need to be applied in a proportion, which can only be determined by an experienced designer and competitor.



Rys. 8. Układ wylotowy silnika homologowanego; kolorem żółtym oznaczono drogę wylotu spalin

Fig. 8. The exhaust system of an approved engine, exhaust duct is marked yellow

The exhaust system in attached engines has a very specific structure. In approved engines (S and T series) the exhaust gases get from the engine head, through the exhaust manifold to the engine column containing an exhaust duct. Next, the gases pass through the gearbox and are exhausted through the driving screw into water (Fig. 8). Such a solution of the exhaust system makes it possible to reduce noise. Some of the fumes are dissolved in water and not emitted into the atmosphere. Modifications of exhaust systems in approved engines involve an

przelotowe i zapewniają minimalne opory przepływu. Zewnętrzne powierzchnie tłumików opasane są otuliną wodną, która ma za zadanie ograniczenie hałasu do poziomu przewidywanego normą. Cechą charakterystyczną tego układu jest możliwość dynamicznej regulacji długości przewodów wylotowych, co zapewnia odpowiednie wykorzystanie zjawisk falowych i dopasowanie rezonansowej częstotliwości drgań każdorazowo do zmieniającej się prędkości obrotowej silnika. Układ wylotowy silnika klasy otwartej pokazano na rysunku 9.

3.2. Układ korbowo-tłokowy i cylindry

Celem zmian konstrukcyjnych w układzie korbowo-tłokowym silników homologowanych lub ich konstruowania w klasach otwartych jest maksymalna redukcja masy bądź jej koncentrowanie w pobliżu osi obrotu wału korbowego, aby zminimalizować masowy moment bezwładności, przy jednoczesnym zachowaniu zdolności do przenoszenia znacznych obciążeń mechanicznych i cieplnych. Elementy wirujące mogą być poddane dodatkowej obróbce w celu osiągnięcia wagi odnotowanej w karcie homologacyjnej, bez zmiany innych kryteriów podanych w opisie danej części. Dopuszczane jest także zmniejszenie masy na dużej średnicy koła zamachowego, dla którego dozwolona jest obróbka w celu wyrównoważenia koła, pod warunkiem, że jego wymiary i ciężar przewidziane w karcie homologacyjnej pozostaną niezmiennic. Przepisy umożliwiają także zmniejszenie masy wałków znajdujących się w spodzinie oraz usunięcie kół zębatach biegu wstecznego występujących w silnikach seryjnych.

Zmniejszenie masy elementów ruchomych znajdujących się w silniku i w spodzinie pozwala na uzyskanie lepszych właściwości dynamicznych, czyli szybszego osiągania przez silnik większych prędkości obrotowych; często odbywa się to kosztem trwałości silnika – w serii „O” po około 60 min pracy konieczne jest przeprowadzenie przeglądu silnika i spodziny.

Modyfikacje układu korbowo-tłokowego mogą często prowadzić do znacznych uszkodzeń silnika, które wykluczają z dalszego współzawodnictwa podczas trwania zawodów. Przykładem może być zmniejszenie masy koła zamachowego, które ze względu na występujące drgania skrętne może doprowadzić do złomu zmęczeniowego wału silnika (rys. 10). Innym przykładem jest zmniejszenie masy elementów układu korbowo-tłokowego, które prowadzi do osłabienia konstrukcji poszczególnych jego elementów, co może powodować m.in. zatarcie tłoka w cylindrze (rys. 11a) lub zgięcie korbowodu (rys. 11b).

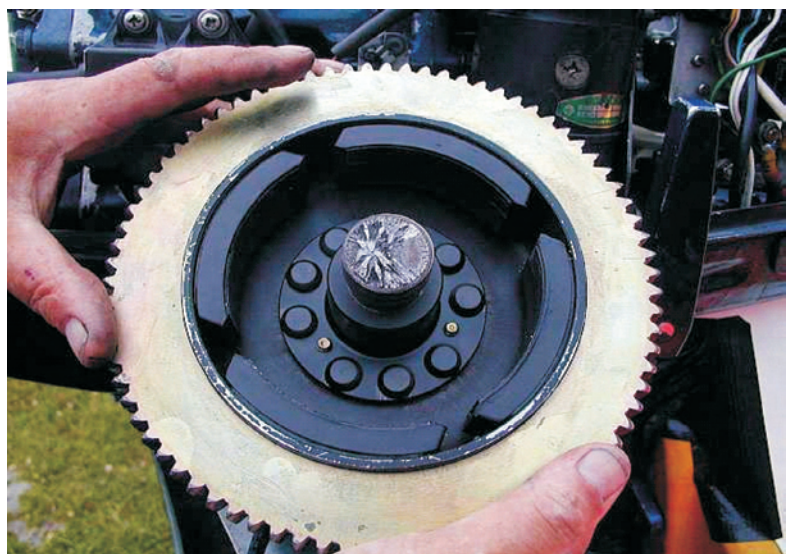
Modyfikacje układu korbowo-tłokowego stosowane są bardzo rzadko ze względu na możliwość poważnego uszkodzenia silnika. Muszą one być dobrze przemyślane i wykonane w bardzo wąskim zakresie, co powoduje zbyt mały wzrost wskaźników operacyjnych silnika w stosunku do pracy włożonej w zmiany konstrukcyjne.

increase of the section field of the exhaust ducts for the purpose of decrease of the flow resistances and facilitation of removal of the exhaust gases from the cylinder, which, in turn, improves the effectiveness and speed of charge exchange in the cylinder.

In open classes any exhaust systems may be fitted, which facilitates free selection of design and its parameters. A diffuser with appropriate geometry is mounted on the exhaust duct and exhaust ducts are fully air-breathing and endure minimum flow resistances. External surfaces of silencers are wrapped in water lining, which is to limit the noise to the level prescribed by a given standard. A characteristic feature of the system is its possibility of dynamic control of exhaust duct length, which ensures adequate use of wave phenomena and adjusting of resonance frequency of vibrations to each change of the engine speed. The exhaust system of the open class engine is presented in Fig. 9.

3.2. The assembly of crankshaft-pistons-connecting rods and the cylinders

The aim of design modifications in the assembly of crankshaft, pistons and connecting rods of type approved engines or open class engine designs is a maximum reduction of weight or its concentration in the proximity of the rotation axis for the purpose of minimization of the mass moment of inertia and with the preservation of capacity for carrying of considerable mechanical and thermal loads. The rotating elements may be subject to further treatment in order to achieve the weight recorded in the type approval card and without changes of other criteria given in the specification of a given part. It is also admissible to decrease the weight on the large diameter of the flywheel, which can be subject to treatment for the purpose of wheel balancing, upon the condition that the measurements and weight of the flywheel specified in the type approval card remain unchanged. Certain provisions also admit increase of the weight of shafts located in the gearbox and removal of toothed wheels of the reverse gear fitted in serial engines.



Rys. 10. Złom zmęczeniowy wału silnika pod kołem zamachowym
Fig. 10. Fatigue crack of the engine shaft under the flywheel



Rys. 11. Przykłady uszkodzeń układu korbowo-tokowego: a) szlifowanie zatartego cylindra, b) zgięcie korbowodu
 Fig. 11. Examples of damage to the assembly of crankshaft, pistons and connecting rods: a) grinding of the seized cylinder,
 b) bending of connecting rods

3.3. Układ zasilania

Układ zasilania stosowany w przyczepnych silnikach wyczynowych jest stosunkowo prosty. Składa się on ze zbiornika paliwa, który jest tak dopasowany, aby paliwo w nim zawarte wystarczyło na jeden wyścig, a jego nadmiar nie zwiększał niepotrzebnie ciężaru łodzi. W układzie tym występuje mechaniczna pompa przeponowa, która wykorzystuje podciśnienie w skrzyni korbowej silnika i przetłacza paliwo do gaźnika (por. [1]).

Do zasilania silników wyczynowych omawianego rodzaju używane są obecnie tylko gaźniki. W celu zwiększenia podciśnienia w gaźniku zmienia się kształt wlotu powietrza do gaźnika przez jego frezowanie. Zmiana ta w silnikach homologowanych może być wykonana w bardzo wąskich granicach. W kolejnych latach U.I.M. zamierza w klasach „S” i „T” wprowadzić tzw. silniki niskoemisyjne (czterosuwowe) wyposażone w układ wtryskowy. Proces wprowadzania nowych silników będzie następował wraz z kończeniem się homologacji silników dwusuwowych.

Modyfikacje układu zasilania dokonuje się często podczas trwania zawodów. Polegają one głównie na doborze odpowiednich dyszy paliwowych, które pozwalają uzyskać właściwą mieszankę paliwowo-powietrzną w danych warunkach atmosferycznych (temperatura otoczenia, wilgotność powietrza, ciśnienie). Dobór właściwej dyszy podczas zawodów wynika z wieloletniego doświadczenia zawodnika i nie jest weryfikowany doświadczalnie. Nieprawidłowy dobór dyszy może spowodować powstanie nieodpowiedniej mieszanki paliwowo-powietrznej, co w konsekwencji może doprowadzić do wypalenia denka tłoka, zwykle przy wystąpieniu mieszanki zbyt ubogiej (rys. 12).

The decrease of weight of movable elements fitted in the engine and gearbox makes it possible to obtain better dynamic properties, i.e. quicker attainment by the engine of higher speed values, which is often done at the cost of engine life – in „O” series, it is necessary to perform inspection of the engine and gearbox after approx. 60 minutes of work.

Modification of the assembly of crankshaft, pistons and connecting rods may often lead to serious damage of the engine, which exclude competitors from further competition during races. As an example, the flywheel weight may be decreased, which, due to torsion, may lead to fatigue crack of the engine shaft (Fig. 10). Another example is the decrease of the mass of the assembly of crankshaft, pistons and connecting rods, which leads to weakening of the structure of particular elements of the assembly, which may result in, among others, seizure of the piston in the cylinder (Fig. 11a) or bending of the connecting rods (Fig. 11b).

The assembly of crankshaft, pistons and connecting rods is rarely modified due to a danger of serious damage to the engine. Such modifications must be well considered and made in a narrow scope, which results in too low growth of engine work indexes in relation to the work performed to make the design changes.

3.3. The fuel supply system

The fuel supply system used in high-performance attached engines is relatively simple. It is composed of a fuel container adjusted so that there would be enough fuel in the container for one race and any excess fuel would not unnecessarily increase the boat weight. The system uses a mechanical membrane pump, which uses vacuum in the engine crankcase and pumps fuel to the carburetor (see [1]).

Presently only carburetors are used for powering of the discussed high-performance engines. In order to increase



Rys. 12. Wypalenie denka tłoka spowodowane niewłaściwym stosunkiem mieszaniny paliwa z powietrzem

Fig. 12. The burning of the piston crown is caused by inadequate fuel/air ratio in the mixture

4. Stosowane paliwo

Najprostszym sposobem polepszenia parametrów pracy silnika, szczególnie jego mocy, jest dobór odpowiedniego paliwa. Aby przeciwdziałać całkowitej dowolności i zapewnić uczciwe warunki rywalizacji na torach wodnych wprowadzono ograniczenia dotyczące rodzaju używanego paliwa w danych klasach i seriach. W seriach sportowych i turystycznych paliwo dostarczane jest przez organizatora zawodów. Jest to paliwo handlowe, którego specyfikacja jest podawana przed rozpoczęciem zawodów. Paliwo to jest sprawdzane dodatkowo przez komisję techniczną za pomocą urządzenia Digatron (rys. 13). Pozwala ono na wykonanie pomiaru gęstości paliwa lub pomiaru przenikalności dielektrycznej.

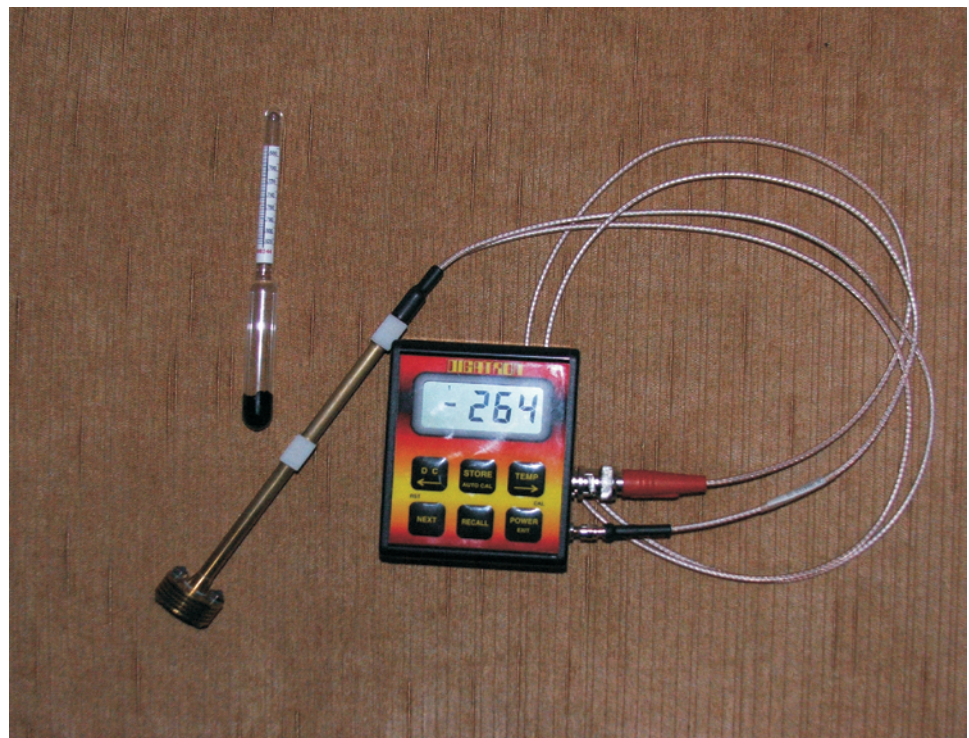
W klasach otwartych paliwem musi być metanol (CH_3OH) lub etanol ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$), przy czym paliwo może zawierać wodę. Do

the negative pressure in the carburetor, the shape of air inlet to the carburetor may be changed by its milling. Such a change may be made in type approved engines only to a limited extent. In the next years U.I.M. intends to introduce in "S" and "T" classes the so-called low-emission (four-stroke) engines fitted with an injection system. The process of introduction of the new engines shall proceed following the end of the type approval of two stroke engines.

Modifications of the fuel supply systems are often made during races. They mainly involve selection of appropriate fuel jets, which make it possible to obtain a proper mixture of fuel and air in given atmospheric conditions (ambient temperature, air humidity and pressure). The selection of an appropriate fuel jet during the race results from a competitor's experience and may not be verified by any experiments. The improper selection of fuel jets may result in obtaining of an inadequate mixture of fuel and air, which, as a consequence, may lead to burning of the piston crown, which often takes place in the case of a lean mixture (Fig. 12).

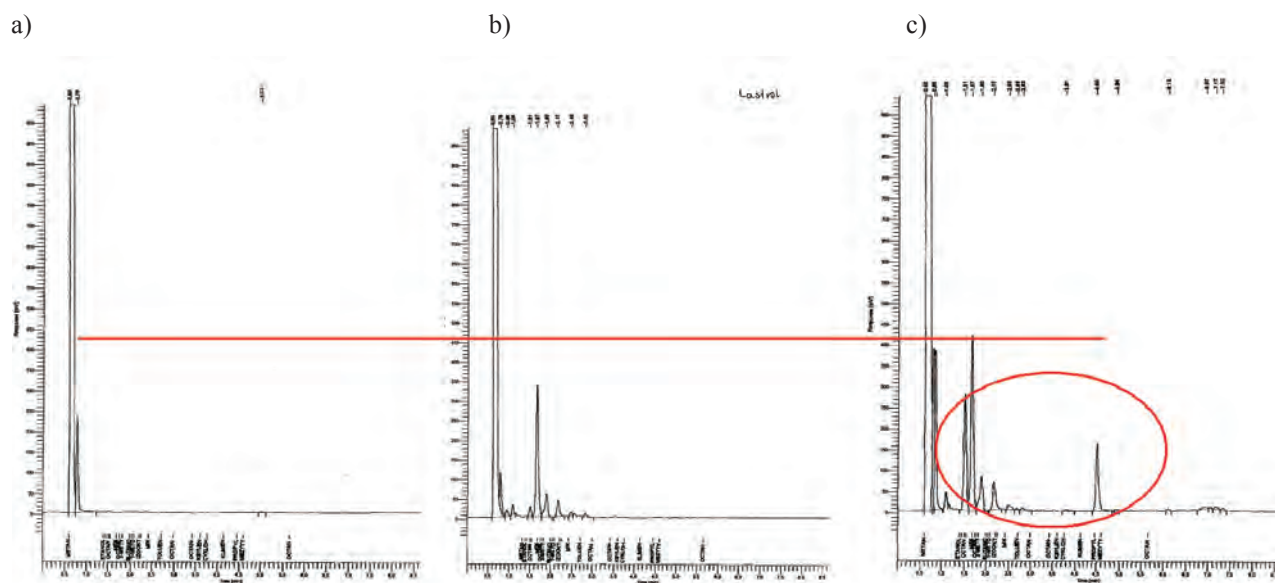
4. The fuel

The simplest method of improvement of engine work parameters and, in particular, engine power, is the selection of appropriate fuel. In order to prevent total freedom and ensure fair conditions of competition in water



Rys. 13. Przyrząd Digatron 47FT służący do testowania legalności paliwa na zawodach

Fig. 13. Digatron 47FT device used for testing of fuel compliance with legal provisions during races



Rys. 14. Kontrola legalności paliwa przeprowadzona na chromatografie: a) czysty metanol, b) metanol + olej do silników dwusuwowych, c) metanol + olej do silników dwusuwowych + niedozwolone dodatki

Fig. 14. The inspection of fuel compliance with legal provisions as performed with the use of a chromatograph: a) pure methanol, b) methanol + oil for two stroke engines, c) methanol + oil for two stroke engines + prohibited additions

paliwa można dodawać jedynie olej smarujący do silników dwusuwowych. Zabronione jest użycie jakiegokolwiek innego dodatku zarówno do paliwa (nawęglacz), jak i do wlotu powietrza (dopalacz).

Podstawą kwalifikacji zawodnika są wyniki testu legalności paliwa przeprowadzane na urządzeniu Digatron. Paliwo do badania pobiera się ze zbiornika paliwa w łodzi bezpośrednio po zakończeniu wyścigu. Wyniki takie mogą być dodatkowo zweryfikowane na chromatografie. Na rysunku 14 przedstawiono przykładowe wyniki badania trzech próbek paliwa.

Paliwo z pierwszej próbki (rys. 14a) to czysty metanol służący jako widmo podstawowe, do którego przyrównywane są pozostałe próbki. Druga próbka (rys. 14b), to paliwo wymieszane w odpowiedniej proporcji z olejem do silników dwusuwowych. Ta próbka wykazuje, jaki skład mają oleje i potwierdza, że w zastosowanym oleju nie ma związków zabronionych (nawęglaczy i dopalaczy). Próbka trzecia (rys. 14c) pochodzi z paliwa pobranego od zawodnika podczas zawodów. Paliwo to zawiera – zgodnie z deklaracją zawodnika – czysty metanol oraz olej do silników dwusuwowych taki, jaki wykorzystano w próbce drugiej. Na podstawie otrzymanych wyników z chromatografu można jednak stwierdzić, że próbka trzecia zdecydowanie różni się od dwóch pozostałych i zawiera niedozwolone związki chemiczne. Przykład ten wskazuje na niedozwolone zmiany składu paliwa przez zawodnika. Nie przeprowadzono jednak analizy wpływu zastosowanych związków dodatkowych na zwiększenie parametrów operacyjnych silnika.

5. Porównanie wskaźników operacyjnych

Wyczynowe silniki przyczepne charakteryzują się bardzo specyficzną budową. Wszystkie modyfikacje, jakim podda-

racetracks, limitations have been introduced relating to the type of fuel used in given classes and series. In sports and touring classes fuel is provided by the organizer of the races. It is commercial fuel, the specification of which is provided before the start of the races. Additionally, the fuel is certified by a technical committee with Digatron device (Fig. 13). The device makes it possible to measure fuel density and dielectric penetration.

In open classes methanol (CH_3OH) or ethanol ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$) must be used and fuel may contain water. Oil may only be added to the fuel for two stroke engines. It is prohibited to use any other additions both in the fuel (carburetor) and in the air inlet (afterburner).

The basis for qualification of a competitor is the results of fuel compliance tests performed with the use of Digatron device. The fuel for testing is sampled from the fuel container directly after completion of the race. Such results may be additionally verified with the use of a chromatograph. Fig. 14 presents examples of test results of three fuel samples.

The first fuel sample (Fig. 14a) contains pure methanol as a basic spectrum, to which other samples are compared. The other sample (Fig. 14b) contains fuel mixed in adequate proportion with oil for double-stroke engines. The sample shows the composition of oils and confirms that there are no prohibited compounds in the used oil (carburetors and afterburners). The third sample (Fig. 14c) originates from the fuel collected from a competitor during the races. According to the competitor's declaration, the fuel contains pure methanol and oil for two stroke engines identical with the oil used in the second sample. On the basis of the results obtained with the use of the chromatograph, one may confirm that the third sample is decisively different from the other two samples and contains prohibited chemical compounds. The example shows that the competitor made

Tabela 2. Porównanie wskaźników operacyjnych różnych silników spalinowych z wyczynowymi silnikami przyczepnymi
 Table 2. The comparison of operating indexes of various diesel engines to high-performance attached engines

Lp./ Pos.	Nazwa parametru/ Parameters	jedn./unit	okrętowy/ vessels	Silniki/Engines					
				samochodowy/ for cars		modelarski/ models	F1	zaburtowy/ outboard	zaburtowy/ outboard
				ZI/SI	ZS/CI				
Parametry konstrukcyjne/Design parameters									
1	Rodzaj zapłonu/ Type of ignition	---	ZS	ZI	ZS	ZI	ZI	ZI	ZI
2	Liczba suwów/ Cycles	---	2	4	4	2	4	2	2
3	Objętość skokowa/ Displacement	dm ³	6 933,120	3,588	1,997	0,001	2,993	0,492	0,494
4	Stopień sprężania/ Compression ratio	---		11	16	10			
5	Liczba cylindrów/ Cylinder number	---	6	6	4	1	10	2	4
6	Średnica cylindrów/ Bore	mm	800	91	86	12,0	98	70	54
7	Skok tłoka/Stroke	mm	2 300	92	86	13,0	40	64	54
8	S/D/Bore/Stroke ratio	mm	2,88	1,01	1,00	1,08	0,41	0,91	1,00
9	Obj. skok. 1 cyl./ Cyl. displacement	cm ³	1 155 520,0	598,1	499,3	1,470	299,3	246,2	123,6
10	Doładowanie/ Supercharging	---	tak	nie	tak	nie	nie	nie	nie
11	Masa silnika/Engi- ne weight	kg	740 000	160	140	0,12	95	59	42
Wskaźniki pracy/ Operating indexes									
12	Moc znamionowa Power rating	kW	21 000	353	110	0,15	670	29,4	184,0
13		KM	28 560	480	150	0,20	910	40	250
14	przy pr. obrotowej/ by engine speed	obr/min	104	6 000	4 200	11 400	18 500	5 800	15 000
15	Średnia prędk. tłoka/Mean piston speed	m/s	7,97	18,40	12,04	4,94	24,48	12,37	27,00
16	Max moment obr./ Max torque	N · m	1 929 201	680	400	0,12	370,0	48,5	117,2
17	przy pr. obrotowej/ by engine speed	obr/min	104	2 000	1 400	11 000	17 000	4 500	13 000
18	Moc jednostkowa/ Unit power	kW/dm ³	3,0	98,5	55,3	100,2	233,8	59,8	372,1
19	Moc z cylindra/ Cyl. power	kW/cyl.	3 500,0	58,9	27,6	0,1	67,0	14,7	46,0
20	Maks. praca jedn./ Max unit work	N·m/dm ³	278,3	189,5	200,3	83,9	123,6	98,5	237,0
21	$P_{e_{max}}$ /Max BMEP	MPa	3,49	2,38	2,52	1,05	1,55	1,24	2,98
22	Masa jednostkowa/ Unit weight	kg/kW	35,24	0,45	1,27	0,82	0,14	2,00	0,23

*) Dot. wolnoobrotowego ($n < 150$ obr/min) silnika napędu głównego statków towarowych

wane są te silniki powodują, że osiągają one wyróżniające się wskaźniki operacyjne (tab. 2). Najkorzystniej w porównaniach wypada silnik serii otwartej. Moc jednostkowa, jaką osiąga ten silnik jest większa niż moc osiągana przez silniki stosowane do napędu samochodów Formuły 1. Maksymalne wartości ciśnienia użytecznego są na poziomie wartości typowych dla wolnoobrotowych silników okrętowych napędu głównego, a masa jednostkowa jest podobna jak w samochodowej Formule 1.

Z porównania tego wynika, że wyczynowe silniki przyczepne uzyskują osiągi przekraczające wartości wskaźników operacyjnych najlepszych silników samochodowych i są zbliżone do wartości charakterystycznych dla silników Formuły 1; podobnie jak w nich także w wyczynowych silnikach zaburtowych nie stosuje się ograniczeń emisji związków toksycznych.

6. Podsumowanie

Wyczynowe silniki zaburtowe występują w różnych seriach i klasach sportowych o zróżnicowanym zakresie dopuszczalnych przeróbek i modyfikacji. W artykule przedstawiono najważniejsze cechy konstrukcyjne takich silników oraz wskazano na zakres najczęściej stosowanych modyfikacji konstrukcji w zależności od klas i serii motorowodnych.

Silniki serii otwartej „O” charakteryzują się oryginalną, często niepowtarzalną konstrukcją. Zakres przeróbek silnika dotyczy zarówno zmian konstrukcji i technologii wykonania podstawowych elementów, jak i istotnych zmian w jego regulacji (dostrojenie silnika), często ustalanych na pojedyncze wyścigi. Niektóre stosowane nietypowe rozwiązania mają charakter nowatorski i czasami zapoczątkowują pewne tendencje rozwojowe w konstrukcji określonego rodzaju silników.

Przeróbki silnika wynikają z wiedzy i doświadczenia zawodników i nie są weryfikowane żadnymi badaniami stanowiskowymi. Stosowane zmiany powodują bardzo wyraźne zwiększenie osiągnięć silników, lecz także ograniczenie ich żywotności (czasem do jednego wyścigu).

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- [1] Czajka J., Wislocki K.: Rozwój konstrukcji silników przyczepnych do łodzi motorowych (*Development of outboard engines*). Silniki Spalinowe nr 1/2007, s. 20-42.
 [2] Regulamin UIM wydany przez Polski Związek Motorowodny i Narciarstwa Wodnego w 2006 roku (Regulamin UIM: www.uimpowerboating.com).

prohibited changes in the fuel composition. However, there was no analysis of the influence of the used additional compounds upon the increase of engine work parameters.

5. The comparison of work indexes

High-performance attached engines are characterized by very specific structure. All modifications, to which such engines are subject, make the engines achieve outstanding work parameters (Table 2). Open series engines take the most favorable rank in the comparison. The unit power attained by the engine is higher than that of the engines adjusted to Formula 1 vehicle drives. Maximum effective pressure equals that of ship engines and the unit weight is similar to that of Formula 1 vehicles.

It results from the comparison that high-performance attached engines attain performance results exceeding the values of work indexes of the best vehicle engines and approximately equal the values characteristic for Formula 1 engines. Similarly to Formula 1 ones, the outboard high-performance engines have no limitations of toxic compound emission.

6. Conclusions

There are various sports series and classes of outboard high-performance engines and they have diversified scopes of permissible alterations and modifications. The paper presented the most significant design features of such engines and indicated the scope of most frequent design modifications depending on water motor classes and series.

The open series engines are characterized by a unique design. The scope of engine alterations involves both design and technology changes of basic elements as well as significant changes in the engine adjustment (tune-up), which are often established for given races. Some untypical solutions have innovative character and sometimes they initiate certain development trends in the design of a certain type of engines.

Any alterations made in the engine result from competitors' knowledge and experience and may not be verified by any stationary tests. The changes applied lead to visible increase of performance results of engines and, at the same time, limit their life (sometimes to a single race).

Mgr inż. Jakub Czajka – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

Mr Jakub Czajka, MEng. – Postgraduate in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.



Dr hab. inż. Krzysztof Wislocki – profesor nadzw. na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

Mr Krzysztof Wislocki, DSc, DEng. – Professor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.



Piotr JAKLIŃSKI
Łukasz GRABOWSKI
Miroslaw WENDEKER
Jacek CZARNIGOWSKI
Piotr SZCZĘSNY
Grzegorz BARAŃSKI
Rafał SOCHACZEWSKI

PTNSS-2007-SS4-222

Analiza wpływu umieszczenia wtryskiwacza LPG na parametry pracy silnika o zapłonie iskrowym

W artykule przedstawiono wyniki badań otrzymane przy zasilaniu czterocylindrowego silnika Holden 2.0 MPFI sekwencyjnym wtryskiem gazu LPG. Badania wykonano dla czterech odległości dysz wtryskowych gazu od zaworu dolotowego: 115, 170, 230 i 310 mm. Analizie poddano średnie ciśnienie indykowane, ciśnienie maksymalne oraz stężenie składników toksycznych spalin w funkcji kąta początku wtrysku. Potwierdzono wpływ odległości dyszy wtryskowej od zaworu dolotowego na pracę silnika.

Słowa kluczowe: LPG, wtrysk, silnik o zapłonie iskrowym, kąt początku wtrysku

The effect of LPG injector position on the SI engine operation

The paper presents results of experiments on operation parameters of a 4-cylinder Holden 2.0 MPFI engine, supplied with LPG by means of sequential intake-manifold injection system, in the function of the distance between the injection ferrule and the cylinder's inlet valve. Four positions of the injection ferrule along the manifold were tested, i.e. 115, 170, 230 and 310 mm from the valve. Indicated pressure, peak pressure and toxic emissions, in the function of injection start angle, were analyzed and compared for each position. The importance of the distance between injection ferrule and inlet valve was proved.

Key words: LPG, injection, SI engine, injection start angle

1. Wprowadzenie

W ostatnich kilkunastu latach obserwuje się na rynkach światowych znaczny wzrost cen paliw konwencjonalnych (benzyna, olej napędowy). Brak perspektyw na odwrócenie tej niekorzystnej tendencji spowodował wzrost zainteresowania alternatywnymi systemami zasilania i ich dynamiczny rozwój. Obecnie najbardziej rozpowszechnione jest zasilanie gazem LPG silników o zapłonie iskrowym. Przyczyniły się do tego dwa czynniki. Po pierwsze instalacja zasilająca jest łatwa w montażu, a jej koszt nie jest zbyt wysoki. Po drugie propan-butan ulega skropleniu przy ciśnieniu 0,6 MPa, co ułatwia jego magazynowanie i transportowanie. Aktualnie najbardziej rozpowszechniony i najczęściej stosowany jest układ sekwencyjnego wtrysku gazu, tzw. IV generacji. Zasada działania systemu polega na wtrysku odparowanego paliwa LPG realizowanego przez elektromagnetyczne wtryskiwacze do przewodów dolotowych silnika (podobnie jak przy wielopunktowym wtrysku benzyny MPI).

Przy tego typu zasilaniu silnika istotnym czynnikiem jest chwila podania paliwa (suw napełniania). Kąt początku wtrysku ma wpływ na rozkład paliwa w cylindrze i stopień wymieszania paliwa z powietrzem, a przez to wpływa na proces spalania [5]. Zależność ta została potwierdzona podczas badań symulacyjnych [3] przeprowadzonych na modelu z bezpośrednim wtryskiem gazu LPG. Największe stężenie paliwa w okolicy świecy zapłonowej wystąpiło przy wtrysku 60°OWK przed GMP, co potwierdza również

1. Introduction

During the last few years, a huge price increase of conventional fuel (gasoline, diesel) can be observed on the global market. The lack of perspectives for reversing this adverse tendency caused the increase of public interest and a dynamic development of alternative supply systems. Currently, the most common is LPG gas supply system of IC engine with spark ignition. Two factors have had an impact on this situation. Firstly, the LPG supply system is easy to install and the cost of this investment is not very high. Secondly, propane and butane can liquefy under the pressure of 0.6 MPa what enables its storing. Presently, the most popular and used one is sequential injection system, so-called Fourth generation. The rule of system operation is based on the injection of vaporized LPG fuel realized by the electromagnetic injectors into inlet pipes of an engine (similarly as in case of multipoint gasoline injection).

In case of such type of engine supply, the moment of providing the fuel occurred during the induction stroke. The ϕ -angle (injection start angle) has an influence on the fuel location in a cylinder, mixing the fuel with air, and also affects the combustion process [5]. This dependency was proved during the simulation research [3] done on the model with a direct LPG gas injection. The highest fuel concentration in the area of spark plug occurred during the injection of 60 CA BTDC. It also allowed to prove a clear impact of ϕ -angle on the mixture stratification in a cylinder. Moreover,

wyraźny wpływ kąta początku wtrysku oraz prędkości obrotowej na uwarstwienie mieszanki w cylindrze. W rozprawie doktorskiej [4] uzyskano wyraźny wpływ analizowanego parametru wtrysku na średnie ciśnienie indykowane, co przekłada się bezpośrednio na moment obrotowy. Szczególny wpływ uzyskano dla silnika zasilanego mieszkanką ubogą ($\lambda = 1,2$). Po przeprowadzeniu analizy stężenia składników toksycznych spalin zauważono, że najkorzystniejszy rozkład paliwa występuje dla wczesnych wtrysków; objawia się to wystąpieniem minimum stężenia CO. Potwierdza to także zwiększenie stężenia NO_x i wzrost średniego ciśnienia indykowanego. Oznacza to w konsekwencji zwiększenie zupełności spalania. Analiza ta została przeprowadzona dla jednego położenia wtryskiwaczy.

Ze względu na uniwersalność rozwiązania często w układach IV generacji stosowany jest zespół wtryskowy, którego króćce wylotowe połączone są przewodami wtryskowymi z dyszami umieszczonymi w kolektorze dolotowym silnika. Takie podejście wynika z tego, że we współczesnych silnikach występują trudności z umieszczeniem w układzie dolotowym oddzielnych wtryskiwaczy z powodu niewystarczającej ilości miejsca. Drugim problemem jest montaż dysz wtryskowych determinowany przez dostęp do kolektora dolotowego. Negatywny wpływ odsunięcia elementu wykonawczego od zaworu dolotowego został stwierdzony podczas badań silnika zasilanego benzyną. Ma to szczególne znaczenie ze względu na powstawanie filmu paliwowego. Zwiększenie odległości wtryskiwacza od głowicy powoduje wzrost objętości skroplonego paliwa na ściankach kolektora dolotowego. Jest to przyczyną zachwiania stabilności składu mieszanki, co z kolei pociąga za sobą wzrost stężenia toksycznych składników spalin [1]. Istotną jest również chwila podania paliwa. Znaczenie umieszczenia wtryskiwaczy omawia również praca [2], gdzie porównano wyniki otrzymane podczas zasilania silnika jednopunktowym wtryskiem gazu ziemnego oraz zasilania wtryskiem wielopunktowym. Okazuje się, że w drugim przypadku zauważono mniejsze godzinowe zużycie paliwa oraz lepszą homogenizację ładunku w cylindrze. Wynikało to z podawania paliwa niezależnie do każdego z cylindrów.

W wyniku powyższej analizy została podjęta próba zbadania wpływu odległości dysz wtryskowych gazu LPG na proces roboczy silnika.

2. Stanowisko badawcze

Badania wykonano na stanowisku badawczym hamowni silnikowej Politechniki Lubelskiej (rys. 1). W skład stanowiska wchodzi: hamulec silnikowy SAK-670 N, obiekt badań (benzynowy silnik Holden C20LE) zasilany sekwencyjnym wtryskiem gazu oraz układy sterujące i pomiarowe. Jednostka badawcza to czterosuwowy, rzędowy, czterocylindrowy silnik z wielopunktowym wtryskiem benzyny do kolektora dolotowego, chłodzony cieczą. Pojemność skokowa wynosi 1998 cm^3 , stopień sprężania 8,8. Silnik posiada dwa zawory na cylinder napędzane wałkiem rozrządu za pośrednictwem popychaczy hydraulicznych. Zawór dolotowy otwiera się 23° przed GMP i zamyka 71° po DMP. W silniku zamontowano bezrozdzielaczowy układ zapłonowy DIS.

the research [4] revealed a distinct impact of injection parameter on the mean indicated pressure, what affects directly the torque (the influence particularly was achieved for an engine supplied by the lean mixture $\lambda = 1.2$). It was noticed after carrying out the analysis of toxic emissions concentration that the most advantageous fuel location occurs for early injections, resulting in the minimum CO concentration. It also verifies a rise in NO_x concentration and an increase of mean indicated pressure. Consequently, it determines the increase of complete combustion. However, the analysis concerned only one position of injectors.

Because of the versatility of this solution, the fuel rail is frequently used in the fourth generation systems in which outlet ferrules are connected by pipes to ferrules in an inlet manifold. Such approach results from the fact that there is a problem concerning location of individual injectors caused by lack of space in contemporary engines. The second problem is the installation of ferrules also determined by the access to the inlet manifold. The negative influence of moving the actuator from inlet valve was proved during the fuel supplied engine research. It has a special importance concerning the fuel film. Increasing the distance of injector from the cylinder head causes the rise of liquefied gas volume on the walls of inlet manifold. It is a reason for dysfunction of mixture composition, and triggers the increase of toxic emissions concentration [1]. The moment of passing the fuel is also important. The significance of injectors location is proved by work [2], in which the obtained results are compared concerning single-point and multipoint natural gas injection. It turns out that in the second case the lower fuel consumption is noticed and better homogenization of mixture in a cylinder. It was caused by passing the fuel regardless to each cylinder.

As the result of this analysis the attempt was taken to test the influence of points providing the LPG fuel on the engine working process.

2. Engine test stand

The research was done on the engine test stand in a test house of Lublin University of Technology, which was equipped with SAK-670N engine break, the research object (C20LE spark ignition engine) supplied by sequential gas injection, controlling units and measuring instruments (Fig. 1). The research object is a four stroke, in-line and four-cylinder engine with multipoint fuel injection into inlet manifold, cooled by liquid. Swept volume equals 1998 cm^3 , compression ratio is 8.8. Inlet valve opens at 23 CA BTDC and closes at 71 CA ATDC. Distributeless module was installed in this unit.

The applied propane-butane supply system is a system of fourth generation. Gas is provided into a manifold by the use of electromagnetic injectors creating Matrix type fuel rail. A fuel rail is joined with an inlet manifold by the use of pipes with a diameter of 4 mm and length of 200 mm. The injectors work in accordance to one-step controlling rules.

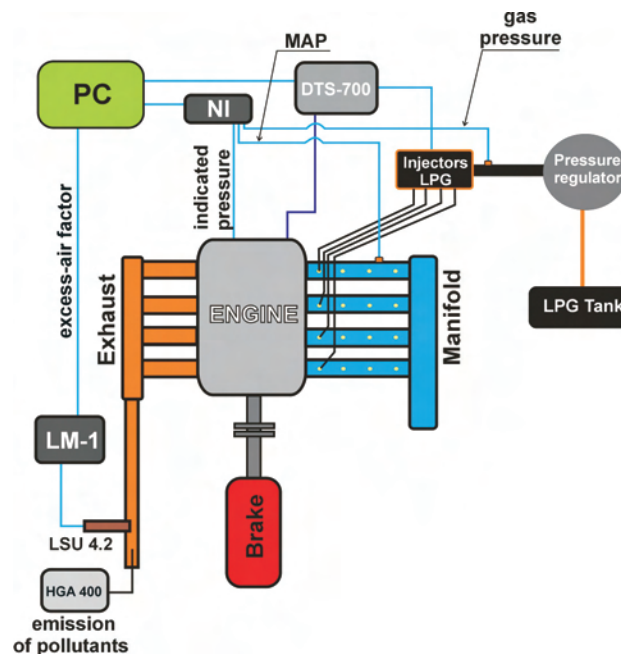
Engine control was done by the laboratory controller DTS-700 and computer program. The communication between those two objects was done by the use of transmis-

Zastosowany układ zasilania gazem propan-butan to układ IV generacji. Gaz podawano do kolektora za pomocą wtryskiwaczy elektromagnetycznych zespolonych w szynę wtryskową typu Matrix. Szynę wtryskową połączono z kolektorem dolotowym za pośrednictwem elastycznych przewodów wtryskowych o średnicy 4 mm i długości 200 mm. Wtryskiwacze pracują zgodnie z zasadami sterowania jednostopniowego.

Sterowanie silnikiem realizowano za pośrednictwem sterownika laboratoryjnego DTS-700 oraz współpracującego z nim programu komputerowego. Komunikacja pomiędzy tymi obiektami odbywała się za pomocą protokołu transmisji CAN. Pomiar momentu obrotowego oraz mocy uzyskiwanej przez silnik badawczy umożliwia sterownik hamulca AMX 231 firmy Automex. Pomiary toksycznych składników spalin wykonano, używając analizatora spalin Pierburg HGA 400. Do pomiaru ciśnienia indykowanego zastosowano światłowodowy czujnik Optrand z adapterem świecy. Czujnik ten został opracowany specjalnie na potrzeby pomiaru ciśnienia w silnikach tłokowych. Wykorzystuje on zmiany natężenia światła transmitowanego przez dwa znajdujące się obok siebie światłowody. Jeden z nich połączony jest z diodą LED, a drugi z fotodetektorem. Zmiana natężenia światła odbieranego przez fotodiode spowodowana jest zmianą natężenia światła odbijanego przez stalową membranę odkształcającą się pod wpływem ciśnienia.

Ciśnienie indykowane rejestrowano na komputerze PC za pomocą karty pomiarowej National Instruments 6070E.

tion protocol CAN. Torque and engine power measurement is possible by the use of break controller AMX 231. The measurement of toxic emissions was done using emission analyzer Pierburg HGA 400 and indicated pressure was measured by fiber-optic sensor Optrand with spark plug adapter.



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego

Fig. 1. Scheme of the engine test stand

Tabela 1. Parametry czujnika Optrand

Table 1. Characteristics of Optrand sensor

Ciśnienie niszczące/ damaging pressure	2 x zakres pomiarowy lub ok. 117 MPa w innym przypadku/ double the measurement range or approx. 117 MPa
Sygnal wyjściowy czujnika/ sensor output signal	analogowy sygnał napięciowy w zakresie: 0,5 V do 5 V/ analogous voltage signal in the range 0.5 V do 5 V
Diagnostyczny sygnał wyjściowy/ the diagnostic signal	analogowy sygnał napięciowy w zakresie: 0 V do 3,6 V/ analogous voltage signal in the range 0 V do 3.6 V
Częstotliwość rezonansowa membrany/ resonance frequency	> 120 kHz
Zakres dopuszczalnych częstotliwości/ permissible frequency range	0,01 Hz do 15 kHz lub 0,01 Hz do 5 kHz/ 0.01 Hz to 15 kHz or 0.01 Hz to 5 kHz
Stosunek sygnału do szumu/ signal to noise ratio	2000:1 (przy 15 kHz)/ 2000:1 (15 kHz)
Nośnik ciśnienia/ pressure medium	gaz lub ciecz/ gas or liquid
Impedancja wyjściowa/ output impedance	250 Ω
Zasilanie/voltage	9-18 V
Pobór mocy/ampereage	50 mA (max: 85 mA)
Dopuszczalne przyspieszenia/ permissible acceleration:	100 g

This sensor has been designed for pressure measurement in piston engines. It uses the changes of light intensity transmitted through two adjoining fiber-optic cables. One of them is joined with LED diode and the second one with photodetector. The change of light intensity received by photodiode is caused by change of light intensity reflected by steel membrane deforming under pressure.

Indicated pressure was registered on the measuring card National Instruments 6070. Additionally, virtual measuring instrument was built in LabVIEW environment, which is used to operate National Instruments NI 6070E. The measuring results were registered with frequency equaled 10 kHz.

Tabela 2. Parametry szyny Matrix

Table 2. Matrix rail characteristics

Ilość sekcji/section number	4
Liczba elektrozaworów obsługujących jedną sekcję /the number of electromagnetic valves per section	2
Rezystancja cewki/coil resistance	6 Ω
Napięcie zasilania/voltage	12 V
Czas zwłoki otwarcia/ opening lag time	1,5 ms
Średnica króćca wylotowego/ outlet ferrule diameter	4 mm

Do obsługi tego urządzenia zbudowano układ pomiarowy w środowisku LabVIEW. Wyniki pomiarów rejestrowano z częstotliwością 10 kHz.

Skład mieszanki ustalano na podstawie odczytu z cyfrowego miernika LM-1 firmy Innovate wyposażonego w szerokozakresową sondę lambda Bosch LSU 4.2 o zakresie pomiarowym lambda od 0,7 do 2,5. Program LogWorks 2 współpracujący z cyfrowym miernikiem umożliwiał aktualną rejestrację współczynnika nadmiaru powietrza.

Temperaturę spalin badanego silnika mierzono przy użyciu termopary NiCr-NiAl. Do pomiaru temperatury cieczy chłodzącej wykorzystano termoparę Fe-CuNi. Temperaturę oleju silnikowego, powietrza w kolektorze dolotowym oraz paliwa gazowego w szynie zasilającej mierzono czujnikami typu Pt 100.

Szyna wtryskowa Matrix to układ czterech sekcji wtryskowych, z których każda obsługiwana jest przez dwa elektrozawory. Odparowanie gazu i utrzymanie stałego nadciśnienia wtrysku równego 100 kPa zapewniał dwustopniowy reduktor – parownik firmy Lovato.

W celu realizacji badań odpowiednio przygotowano kolektor dolotowy silnika. Wykonano otwory w czterech odległościach od zaworu dolotowego (115, 170, 230 i 310 mm), w których kolejno umieszczane były przewody doprowadzające gaz. W kolektorze zamontowano dysze wtryskowe o średnicy 4 mm pozwalające na przymocowanie przewodów gazowych (rys. 2).

Tabela 3. Badane miejsca montażu dyszy

Table 3. Positions of providing fuel

Odległość od zaworu dolotowego/ distance from an inlet manifold	Oznaczenie/marking
115 mm	L_{w1}
170 mm	L_{w2}
230 mm	L_{w3}
310 mm	L_{w4}

3. Zakres badań eksperymentalnych

Badania doświadczalne wykonano w stanie ustalonym pracy silnika określonym przez:

- prędkość obrotową $n = 1500$ obr/min,
 - ciśnienie w kolektorze dolotowym $p_d = 40$ kPa,
 - kąt wyprzedzenia zapłonu $\alpha_z = 20^\circ$,
 - współczynnik składu mieszanki $\lambda = 0,98$,
 - temperaturę cieczy chłodzącej 80°C ,
 - temperaturę oleju smarującego 80°C ,
- dla warunków otoczenia określonych przez:

- temperaturę otoczenia 20°C ,
- ciśnienie otoczenia 101 kPa.

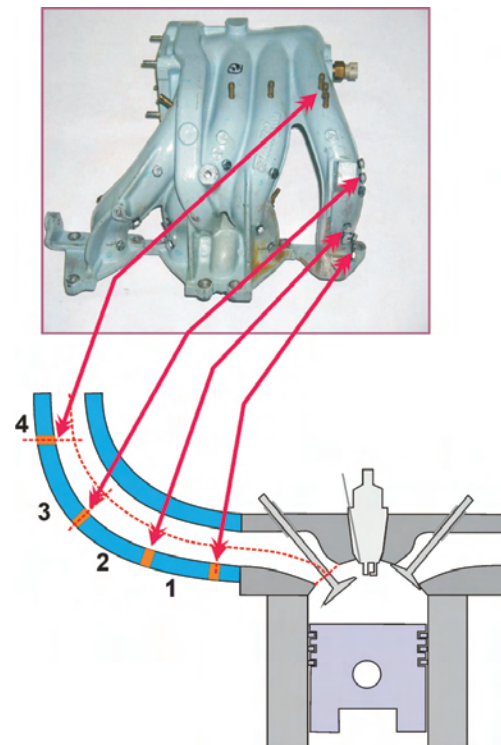
Badano wpływ odległości dyszy wtryskowej gazu propan-butan od komory spalania na parametry pracy (rys. 3). Dodatkowo, dla każdego miejsca montażu zmieniano kąt początku wtrysku w zakresie od -120 do 120°OWK względem górnego martwego położenia tłoka (początek suwu dolotu) co 20°OWK . Czas wtrysku ulegał korekcie w celu utrzymania założonego składu mieszanki.

Mixture composition was based on the reading from digital measuring instrument LM-1 made by Innovate company equipped with wide-range lambda sensor Bosch LS 4.2 with the measuring range from 0.7 to 2.5. The program LogWorks2 cooperating with digital measuring instrument enabled the actual registration of excess-air factor.

The temperature of exhaust gases was measured by the thermocouple NiCr-NiAl. The measurement of coolant temperature was done by thermocouple Fe-CuNi. The oil engine temperature, air in an inlet manifold and gas fuel in a fuel rail were measured by sensors of Pt 100 type.

Matrix fuel rail is a four section injection system, which is supported by two electromagnetic valves. Gas vaporization and holding constant injection pressure equals 100 kPa was done by two-step reducer-evaporator of Lovato.

In order to carry out the research, an inlet manifold was properly prepared. The holes were done in four distances from the inlet manifold (115, 170, 230 and 310 mm) in which the pipes providing gas were placed. The ferrules of 4 mm in a diameter were located in a manifold (Fig. 2).



Rys. 2. Rozmieszczenie punktów podawania paliwa w kolektorze dolotowym

Fig. 2. Location of points providing fuel into inlet manifold

3. The scope of experimental research

The research was done in engine steady-state conditions determined by:

- Rotational speed $n = 1500$ rpm,
- Pressure in an inlet manifold $p_d = 40$ kPa,
- Spark advance angle $\alpha_z = 20$ CA BTDC,
- excess-air factors $\lambda = 0.98$,
- coolant temperature 80°C ,
- lubricating oil temperature 80°C ,

W każdym z punktów pomiarowych wyznaczonych przez położenie dyszy wtryskowej (L_{w1} , L_{w2} , L_{w3} , L_{w4}) oraz kąt początku wtrysku mierzono ciśnienie indykowane, ciśnienie na wejściu do szyny wtryskowej, ciśnienie w kolektorze dolotowym oraz stężenie składników toksycznych spalin. Rejestrację przebiegów ciśnienia w cylindrze przeprowadzono dla minimum 250 cykli pracy silnika. Analizie poddano ciśnienie indykowane oraz zawartość składników toksycznych w spalinach.

4. Analiza wyników badań

Wyniki badań przedstawiono w funkcji obrotu wału korbowego (rys. 4). Wartość 0 oznacza położenie tłoka w GMP suwu dolotu.

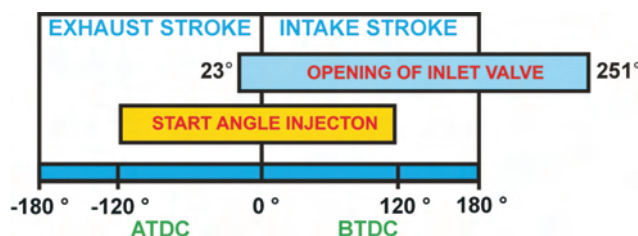
Średnie ciśnienie indykowane uzyskane dla pierwszego miejsca montażu dysz wtryskowych L_{w1} wzrasta dla kątów początku wtrysku od -120° do -40° . Następnie przyjmuje wartości ok. 0,310 MPa. Dla drugiego miejsca montażu dysz wtryskowych L_{w2} średnie ciśnienie indykowane jest mniejsze o ok. 0,005 MPa oraz mniej stabilne, jednak dla kąta początku wtrysku -120° jego wartość dorównuje najwyższym wartościom otrzymanym w miejscu pierwszym (0,312 MPa). Również wartość ciśnienia maksymalnego oraz kąta jego występowania są raczej stabilne i nie zależą od kąta początku wtrysku. Ciśnienie maksymalne dla pierwszego miejsca montażu dyszy wtryskowej L_{w1} największą wartość równą 2 MPa osiąga dla kątów -40° i -20° . Dla pozostałych kątów wtrysku paliwa wartość obniżyła się ok. 0,1 MPa. Ciśnienie maksymalne dla obu badanych punktów (L_{w1} , L_{w2}) waha się na poziomie kilku procent, choć dla odległości pierwszej można zauważyć największą wartość. Kąt występowania ciśnienia maksymalnego dla pierwszego miejsca montażu dyszy wtryskowej jest średnio o jeden stopień większy niż dla odległości oznaczonej jako L_{w2} . Powtarzalność tej wielkości jest jednak większa dla miejsca pierwszego. Można też zauważyć, że nieznacznie zależy od kąta początku wtrysku.

W przypadku zasilania silnika w trzecim miejscu montażu dyszy wtryskowej L_{w3} maksymalne średnie ciśnienia indykowane wynosiło ok. 0,305 MPa i uzyskano je dla kąta początku wtrysku -20° . Wartość ta dorównywała średnim wartościom uzyskanym w drugim miejscu montażu dysz wtryskowych. Dla skrajnych badanych kątów początku wtrysku uzyskano najmniejsze wartości średniego ciśnienia indykowanego (min. 0,285 MPa dla 120°). Wartości ciśnienia maksymalnego również były mniejsze niż uzyskane dla miejsca montażu dyszy wtryskowej L_{w1} i L_{w2} . Jednak wartości dla kątów ($-80^\circ \div 40^\circ$) dorównywały miejscom L_{w1} i L_{w2} . Kąt występowania ciśnienia maksymalnego był znacząco zależny od kąta początku wtrysku. Dla wtrysków skrajnych był większy średnio o 3° OWK. Analiza składników toksycznych w spalinach potwierdza zmiany procesu spalania dla skrajnych odległości dysz wtryskowych od komory spalania (L_{w3} i L_{w4}). Zaobserwowano znaczne zmniejszenie emisji NO_x w porównaniu z kątami początku wtrysku ($-80^\circ \div 20^\circ$) oraz z wartościami uzyskiwanymi dla miejsc montażu dysz wtryskowych L_{w1} i L_{w2} . Zauważono także wzrost węglowodorów i tlenu węgla w porównaniu

for environment conditions defined by:

- Environment temperature 20°C ,
- Environment pressure 101 kPa.

The analysis concerned the influence of location of ferrule providing propane-butane from combustion chamber on working parameters (Fig. 3). In addition, ϕ -angle (injection start angle) was changed every 20 CA for each position of installation in the range from -120 to 120 CA regarding TDC. Injection time was corrected in order to hold the mixture composition.



Rys. 3. Zakres zmian kąta początku wtrysku

Fig. 3. The range of SOI changes

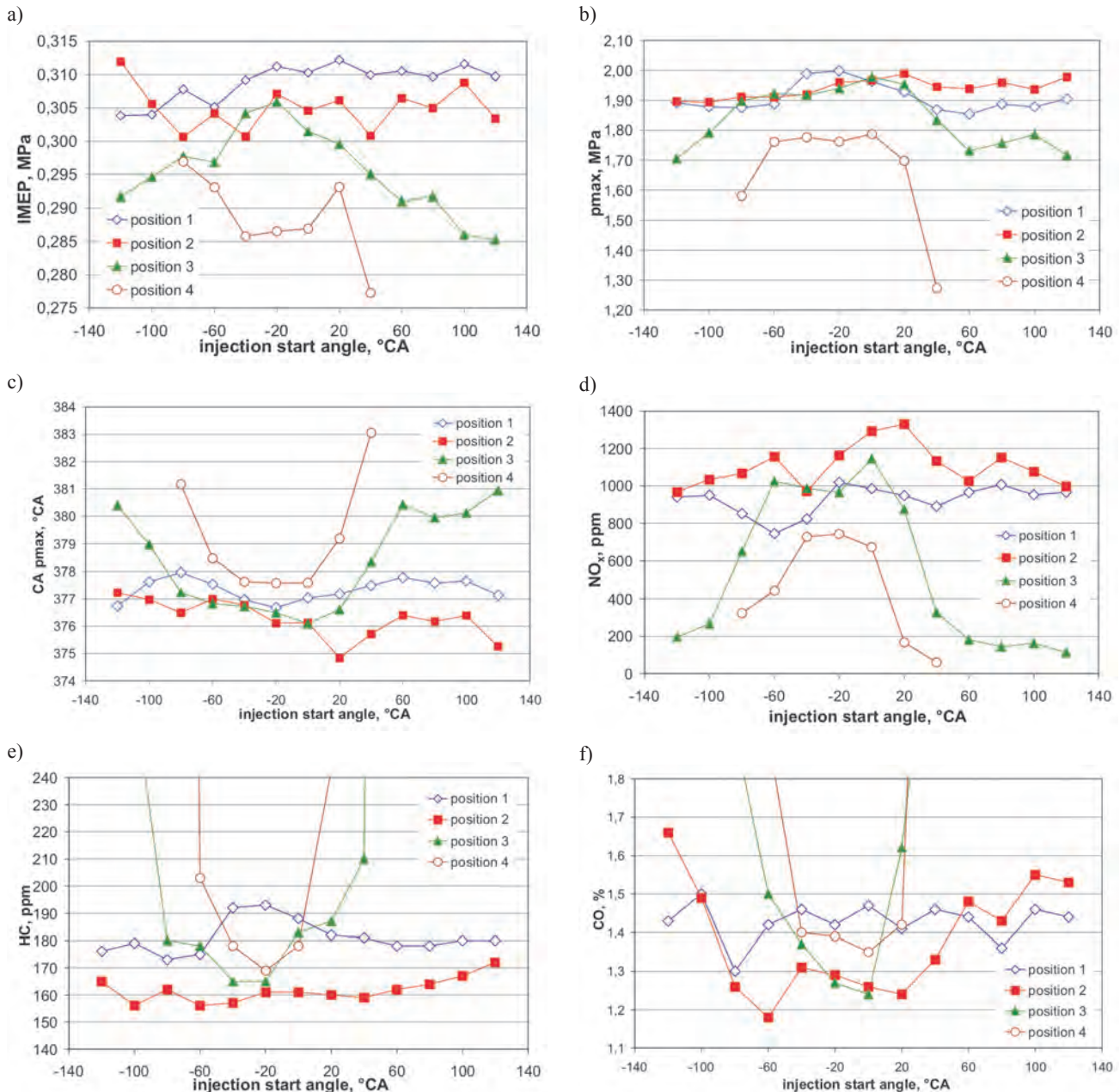
Indicated pressure, pressure at fuel rail, pressure in an inlet manifold and toxic emissions concentration were measured in each measuring points determined by ferrule location (L_{w1} , L_{w2} , L_{w3} , L_{w4}) and ϕ -angle. The registration of pressure course in a cylinder was done for minimum 250 engine cycles. Moreover, the analysis concerned indicated pressure and toxic emissions concentration.

4. Test results

The test results are presented as a function of crankshaft position (Fig. 4). The value 0 means the piston position in TDC induction stroke.

Mean indicated pressure obtained for first position of ferrule installation L_{w1} increases for ϕ -angles from -120 CA to -40 CA. Then, it reaches the value of about 0.310 MPa. IMEP is lower for the second position for about 0.005 MPa and less stable, however, in case of ϕ -angle -120 CA, IMEP equals the highest values obtained for first position (0.312 MPa). The peak pressure and its angle are rather stable and do not depend on injection start angle. Peak pressure for first ferrule position L_{w1} achieves the highest value equaled 2 MPa for angles -40 CA and -20 CA. The value decreases for approx. 0.1 MPa for the other angles. Peak pressure for both points (L_{w1} , L_{w2}) fluctuates on the level of a few percent, however the highest value can be noticed for the first position. Crank angle of peak pressure for first ferrule position is about one degree higher than for position marked as L_{w2} . Repeatability of this value is higher for first position. It can be also noticed that it slightly depends on ϕ -angle.

In case of third ferrule position L_{w3} , the max IMEP reaches 0.305 MPa and is achieved for ϕ -angle -20 CA. This value equals medium values obtained in second position. The lowest IMEP values (min 0.285 MPa for -120 CA) are for outermost ϕ -angles. Peak pressure is also lower than reached in position L_{w1} and L_{w2} . However, values for angles ($-80 \div 40^\circ$) equal position L_{w1} and L_{w2} . The crank angle of peak pressure is significantly dependant on ϕ -angle. It is higher for approx. 3 degrees for outermost injection start angles.



Rys. 4. Zależność analizowanych parametrów od kąta początku wtrysku α_w oraz różnych odległości dysz wtryskowych od komory spalania
 Fig. 4. Relation of analyzed parameters depending on injection start angle α_w and different distances of ferrules from combustion chamber

z wartościami uzyskiwanymi dla odległości L_{w1} i L_{w2} oraz dla kątów wtrysku ($-80^\circ \div 20^\circ$).

W czwartym miejscu montażu dyszy wtryskowej L_{w4} silnik pracował stabilnie jedynie w wąskim zakresie kątów początku wtrysku ($-80^\circ \div 40^\circ$). Dla pozostałych kątów praca silnika była niestabilna, zaobserwowano zjawisko wypadania zapłonów. Uzyskane wartości średniego ciśnienia indykowanego są znacznie mniejsze dla tego przypadku i nie przekraczają 0,297 MPa. Również uzyskane wartości ciśnienia maksymalnego są znacząco mniejsze. Największe wartości oscylują ok. 1,78 MPa tylko dla kątów ($-60^\circ \div 0^\circ$). W pozostałych znacznie maleją. Kąt występowania ciśnienia maksymalnego również jest największy ze wszystkich badanych punktów. Potwierdzają to stężenia składników toksycznych spalin.

The analysis of toxic components of exhaust gases confirms the changes of combustion process for outermost ferrules positions from combustion chamber (L_{w3} and L_{w4}). In addition, a significant decrease of NO_x emission is observed in comparison to φ -angles ($-80 \div 20$ CA) and obtained values in position L_{w1} and L_{w2} . An important rise of HC and CO is also noticed in comparison to reached values in position L_{w1} and L_{w2} and for φ -angles (-80 CA \div 20 CA).

The engine work is stable in fourth position of ferrule installation L_{w4} only in a narrow range of φ -angles ($-80 \div 40$ CA). The engine work is unstable for the other angles and the phenomenon of misfire is observed. The IMEP values are lower for this position and do not exceed 0.297 MPa. What also occurs is lower peak pressure values. The highest ones

Wartości NO_x są najniższe ze wszystkich badanych punktów. Dla odpowiednich kątów podawania paliwa obserwowano również znaczny wzrost stężenia HC i CO spowodowany wypadaniem zapłonów. Dla tej odległości dysz wtryskowych od komory spalania najbardziej stabilną pracę oraz wartości mierzonych parametrów zbliżone do pozostałych trzech miejsc uzyskano dla kątów początku wtrysku ($-40^\circ \div 20^\circ$).

5. Dyskusja

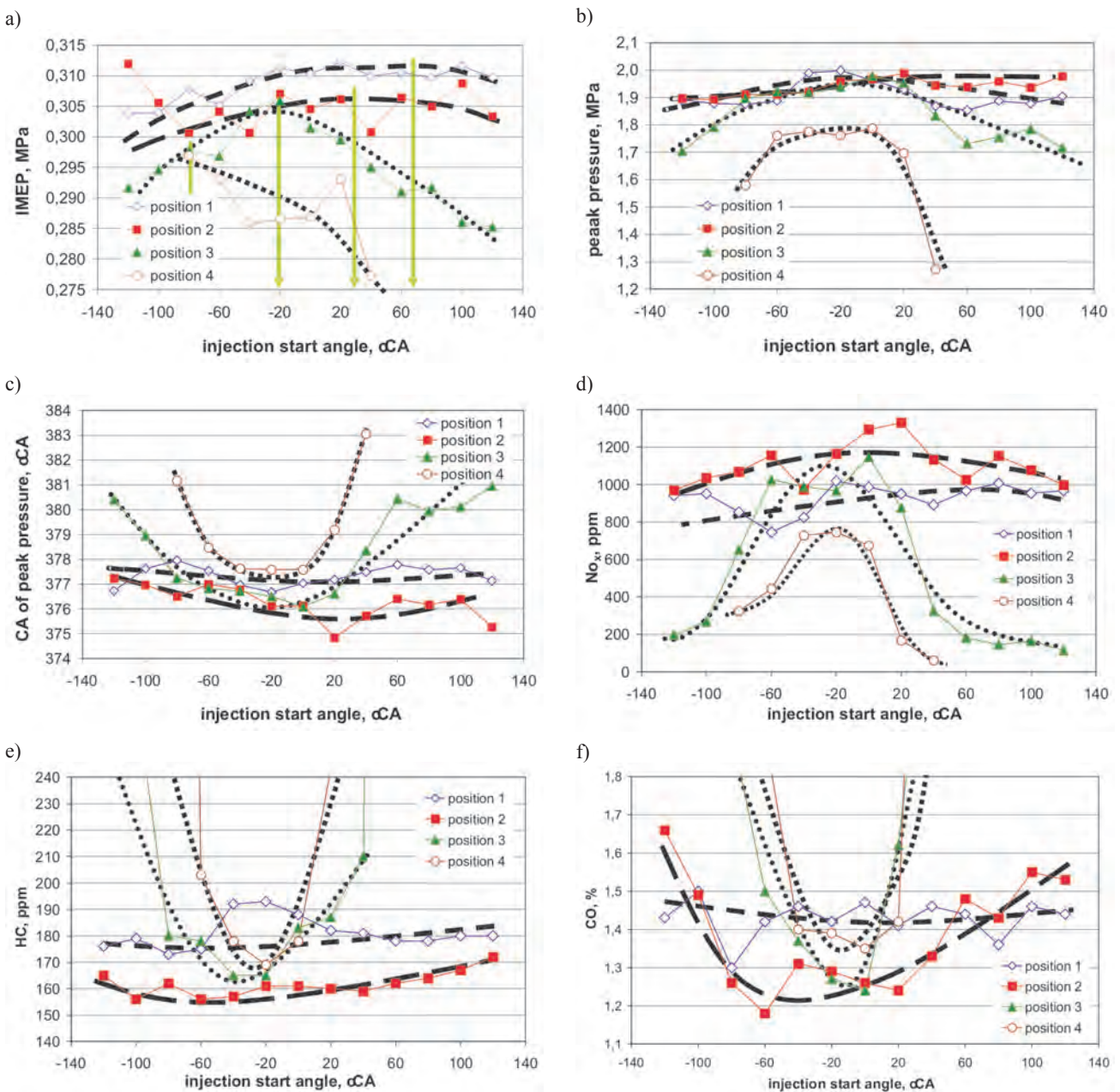
Wprowadzając do uzyskanych wyników aproksymacje, można zaobserwować, że układają się one w charakterystyczny sposób (rys. 5).

W przypadku średniego ciśnienia indykowanego oddalenie dyszy wtryskowej gazu od komory spalania powoduje

reach approx. 1.78 MPa only for ϕ -angles ($-60 \div 0$ CA). In case of others, they significantly decrease. The crank angle of peak pressure is also higher comparing to the other points. It is proved by the exhaust gases concentration. NO_x values are the lowest comparing others. One can also observe that for proper angles of providing fuel a significant increase of HC and CO concentration occurs caused by misfire. For this ferrule position from the combustion chamber, the most stable work and the highest values of measured parameters similar to the other positions, are reached for ϕ -angles ($-40 \div 20$ CA).

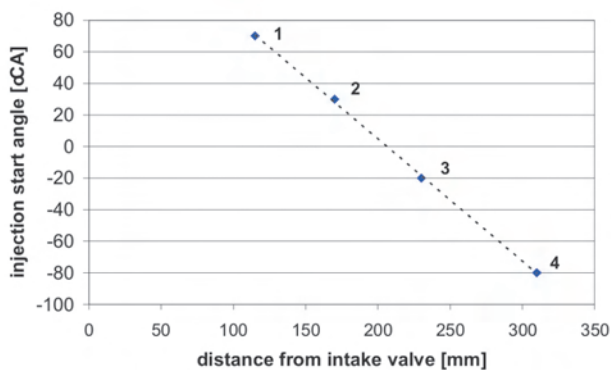
5. Discussion

Introducing approximations to the obtained results it can be noted that they arrange in a characteristic way (Fig. 5).



Rys. 5. Aproksymacja zależności analizowanych parametrów od kąta początku wtrysku α_w oraz różnych odległości dysz wtryskowych od komory spalania
 Fig. 5. Approximation of analyzed parameters depending on injection start angle α_w and different distances of ferrules from combustion chamber

spadek uzyskanych jego średnich wartości oraz przesuwanie się wartości maksymalnej w stronę wcześniejszych kątów początku wtrysku. Jak przedstawiono na rys. 5a, dla pierwszego miejsca montażu dysz wtryskowych maksimum występuje przy kącie początku wtrysku równym 70°OWK, dla pozycji drugiej – równym 30°OWK itd. (zielone strzałki na rys. 5a). Rysunek 6 przedstawia zależność wartości tych kątów od odległości (wyrażonej w milimetrach) dysz wtryskowych gazu od komory spalania. Jak można zauważyć, dla badanego silnika zależność ta jest liniowa. Jest to najprawdopodobniej związane z czasem transportu gazu od punktu jego podawania do cylindra.



Rys. 6. Zależność pomiędzy odległością dyszy wtryskowej od zaworu dolotowego a optymalnym kątem początku wtrysku

Fig. 6. Relation between the ferrule distance from intake valve and optimal injection start angle

W przypadku oddalania dyszy wtryskowej od zaworu dolotowego wzrastała również wrażliwość średniego ciśnienia indykowanego na kąt początku wtrysku. W skrajnym przypadku skutkuje to nawet nieprawidłową pracą silnika. Przyczyny tego zjawiska można upatrywać we wpływie kąta początku wtrysku na tworzenie się mieszanki w kolektorze dolotowym oraz jej rozkładu wewnątrz cylindra. Zmiana stopnia homogenizacji mieszanki i jej rozlokowania w cylindrze wpływa na przebieg procesu spalania, co uwidacznia się w wartości ciśnienia maksymalnego oraz kąta jego wystąpienia (rys. 5b i c). Przesunięcie miejsca montażu dyszy wtryskowej gazu z L_{w1} na L_{w2} nieznacznie zmienia średnie wartości ciśnienia maksymalnego, ale wpływa na szybkość spalania. Świadczy o tym mniejszy kąt wystąpienia ciśnienia maksymalnego (krótszy czas spalania). Ma to też bezpośrednie odbicie w poziomie emisji substancji toksycznych. Zwiększenie prędkości spalania skutkuje wzrostem emisji NO_x (rys. 5d) przy jednoczesnym spadku emisji CO i HC (rys. 5e i f).

Dla pierwszego i drugiego miejsca montażu dysz wtryskowych zmiany te nie są jednak tak znaczące jak dla odległości trzeciej i czwartej, gdzie wyraźnie uzyskano zależność od chwili podawania paliwa. Dla trzeciej odległości dyszy od komory spalania w zakresie kątów od -40° do 0°OWK ciśnienie maksymalne i kąt jego wystąpienia są zbliżone do uzyskiwanych przy punkcie 2 (co potwierdzają wyniki średniego ciśnienia indykowanego). Jednak w pozostałym

in case of mean indicated pressure, moving away ferrules from the combustion chamber causes a drop of its mean values and moving the maximum value in the direction of earlier injection start angles. As illustrated on Fig. 5, the maximum point occurs at injection start angle equaled 70 CA in the case of first ferrules position whereas for second position, ϕ -angle equals 30 CA etc. (green arrows at Fig. 5). Fig. 6 presents dependence of these angle values on ferrules location (expressed in millimeters) from the combustion chamber. It can be noticed that it is a linear dependency for the examined engine. It is probably connected with time of gas transport from the point of passing it to a cylinder.

In case of moving away ferrules from the intake valve, IMEP sensitivity on ϕ -angle also increases. Moreover, in an extreme case it results here in improper engine work. The reason of this process lies in influence of ϕ -angle on mixture formation in an inlet manifold and its stratification inside a cylinder. The change of mixture homogenization and its stratification inside a cylinder has an impact on combustion process, what can be observed in peak pressure value and its angle (Fig. 5b and c). Moving away of ferrule from L_{w1} to L_{w2} slightly changes IMEP value but it influences the combustion rate. It is proved by shorter combustion time and what follows is smaller angle of maximum pressure. Additionally, it has a direct effect on the level of toxic emission. Increasing the combustion ratio results in the increased NO_x emission (Fig. 5) simultaneously with the drop of HC and CO emission (Fig. 5e and f).

For first and second place of ferrule installation these changes are not so significant as in case of third and fourth position, where dependency on the moment of providing fuel is achieved. For third ferrule position from combustion chamber in the range of angles from -40 to 0 CA, peak pressure and its angle are similar to those reached in point 2 (confirmed by the results of mean indicated pressure). However, in the remaining range the combustion ratio decreases and at the same time the crank angle of peak pressure increases and its values are lower. This situation can mean that the mixture is not completely burnt in a cylinder (complete and incomplete combustion). It is proved by the level of toxicity of exhaust gases because NO_x emission decreases and CO and HC emission increases significantly.

As far as the fourth location is concerned, these processes are stronger. The combustion is slower, what is confirmed by the late crank angle of peak pressure (Fig. 5c) and CO and HC emission is higher, simultaneously with the drop of NO_x emission. However, the character of changes is similar to those observed during engine supply in the third place of installing ferrules.

6. Conclusion

Results of research prove a significant influence of ferrule location on the engine work fueled by LPG sequential gas. Moving away the area of providing the gas from combustion chamber result in worse parameters values of the engine work. In addition, their sensitivity on ϕ -angle increase. The further position of installing a ferrule from the inlet valve

zakresie zmniejsza się prędkość spalania, zwiększając kąt wystąpienia ciśnienia maksymalnego oraz zmniejszając jego wartości. Może to świadczyć o niedopaleniu mieszanki w cylindrze (spalanie niezupełne i niecałkowite). Potwierdza to poziom toksyczności spalin, gdyż w tym zakresie zmniejsza się emisja NO_x i znacząco wzrasta emisja CO i HC.

W przypadku czwartego miejsca montażu dyszy wtryskowej zjawiska te jeszcze się nasilają. Spalanie jest już znacznie wolniejsze, o czym świadczy późny kąt wystąpienia ciśnienia maksymalnego (rys. 5c), a emisja CO i HC jest wyższa, przy jednoczesnym spadku emisji NO_x . Charakter zmian jest jednak podobny do tych zaobserwowanych podczas zasilania silnika w trzecim miejscu montażu dysz wtryskowych.

6. Podsumowanie

Wyniki badań potwierdzają znaczny wpływ miejsca montażu dysz wtryskowych gazu na pracę silnika zasilanego sekwencyjnym wtryskiem LPG. Gdy punkt podawania gazu LPG jest oddalony od komory spalania, wartości parametrów pracy silnika pogarszają się. Wzrasta również ich reakcja na kąt początku wtrysku. Im dalej zamontowano dyszę od zaworu dolotowego, tym większa jest wrażliwość procesu spalania na kąt początku wtrysku.

Nawet przy bardzo oddalonych dyszach wtryskowych gazu od komory spalania (L_{w4}) istnieje możliwość uzyskania zadowalających wyników, regulując odpowiednio kąt początku wtrysku przy założeniu, że wszystkie dysze wtryskowe są zamontowane w tej samej odległości od zaworu dolotowego.

is, the highest sensitivity of combustion process on injection start angle occurs. It means that even if ferrules are distant from combustion chamber (L_{w4}) there is a possibility of achieving satisfying results by proper regulation of ϕ -angle, assuming that ferrules are located in the same distance from the inlet valve.

Literatura/Bibliography

- [1] Jakliński P.: Badania wpływu parametrów sekwencyjnego wtrysku gazu propan-butan na pracę silnika o zapłonie iskrowym, Dissertation, Lublin 2005.
- [2] Almkvist G., Denbrat I., Josefsson G., Magnusson I.: Measurement of Fuel Film Thickness in the Inlet Port of an S.I. by Laser Induced Fluorescence, SAE Technical Paper SAE 952483.
- [3] Czerwinski J., Comte P., Zimmerli Y.: Investigations of the Gas Injection System on a HD-CNG-Engine, SAE Technical Paper 2003-01-0625.
- [4] Yamato T., Hayashida M., Sekino H., Sugahara K.: Effect of Injection Timing on the Performance of a Manifold Injection Gas Engine, SAE Technical Paper 1999-01-3295, JSAE 9938050.
- [5] Hyun G., Oguma M., Goto S.: CFD Study of an LPG DI SI Engine for Heavy Duty Vehicles SAE Technical Paper 2002-01-1648.

Artykuł recenzowany

Dr inż. Piotr Jakliński – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Jakliński Piotr, DEng – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.



Dr inż. Jacek Czarnigowski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Jacek Czarnigowski, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.



Dr inż. Piotr Szczęsny – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Piotr Szczęsny, DEng – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.



Mgr inż. Łukasz Grabowski – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Grabowski Łukasz, MEng – postgraduate in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.



Mgr inż. Grzegorz Barański – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Grzegorz Barański, MEng – postgraduate in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.



Prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker – kierownik Katedry Termodynamiki i Mechaniki Płynów na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Prof. Mirosław Wendeker, head of the Department of Thermodynamics and Fluid Mechanics in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.



Mgr inż. Rafał Sochaczewski – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Rafał Sochaczewski, MEng – postgraduate in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.



Mirosław WENDEKER
Piotr JAKLIŃSKI
Łukasz GRABOWSKI
Konrad PIETRYKOWSKI
Jacek CZARNIGOWSKI
Jacek HUNICZ

PTNSS-2007-SS4-223

Model klapowego wtryskiwacza gazu CNG do silników spalinowych

W artykule opisano model wtryskiwacza gazu oparty na metodzie CFD. Do modelowania przyjęto seryjnie produkowany wtryskiwacz gazu stosowany w samochodowych układach wtryskowych. Badania oraz modelowanie wykonano w odniesieniu do zasilania sprężonym gazem ziemnym (CNG). Opisano kolejne etapy tworzenia modelu: opracowanie modelu geometrycznego w programie CAD, opracowanie modelu numerycznego w programie STAR-CD, opracowanie warunków brzegowych i początkowych oraz kalibrację modelu. Przedstawiono przykładowe przebiegi ciśnienia i prędkości przepływu gazu otrzymane z obliczeń numerycznych.

Słowa kluczowe: modelowanie CFD, wtryskiwacz gazu, CNG, kalibracja

Model of CNG flap valve injector for internal combustion engines

The aim of this work is to present the process of designing a gas injector model for numerical calculations using the CFD method. During the modeling process a mass-produced injector was adopted. Moreover, the experiments and the modeling processes were done using compressed natural gas CNG supply system. The successive stages of designing the model were described: designing a geometrical model in CAD and numerical model in STAR-CD, determining initial and boundary conditions as well as model calibration. This paper also provides examples of time-course of pressure and velocity of gas flow values obtained from the numerical calculations.

Keywords: CFD modeling, gas injector, CNG, calibration

1. Wprowadzenie

W przemyśle motoryzacyjnym zauważa się tendencję do poszukiwania nowych źródeł napędu. W Europie najbardziej rozpowszechnionymi paliwami alternatywnymi stosowanymi do zasilania silników o zapłonie iskrowym są paliwa gazowe LPG oraz CNG. Aktualnie w większości układy zasilania gazem oparte są na wtrysku odparowanego LPG do kolektora dolotowego (tzw. układy IV generacji). Powstały przepisy określające ograniczenia emisji składników toksycznych spalin w pojazdach zasilanych dwupaliwowo. Zgodnie z wymaganiami Regulaminu Nr 115 EKG ONZ każdy dodatkowy układ zasilania musi przejść odpowiednie badania homologacyjne w akredytowanym laboratorium emisji spalin.

Układ taki musi spełnić wymagania związane z bezpieczeństwem użytkowania (bezpieczeństwo elektryczne, odporność na zakłócenia elektromagnetyczne, wykrywanie nieszczelności w instalacji). Drugim istotnym wymogiem jest ograniczenie emisji spalin. Pojazd zasilany gazem musi spełniać takie same wymagania ekologiczne, jakie są stawiane w odniesieniu do układu zasilanego benzyną (odpowiedni Euro III lub Euro IV) przy różnicy mocy nie większej niż 5%.

Spełnienie wymagań określonych w wymienionym regulaminie jest możliwe jedynie przez precyzyjne dawkowanie paliwa do silnika. Wiąże się to z dwoma istotnymi aspektami. Pierwszy dotyczy zastosowania odpowiednich

1. Introduction

A new trend is seen in the automotive market- searching for new sources of power. In Europe, alternative fuels LPG and CNG are commonly used in spark ignition engines. Currently, in most cases, LPG supply systems are based on vaporized LPG injection into the inlet manifold (the so-called fourth generation system). New regulations were adopted which introduce limitations on exhaust emission in dual-fuel vehicles. In accordance with the regulation standards Nr 115 EEG ONZ, every additional supply system must undergo appropriate certification tests in accredited laboratories of exhaust gas emission.

Such a system must satisfy the requirements connected with safety of service (electrical safety, resistance to electromagnetic interference, detecting leak in the installation). The second significant condition is the limitation on exhaust emission. LPG supplied vehicle must satisfy the same ecological requirements as fuel supplied systems (Euro III or Euro IV) with 5% of discrepancy in the power rating.

The realization of the above mentioned requirements is likely to be done by precise fuel dosage into the engine. However, it involves two essential aspects. The former one concerns the use of appropriate algorithms and calibration procedures and hence the system must ensure necessary composition of air-fuel mixture in the whole engine work [1]. The latter one is the use of a proper actuator – gas injector which can guarantee precise and repeatable fuel dosage. Besides

algorytmów oraz procedur kalibracyjnych, tak aby system zapewniał żądany skład mieszanki paliwowo-powietrznej w całym zakresie pracy silnika [1]. Drugim jest zastosowanie odpowiedniego elementu wykonawczego – wtryskiwacza gazu, który zapewni precyzyjne i powtarzalne podawanie paliwa. Poza tym, wtryskiwacz powinien charakteryzować się liniową zależnością wydatku w funkcji czasu otwarcia.

Uzyskanie właściwych parametrów wtryskiwacza jest możliwe dzięki przeprowadzeniu optymalizacji jego konstrukcji. Wymaga to jednak wnikliwej analizy zjawisk zachodzących w jego wnętrzu. Tego typu badania można przeprowadzić na drodze eksperymentu, polegającego na pomiarze ciśnienia wewnątrz wtryskiwacza, na wyjściu z wtryskiwacza oraz pomiarze masowego natężenia przepływu. Jednak wprowadzenie elementów pomiarowych do wnętrza wtryskiwacza powoduje zaburzenie przepływu, a przez to zmianę badanego obiektu. Może to doprowadzić do zafałszowania wyników pomiarów i skutkować niewłaściwymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi.

Alternatywą tego typu pomiarów jest metoda obliczeniowa oparta na numerycznej mechanice płynów CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Metoda ta umożliwia analizę zjawisk bezpośrednio wewnątrz modelu wtryskiwacza bez ingerencji w badany obiekt i stosowania dodatkowych elementów pomiarowych. Możliwe jest także sprawdzenie wpływu zmian konstrukcyjnych na pracę wtryskiwacza bez konieczności budowy prototypu. Jednak do prawidłowego opracowania modelu konieczne jest właściwe ustalenie warunków brzegowych oraz początkowych. W przeciwnym razie model nie będzie odwzorowywał rzeczywistości.

2. Modelowanie CFD przepływu przez wtryskiwacz

Modelowanie CFD opiera się na rozwiązywaniu równań różniczkowych zachowania masy, pędu i energii w elementach siatki geometrycznej opisującej obszar [2]. Rozwiązanie tych równań wymaga wprowadzenia odpowiednich warunków brzegowych oraz początkowych. Ma to bezpośredni wpływ na otrzymane wyniki. Przygotowanie modelu wymaga zastosowania odpowiedniej liczby komórek w analizowanej objętości (dyskretyzacja) ze względu na czas oraz dokładność obliczeń. Prawidłowe przygotowanie modelu umożliwia uzyskanie bardzo dokładnych wyników.

Modelowanie jest powszechnie stosowane w badaniach zjawisk przepływowych zachodzących wewnątrz wtryskiwacza. Przykładem może być praca [3], gdzie przedstawiono wyniki badań stanowiskowych oraz modelowych procesu wtrysku benzyny oraz metanu. Badano zasięg oraz prędkość strugi w zależności od kształtu i średnicy dyszy wtryskowej. Zastosowano dyszę z jednym otworem cylindrycznym, jednym otworem stożkowym oraz z dwoma otworami. Wyniki badań przedstawiono na rys. 1. Można zauważyć, że wyniki otrzymane na drodze obliczeń pokrywają się z badaniami eksperymentalnymi.

Zagadnienia związane z przepływem gazu przez wtryskiwacz przedstawiono w pracy [4]. Autorzy, korzystając z technik symulacyjnych CFD, analizowali zjawiska przepły-

that, injector should be characterized by linear dependency of capacity in the opening time function.

The accurate injector parameters are possible to obtain by optimization of its design. Nevertheless, it requires careful analysis of processes occurring inside. The examinations of such a type can be carried out in experiments which consist in pressure measurement inside the injector, at the injector outlet and mass flow rate. It can be observed that inserting the measuring elements inside the injector causes disturbance of flow and as a consequence the examined object undergoes changes. Such situation can lead to false measuring results and it may cause improper design solutions.

The alternative for such a type of measurement is computational method based on Computational Fluid Dynamics CFD. This technique allows an analysis of the processes directly inside the injector without any interference into the examined object and the use of additional measuring elements. It is also possible to check the influence of the changes in design on the injector work without the necessity to build a prototype. However, it is essential for the correct model design to correctly determine the initial and boundary conditions, otherwise the model may vary from the real one.

2. CFD flow modeling through the injector

CFD modeling is founded on solving differential equations of mass, momentum and energy conservation in elements of geometrical mesh describing the area [2]. The solution of these equations requires introducing appropriate initial and boundary conditions as it has a direct impact on the obtained results. Preparing a model involves the use of a correct number of cells in the analyzed volume (discretization) because of time and accurate calculations.

Modeling is commonly used in research concerning flowing processes taking place inside the injector. The example can be work [3] which presents the results of test bed testing and model testing of fuel and methane injection process. The values examined here are the range and stream velocity depending on the shape and diameter of the injector nozzle. One of the nozzles used here is of a cylindrical hole, the second conical one and the third has two holes. The results are presented in Fig. 1. One can notice that the results obtained during the calculation are in congruence with the experimental research.

The issues connected with the flow through the injector are presented in article [4]. The authors using CFD simulation techniques analyzed the flowing processes inside the injector used in fuel direct injection systems. They studied the formation of the fuel stream for the air passing through the injector, for vaporized fuel and liquid fuel. The authors observed that simulation calculations of such a type are suitable for the analysis of processes occurring inside high-pressure injectors.

Furthermore, articles [5, 6, 7] present the investigation of the injection process based on experiments and numerical calculations. In each case compatibility of results between modeling and experiment was achieved.

wowe zachodzące we wtryskiwaczu stosowanym w układach wtrysku bezpośredniego benzyny. Analizowano formowanie się strugi paliwa dla przepływającego przez wtryskiwacz powietrza, paliwa odparowanego oraz paliwa w postaci ciekłej. W wyniku przeprowadzonych badań autorzy stwierdzili, że obliczenia symulacyjne tego typu są odpowiednie do analizy zjawisk zachodzących wewnątrz wtryskiwacza wysokociśnieniowego.

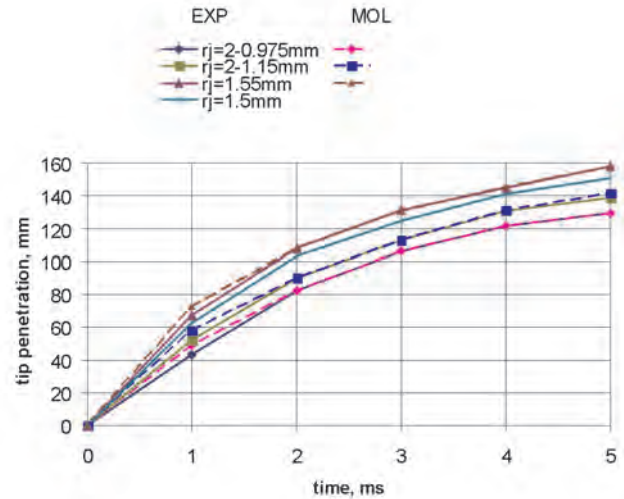
Analizę procesu wtrysku na drodze eksperymentu oraz obliczeń numerycznych przedstawiono także w pracach [5, 6, 7]. W każdym przypadku otrzymywano zgodność wyników modelowania i eksperymentu.

W pracy [8] przedstawiono wyniki otrzymane podczas badań symulacyjnych zespołu wtryskowego gazu. Zespół wtryskowy składa się z czterech sekcji wtryskowych, w których elementami wykonawczymi są po dwa zawory klapowe na sekcję. Analizowano zmiany ciśnienia oraz prędkości w charakterystycznych punktach wybranej sekcji wtryskowej (w najmniejszym przekroju pod zaworem klapowym o średnicy 1,9 mm). Wykazano, że mały wznios zaworu nie tylko powoduje gwałtowny przyrost prędkości przepływu gazu, ale także znaczny spadek ciśnienia. Oznacza to bardzo duże tłumienie przepływu gazu w tym obszarze (rys. 2 i 3, obszar A).

Na podstawie analizy przepływu gazu określono, że w wyniku bardzo dużych przewężeń największy spadek ciśnienia występuje w okolicy zaworu klapowego, co skutkuje zwiększeniem prędkości przepływu gazu w obszarze A. Należy zwrócić szczególną uwagę na konstrukcję tego miejsca, gdyż prędkość może osiągnąć tu wartość przepływu krytycznego, uniemożliwiając uzyskiwanie większych wydatków. Taka konstrukcja wtryskiwacza wyklucza regulację wydatku poprzez (często stosowane) dodatkowe przewężenia na drodze przepływu gazu do kolektora dolotowego, gdyż obszarem tłumiącym przepływ jest szczelina pod zaworem.

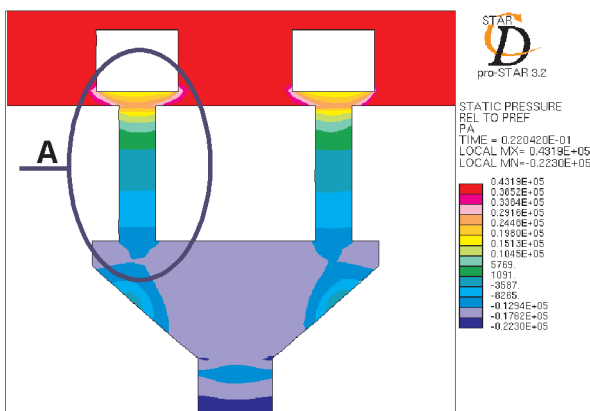
Z przeglądu powyższej literatury wynika, że zastosowanie techniki CFD ułatwia weryfikację konstrukcji wtryskiwacza.

In work [8] the results are presented which were obtained during a simulation research of fuel injection unit. This unit consists of four injection sections, in which the executive elements are two flap valves per section. Additionally, the pressure and velocity changes underwent observations in characteristic points of a selected injection section (in the smallest section under a flap valve with the diameter of 1.9 mm). The conclusion that follows is that low valve lift not only brings sudden increase of gas flow velocity but also significant pressure drop. As a consequence, great drop in gas flow appears in this area (Fig. 2 and 3, area A).

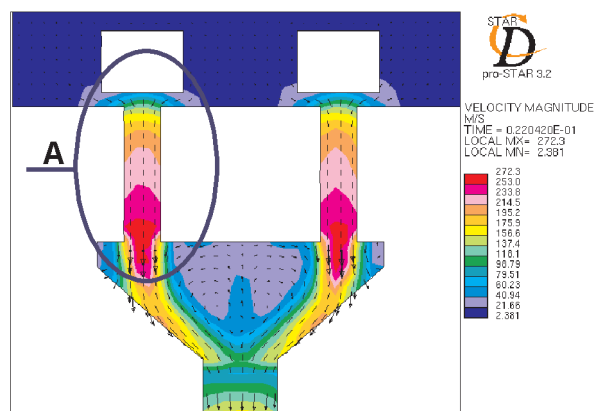


Rys. 1. Porównanie wyników eksperymentalnych oraz modelowych zasięgu strugi paliwa [3]: linia ciągła – pomiary, linia przerywana – model
 Fig. 1. Comparison of experimental and model results of fuel stream range [3]: continuous line – measurement, broken line – model

The examination of gas flow leads to the conclusion that large narrowings result in the bigger pressure drop occurring in the area of a flap valve and it causes the increase of gas flow velocity in the area A. The structure of this place should be taken into consideration for the reason that the velocity may reach here the value of critical flow, preventing from achieving higher capacities. Such structure of the injector



Rys. 2. Rozkład ciśnienia statycznego w sekcji wtryskowej [8]
 Fig. 2. Static pressure distribution in the injection section [8]

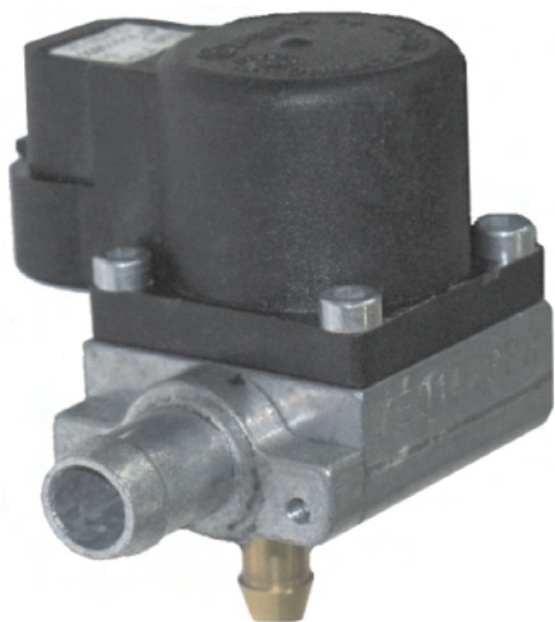


Rys. 3. Rozkład prędkości i kierunków przepływu gazu w szynie paliwowej [8]
 Fig. 3. Flow and velocity distribution in a fuel rail [8]

W celu zbadania wpływu elementów konstrukcyjnych wtryskiwacza na zjawiska zachodzące w jego wnętrzu zdecydowano się na badania innego wtryskiwacza z pojedynczym elementem wykonawczym (zaworem klapowym) o dużo większym polu przekroju i wzniosie kłapy zaworu.

3. Obiekt badań

Obiektem badań jest seryjny wtryskiwacz klapowy przeznaczony do układów wtrysku (rys. 4). Cechą charakterystyczną tej konstrukcji jest zastosowanie zaworu klapowego podnoszonego przez cewkę elektromagnetyczną i zamykanego przez sprężynę (rys. 5). Do powierzchni zaworu przymocowany jest element gumowy stanowiący uszczelnienie. Regulacja wydatku wtryskiwacza jest realizowana przez zmianę średnicy dyszy wtryskowej. Polega to na dobraniu dyszy o żądanej średnicy w zależności od silnika. Producent oferuje na swojej stronie internetowej [11] oprogramowanie umożliwiające obliczenie średnicy dyszy wtryskowej. Wtryskiwacze mogą być montowane pojedynczo lub w grupach. Łączenie wtryskiwaczy jest możliwe za pomocą specjalnych śrub [11].



Rys. 4. Wtryskiwacz klapowy
Fig. 4. Flap valve injector

4. Badania identyfikacyjne stanowiskowe

Istotne jest, aby podczas przygotowania modelu właściwie zostały określone warunki początkowe i brzegowe. W celu określenia warunków brzegowych oraz pozyskania danych do kalibracji modelu przeprowadzono identyfikację czynną [9]. Badania wtryskiwacza gazowego przeprowadzono na hamowni silnikowej Politechniki Lubelskiej.

W pierwszym etapie zbadano proces otwierania i zamykania się zaworu klapowego podczas pracy wtryskiwacza. Przebieg czasowy wzniosu zaworu klapowego określono za pomocą światłowodowego, refleksyjnego układu pomiarowego. W korpusie wtryskiwacza umieszczono zakończenia

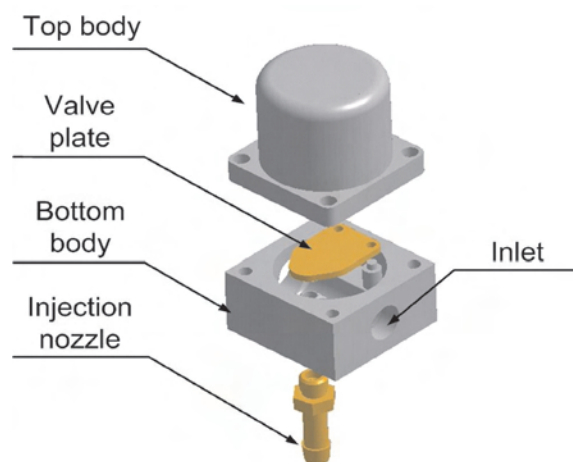
eliminujące regulację pojemności (zwykle stosowane) dodatkowe zwężenia na drodze przepływu gazu do zaworu, ponieważ szczelina pod zaworem jest obszarem tłumienia przepływu.

Przeanalizowanie powyższej literatury prowadzi do wniosku, że zastosowanie metody CFD umożliwia weryfikację projektu wtryskiwacza.

W celu sprawdzenia wpływu elementów konstrukcyjnych na procesy zachodzące wewnątrz wtryskiwacza, przeprowadzono badania innego wtryskiwacza z pojedynczym elementem wykonawczym (zaworem klapowym) o większym polu przekroju i wzniosie kłapy zaworu.

3. Research object

The object of this study is mass-produced injector applied in gas injection systems (Fig. 4). The distinctive feature of this structure is the use of a flap valve lifted by electromagnetic coil and closed by a spring (Fig. 5). The rubber element is attached to the top body of a valve which has a sealing function. The capacity regulation of the injector is realized by the change of an injection nozzle diameter. The process involves selecting a nozzle with a required diameter depending on the engine type. The producer offers a calculation program on the website [11] which enables to calculate the diameter of the injection nozzle. Injectors may be mounted individually or in unit and joining the injectors is possible with the use of special screws.



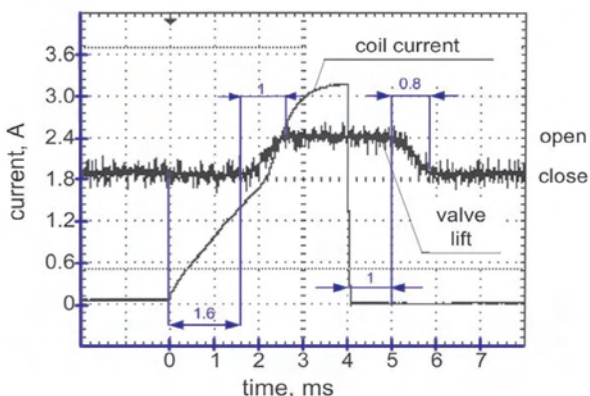
Rys. 5. Elementy składowe wtryskiwacza
Fig. 5. Injector components

4. Test stand identification research

It is vital to determine proper initial and boundary conditions during the process of preparing the model. Therefore, active identification [9] was established which allows the determining of the boundary conditions and data used in the calibration of the model. The tests of a gas injector were conducted in a test bed at Lublin University of Technology.

The initial stage in this research concerned the examination of opening and closing process of a flap valve during the operation of the injector. Time course of the flap valve lift

dwóch światłowodów. Za pomocą jednego z nich wprowadzono wiązkę światła białego. Światło odbite od płytki wtryskiwacza poprzez drugi ze światłowodów transmitowano do fotodetektora. Wtryskiwacz gazu znajdował się na stanowisku probierczym, na którym jako czynnik roboczy wykorzystano sprężone powietrze o ciśnieniu bezwzględnym 200 kPa. Wynik eksperymentu przedstawia rys. 6. Po przyłożeniu napięcia do cewki wtryskiwacza po około 1,6 ms widoczne jest rozpoczęcie otwierania się kłapy zaworu, natomiast pełne otwarcie następuje po 2,6 ms. Po odjęciu napięcia zawór pozostaje całkowicie otwarty jeszcze przez około 1,0 ms, a następnie zamyka się około 0,8 ms.



Rys. 6. Przebieg czasowy wzniosu płytki zaworu oraz prądu
 Fig. 6. Time course of valve plate lift and current

Drugi etap badań identyfikacyjnych przeprowadzono na stanowisku hamownianym. Szczegółowy opis stanowiska znajduje się w pracy [10].

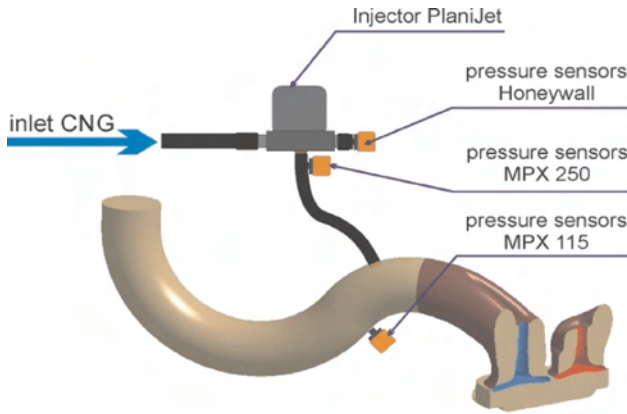
Zdecydowano się na zbadanie tego wtryskiwacza przy zasilaniu gazem CNG pod większym ciśnieniem. Nadciśnienie gazu względem kolektora dolotowego wynosiło 200 kPa. Badania przeprowadzono w wybranym punkcie pracy silnika określonym przez prędkość obrotową równą 2900 obr/min oraz obciążenie wyrażone przez ciśnienie w kolektorze dolotowym równe 65 kPa. Podczas eksperymentu zarejestrowano ciśnienie wewnątrz wtryskiwacza, na wyjściu z wtryskiwacza (za dyszą wtryskową) oraz w kolektorze dolotowym (rys. 7). Częstotliwość próbkowania podczas pomiarów wynosiła 35 kHz. W tabeli 1 przedstawiono podstawowe dane stosowanych czujników ciśnienia.

Badania przeprowadzono dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda_{\square} = 1,0$. Czas wtrysku wyniósł 9,09 ms. Badania wykonano w stanie ustalonym, rejestrując 100 kolejnych cykli pracy silnika, a następnie uśredniając przebiegi ciśnień w celu wyeliminowania szumu pomiarowego oraz niepotrzebności pracy wtryskiwacza. Rysunek 8 przedstawia przebieg ciśnienia wewnątrz wtryskiwacza, na wyjściu z wtryskiwacza oraz w przewodzie dolotowym. Linia zielona pokazuje przebieg ciśnienia wewnątrz wtryskiwacza. Charakterystyczne cztery zmiany ciśnienia są wynikiem zestawienia czterech wtryskiwaczy (połączonych szeregowo) w sekcję wtryskową. Ponieważ ciśnienie to zmienia się o 35 kPa (250–285 kPa), nie można pominąć tego podczas

was determined with the use of a fiber-optic, reflective measuring system. The endings of two fiber-optic cables were located in the body of the valve. Then, the white light beam was introduced with the use of one of the fiber-optic cables. The light reflected from the injector plate was transmitted through the second fiber-optic cable to a photodetector. Gas injector was placed on a test stand and the working medium was compressed air with the value of absolute pressure that equaled to 200 kPa. The experiment results are presented in Fig. 6. One can observe that after supplying electric current to the injector coil after 1.6 ms the flap starts to open, whereas full opening appears after 2.6 ms. After eliminating the electric current the valve stays open widely for about 1.0 ms, and then it closes for about 0.8 ms.

The second stage of the research was carried out on the engine test bed. The detailed description of this stand is presented in work [10].

The authors decided to test this injector in CNG fueling system with a higher pressure. Gas overpressure in relation to inlet manifold was 200 kPa. The examination was performed in a selected point of engine work determined by the engine speed of 2900 RPM and load of 65 kPa represented by pressure in the inlet manifold. During the experiment, the pressure was registered inside the injector, at the injector outlet (behind the injection nozzle) and inside the inlet manifold (Fig. 7). The frequency of measurement during the test was 35 kHz. Table 1 presents basic information about the applied pressure sensors.



Rys. 7. Schemat układu pomiarowego
 Fig. 7. Diagram of measuring system

Tabela 1. Czujniki pomiarowe
 Table 1. Measuring sensors

Czujnik pomiarowy/ Measuring sensor	Zakres pomiarowy/ Measure range	Dokładność/ Accuracy
Honeywall serii Eclipse	100–1100 kPa	± 3%
Motorola serii MPX 250	0,2–250 kPa	± 1,5%
Motorola serii MPX 115	0,2–115 kPa	± 1,5%

The tests were carried out for excess-air coefficient $\lambda_{\square} = 1.0$. The injection time was 9.09 ms. The examination was in a steady-state condition, 100 subsequent cycles of

ustalania warunków brzegowych i założyć stałości ciśnienia na wlocie do wtryskiwacza. Dlatego jako warunki brzegowe do modelu przyjęto wyniki badań stanowiskowych.

Linia niebieska przedstawia przebieg ciśnienia w przewodzie dolotowym. W pierwszych 5 ms można zauważyć spadek ciśnienia o około 15 kPa wynikający z początku procesu napełniania w tym cylindrze. Podobny spadek ciśnienia, ale o mniejszym gradiencie zmian widoczny jest w okolicach 35 ms i odpowiada rozpoczęciu procesu napełniania sąsiedniego cylindra. Analogicznie jak w przypadku ciśnienia na wejściu do wtryskiwacza, w obliczeniach numerycznych uwzględniono opisane zmiany ciśnienia, przyjmując wyniki badań stanowiskowych jako warunek brzegowy założony na końcu przewodu wtryskowego.

Linia czerwona przedstawia ciśnienie gazu mierzone na przewodzie wtryskowym ok. 15 mm za dyszą wtryskową. Jest ono wynikiem zarówno oddziaływania ciśnienia zasilającego wtryskiwacz, ciśnienia panującego w kolektorze dolotowym, jak również geometrii układu wtryskowego (wtryskiwacza i przewodu wtryskowego). Zadaniem kalibracji modelu jest takie dopasowanie jego parametrów, aby w punkcie pomiarowym uzyskać identyczny przebieg ciśnienia.

Sygnał sterowania wtryskiwaczem rozpoczyna się w 0 ms przedstawionego przebiegu. Wzrost ciśnienia w punkcie pomiarowym za wtryskiwaczem (linia czerwona) następuje po około 2,0 ms od momentu włączenia sygnału sterującego, co stanowi czas opóźnienia otwierania się wtryskiwacza (τ_{open}). Charakterystyczne jest również to, że pomimo wyłączenia sygnału sterującego elektrozaworem wtryskiwacza w przewodzie doprowadzającym gaz do kolektora dolotowego utrzymuje się ciśnienie przez około 3,0 ms. Stanowi to czas opóźnienia zamknięcia (τ_{close}). Obie te wielkości zostały uwzględnione w modelu. W porównaniu z badaniami światłowodowymi czasy te zwiększyły się najprawdopodobniej ze względu na wyższe ciśnienie zasilania. Odpowiednio czas opóźnienia otwierania (τ_{open}) wzrósł o 0,4 ms, natomiast czas opóźnienia zamknięcia (τ_{close}) wzrósł o 1,2 ms. Przyjęty przebieg wzniosu kłapy zaworu wtryskiwacza przesunięto odpowiednio o (τ_{open}) i (τ_{close}) względem sygnału sterującego.

5. Opracowanie modelu wtryskiwacza

Przygotowanie modelu wtryskiwacza dzieli się na kilka etapów. Pierwszym jest budowa modelu geometrycznego, następnie przeprowadza się dyskretyzację analizowanej objętości przez jej podział na odpowiednią liczbę komórek. Kolejnym krokiem jest założenie warunków brzegowych oraz przeprowadzenie kalibracji modelu w celu uzyskania wymaganego przebiegu ciśnienia na wyjściu z wtryskiwacza.

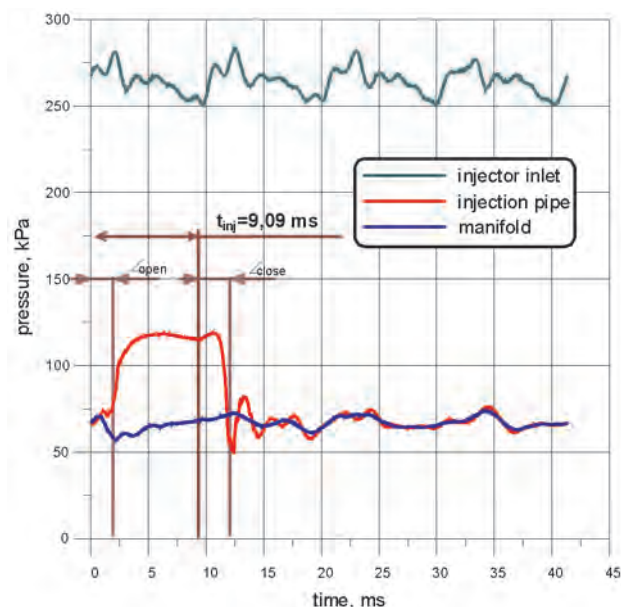
5.1. Model geometryczny oraz numeryczny

Opracowanie geometrii obejmującej wnętrze wtryskiwacza przeprowadzono w programie CAD (rys. 9) na podstawie danych dostarczonych przez producenta oraz pomiarów bezpośrednich. Średnica otworu zasilającego wynosi 8 mm, natomiast dyszy wtryskowej 3 mm. Zdecydowano się na jedno uproszczenie geometryczne. W modelu nie porusza się cała kłapa zaworu, lecz jej fragment (płaszczyzna uszczelniająca). Dodatkowo został zamodelowany przewód wtryskowy

engine work were registered and then the average pressure course was calculated in order to eliminate the measuring interference and non-repeatability of the operation of the injector. Figure 8 shows the pressure course inside the injector, at the injector outlet and in the inlet manifold. The green line presents the pressure course inside the injector. Four characteristic changes are the result of connecting four injectors (series connection) in the injection section. Because of the pressure changes of about 35 kPa (250–285 kPa) it is necessary to take it into consideration while determining the boundary conditions and adopt constant pressure at the injector outlet. Therefore, test bed results serve as the boundary conditions for the model.

Blue line represents the pressure course in the inlet manifold. One can notice that in the first 5 ms pressure drops by about 15 kPa which results from the beginning of the induction process in this cylinder. Similar pressure drop but with lower change gradient is visible at 35 ms and it corresponds to the beginning of the induction process in the adjacent cylinder. Analogically, as in the case of pressure at the injector input, described pressure changes were considered in numerical calculations and test bed results were adopted as a boundary condition at the end of the injection pipe.

Red line constitutes gas pressure measured at the injection pipe at about 15 mm farther than the injection nozzle. It is the result of pressure influence supplying an injector, the pressure in the inlet manifold as well as the geometry of the injection system (injector and injection pipe). The aim of the model calibration is determining the parameters in such a way that the identical pressure distribution could be achieved in a test point.



Rys. 8. Przebiegi ciśnień w charakterystycznych punktach układu
Fig. 8. Pressure course in selected points of the system

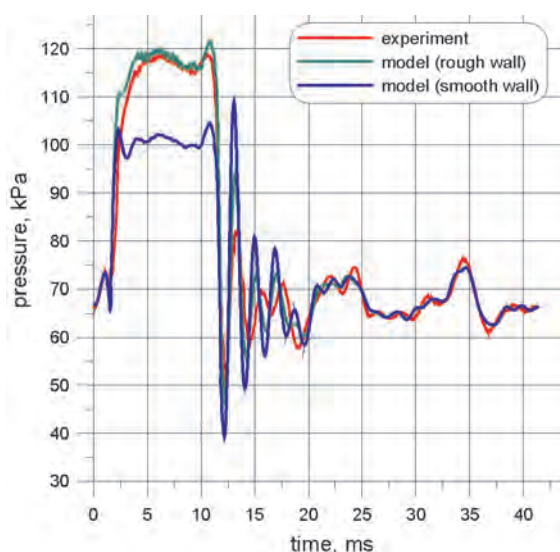
Injector control signal starts at the value of 0 ms in the presented course. The increase of pressure in a test point farther than the injector (red line) appears after 2.0 ms since the

- gęstość w warunkach normalnych $0,65687 \text{ kg/m}^3$,
- lepkość dynamiczna $1,119 \cdot 10^{-5} \text{ kg/ms}$,
- ciepło właściwe $2240,07 \text{ J/kg K}$,
- przewodność cieplna $0,0348195 \text{ W/m K}$,
- ciężar molekularny 16 kg/kmol .

5.3. Kalibracja modelu

Następnym etapem przygotowania modelu do badań symulacyjnych jest jego kalibracja. Opracowany model numeryczny wraz z przyjętymi założeniami i warunkami brzegowymi ustalonymi z badań stanowiskowych wymaga jeszcze dobrania kilku parametrów. Są to: przebieg wzniosu kłapy zaworu oraz współczynniki oporu przepływu przez poszczególne elementy.

Dla uproszczenia przyjęto kalibrację oporów przepływu jedynie w dyszy wtryskowej i w przewodzie wtryskowym. Parametry te dobierano w taki sposób, aby możliwie najdokładniej odwzorować przebieg ciśnienia w punkcie pomiarowym, podobnie jak w badaniach stanowiskowych. Zmiana oporów przepływu powoduje zmianę przebiegu ciśnienia (zmianę maksymalnego ciśnienia po otwarciu wtryskiwacza oraz amplitudy fal ciśnienia występujących w przewodzie po jego zamknięciu). Rysunek 11 przedstawia przykładowe wyniki symulacji dla prawidłowego doboru parametrów oporu (linia zielona) oraz bez założonych oporów przepływu (linia niebieska) w porównaniu z wynikami pomiarów (linia czerwona).



Rys. 11. Porównanie przebiegu ciśnienia dla różnych oporów przepływu
Fig. 11. Comparison of pressure course for various flow resistances

Podobnej kalibracji wymagał też przebieg wzniosu kłapy zaworu (rys. 12, linia niebieska). Wstępną charakterystykę otwarcia kłapy zaworu przejęto z badań optycznych wzniosu kłapy (rys. 6). Badania te przeprowadzono jednak dla niższego ciśnienia zasilania wtryskiwacza, co spowodowało, że charakterystyka ta nie jest prawidłowa. Konieczna zatem była jej korekta, szczególnie pochylenia prostej otwarcia i zamknięcia kłapy. Wykonano obliczenia dla różnych charakterystyk, aż do uzyskania prawidłowego dopasowania przebiegu ciśnienia z modelu do eksperymentu. Ostatecznie jako prawidłowy przebieg ciśnienia przyjęto przebieg oznaczony linią niebieską na rys. 13.

expected high pressure gradients and velocity, the mesh should be concentrated. In this model the mesh is concentrated in the area of flap valve. As an fundamental volume cell was a tetrahedral cell accepted commonly applied in calculations.

5.2. Simulation conditions

It is essential to use a transient function in order to achieve results not only in steady flow after injector opening but also in the periods of opening and closing of the flap valve. This function eliminates time in differential equations of mass and momentum, which are fundamentals of calculations in STAR-CD.

The boundary conditions for the model are accepted from the test stand measurements. They are: gas temperature, injector pressure distribution and pressure distribution at the end of an injection pipe connecting injector with the inlet manifold.

Main assumptions in the research:

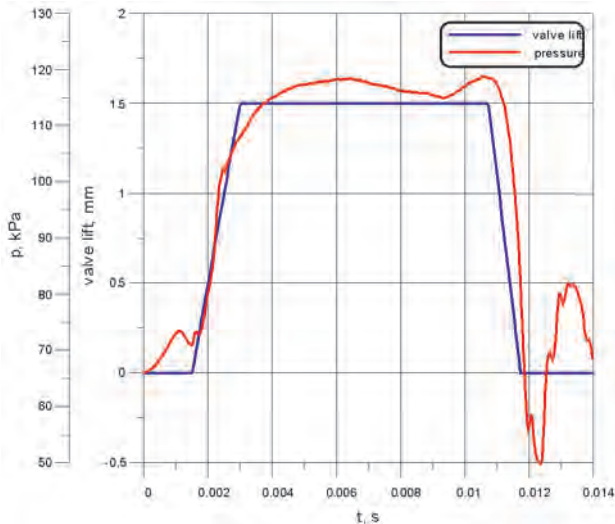
- a) adiabatic injector walls and injection pipe (lack of heat exchange with the medium),
- b) gas flow density depends on the pressure and the temperature,
- c) in the model, methane flows which is characterized by:
 - Density in normal conditions 0.65687 kg/m^3 ,
 - Dynamic viscosity $1.11906 \cdot 10^{-5} \text{ kg/ms}$,
 - Specific heat 2240.07 J/kg K ,
 - Heat conductivity 0.0348195 W/m K ,
 - Molecular weight 16 kg/kmol .

5.3. Model calibration

The next step of preparing the model to simulation tests is its calibration. The numerical model together with the accepted assumptions and boundary conditions still needs selecting a few parameters. These are the time-course of flap lift and the flow ratio through individual elements.

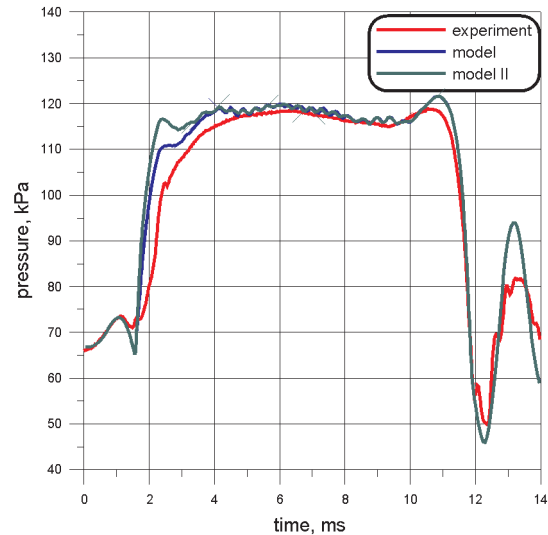
For simplification reasons calibration of flow resistance was accepted only in the injection nozzle and the injection pipe. These parameters are selected in such a way that it enables to copy precisely the pressure distribution in the test point as well as in the test bed research. The change of flow resistance triggers the change of pressure distribution (the change of peak pressure after injector opening and pressure wave amplitude occurring in the pipe after closing). Figure 11 illustrates the example simulation results for the proper selection of resistance parameters (green line) and without flow resistance (blue line) in comparison to measurement results (red line).

A similar calibration was also required in the case of the time-course of flap lift (Fig. 12, blue line). A preliminary characteristics of flap valve opening was accepted from the visual tests of the valve lift (Fig. 6). These tests were carried out for lower pressure of injector supply which rendered the characteristics incorrect. It was necessary to correct it, especially to tilt the line of the opening and closing of the valve plate. Calculations were performed for various characteristics in order to adapt the pressure course from the model to the experiment. Finally, the pressure distribution marked with a blue line at Fig. 13 was adopted as a correct pressure distribution.



Rys. 12. Charakterystyka otwarcia zaworu klapowego wtryskiwacza na tle ciśnienia w przewodzie wtryskowym

Fig. 12. Characteristic of opening the flap valve injector in comparison to pressure in an inlet pipe



Rys. 13. Porównanie przebiegów ciśnienia dla dwóch charakterystyk otwarcia zaworu

Fig. 13. Comparison of pressure courses for two characteristics of valve opening

5.4. Weryfikacja modelu

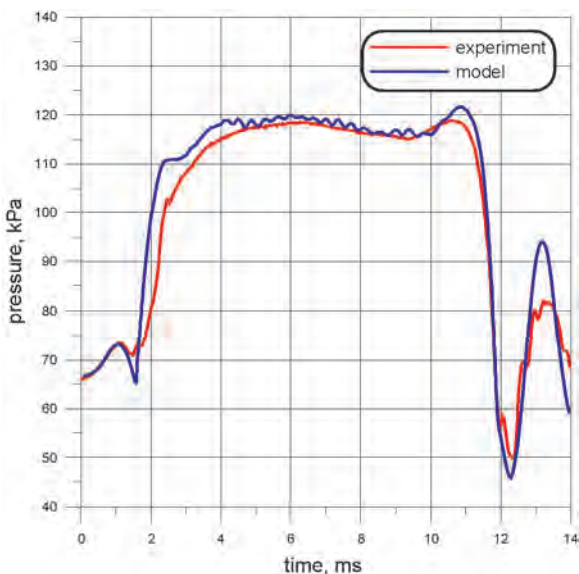
Rysunki 14 i 15 przedstawiają przebiegi ciśnienia oraz masowego natężenia przepływu za dyszą wtryskową otrzymane z eksperymentu oraz z modelu po procesie kalibracji.

Przebiegi ciśnienia przedstawione na rys. 14 różnią się od siebie w przedziale czasowym 1,0–4,5 ms (odpowiadającym okresowi otwierania się wtryskiwacza i stabilizacji przepływu). Jest to najprawdopodobniej wynikiem wprowadzenia charakterystyki otwarcia w postaci funkcji liniowej. W rzeczywistym obiekcie przebieg otwarcia zaworu klapowego jest funkcją sigmoidalną. Zdecydowano się na tego typu uproszczenie ze względów praktycznych. Pomimo tego uzyskano zadowalające wartości ciśnienia oraz masowego

5.4. Model verification

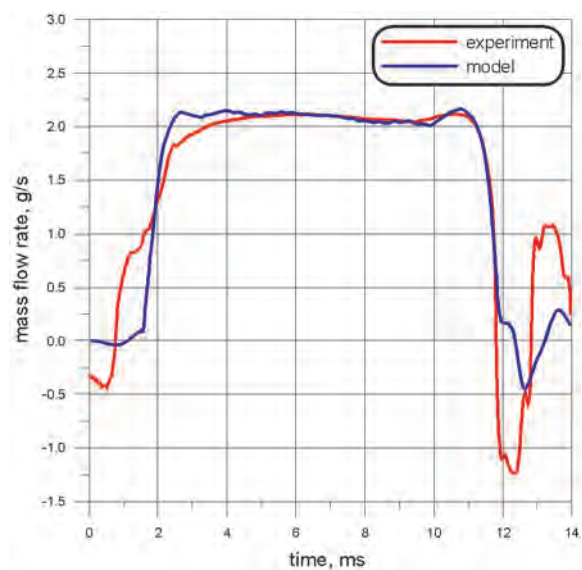
Figures 14 and 15 present the course of pressure and mass flow behind the injection nozzle obtained from the experiment and the model after the calibration process.

Pressure courses illustrated in Fig. 16 differ from each other in a time period 1.0–4.5 ms (it corresponds to a time period of the opening of the and flow stability). It is probably the result of the introduction of the opening characteristics in the form of a linear function. In a real model the course of the opening of the flap valve is sigmoid function. Such a simplification was introduced for practical reasons. Nevertheless, satisfactory values of pressure and mass flow were obtained (Fig. 14 and 15). One can notice that the differences between experimental



Rys. 14. Porównanie przebiegu ciśnienia w przewodzie wtryskowym z badaniami modelowymi

Fig. 14. Comparison of pressure course in injection pipe with model tests

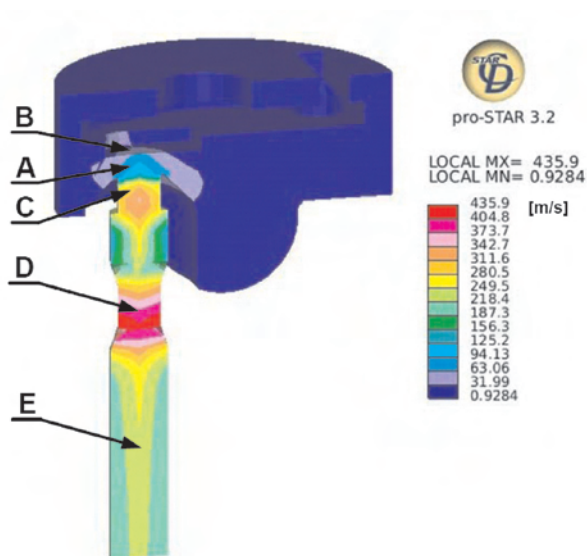


Rys. 15. Porównanie masowego natężenia przepływu w przewodzie wtryskowym otrzymanego z modelu z badaniami modelowymi

Fig. 15. Comparison of mass-flow in injection pipe from model with model tests

natężenia przepływu (rys 14 i 15). Podczas otwierania wtryskiwacza widoczne są różnice pomiędzy wynikami eksperymentalnymi a modelowymi, jednak w warunkach ustalonego przepływu przebiegi ciśnienia oraz masowego natężenia przepływu mają bardzo podobny charakter. Ostatecznie różnice pól pod krzywą otrzymaną z eksperymentu oraz z modelu są znikome.

Dopiero tak opracowany model pozwala na analizowanie konstrukcji przy zastosowaniu metody CFD. W przeciwnym razie wielkości ciśnienia czy masowego natężenia przepływu wewnątrz wtryskiwacza byłyby obarczone błędami i nie odpowiadałyby rzeczywistości. Stąd dalsza analiza wyników byłaby błędna i prowadziłyby do fałszywych (niewłaściwych) wniosków.



Rys. 17. Prędkość gazu w przekroju poprzecznym wtryskiwacza
Fig. 17. Gas velocity in cross section of injector

Na rysunkach 16 i 17 przedstawiono przykładowe rozkłady ciśnienia i prędkości przepływu w przekroju wtryskiwacza (stan na 5,0 ms po rozpoczęciu obliczeń). Można zauważyć wpływ konstrukcji geometrycznej na zmiany analizowanych wielkości. Uzyskanie wyników badań oraz ich analiza możliwe są również w dowolnym przekroju modelu wtryskiwacza oraz dowolnej chwili.

6. Podsumowanie

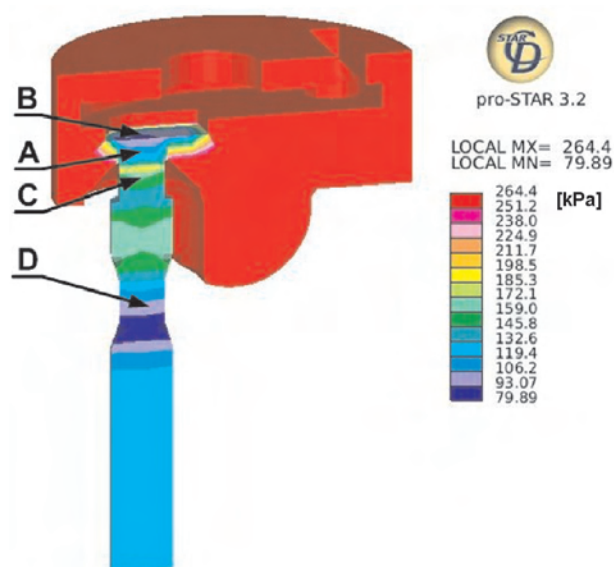
W wyniku zastosowania metody CFD jest możliwe przeprowadzenie szerszej analizy procesu wtrysku gazu. W porównaniu z badaniami eksperymentalnymi, metoda ta nie wymaga modyfikacji geometrii wtryskiwacza koniecznej przy stosowaniu czujników pomiarowych (brak dodatkowych zaburzeń przepływu). Dlatego umożliwia analizę rzeczywistego przepływu przez element, a nie przez układ zniekształcony dodatkowymi objętościami i kanałami.

Wymaga to jednak przeprowadzenia dokładnej kalibracji modelu. W przypadku opisanym w artykule konieczne było uwzględnienie zmienności ciśnienia na wejściu i wyjściu wtryskiwacza, odpowiedniej kalibracji czasów opóźnienia otwierania i zamykania zaworu klapowego wtryskiwacza,

and model results are visible during the opening of the valve, however the course of pressure and mass flow in steady-state flow conditions is similar. After all, the differences of areas below the curve received from the experiment are slight.

Only such prepared model allows the analysis of the design using the CFD method. Otherwise, the pressure values or mass flow inside the injector could be incorrect, not corresponding to reality. Hence, the analysis could be incorrect and it would lead to incorrect data.

Figures 16 and 17 illustrate example pressure distribution and flow velocity in the cross section of the injector (5.0 ms after starting of the calculations). It can be observed that the geometrical structure has an influence on the changes of the analyzed values. The test results and their analysis are also possible in any section and time moment of the injector model.



Rys. 16. Ciśnienie gazu w przekroju poprzecznym wtryskiwacza
Fig. 16. Gas pressure in a cross section of injector

6. Conclusion

CFD method enables to carry out broader analysis of the gas injection process. In comparison to experimental research, this method does not require a modification of the injector geometry which is essential if sensors are used (lack of additional flow disturbances). Therefore, it allows the investigation of real flow through an element not through the system deformed by additional volumes and ducts.

Nevertheless, it enables a more precise calibration of the model. In the case described in this article it is necessary to consider pressure variations at the injector input and outlet, correct calibration of the opening and closing time lag of the flap valve, the slope of the line in the moment of the opening and closing of the flap valve and flow resistance in the nozzle and the inlet pipe. Only then the model constitutes a considerable tool applied in the injector analysis consider-

nachylenia prostych otwierania i zamykania zaworu klapowego oraz oporów przepływu w dyszy i w przewodzie wtryskowym. Dopiero tak opracowany model stanowi znakomite narzędzie do analizy wtryskiwacza pod kątem optymalizacji jego konstrukcji. Dowodem na to jest duża zgodność uzyskanych wyników obliczeń z wynikami badań eksperymentalnych.

Przedstawione wyniki potwierdzają celowość zastosowania techniki numerycznej mechaniki płynów (CFD) do badań zjawisk zachodzących wewnątrz wtryskiwacza gazu.

ing the optimization of its structure. A conclusive proof is a compliance of the calculation results with the experimental test results.

Presented findings confirm the usefulness of Computational Dynamic Fluid method (CFD) in the research involving processes inside the gas injector.

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- [1] Małek A, Wendeker M., Czarnigowski J., Grabowski Ł., Jakliński P., Barański G., Sochaczewski R., Podleśny M.: Stanowisko do badań prehomologacyjnych dla pojazdów wyposażonych w układ sekwencyjnego wtrysku gazu LPG, PTNSS CONGRESS-2007 P07-C148, Silniki Spalinowe PTNSS-2007-SC2.
- [2] STAR-CD Manuals (2004) Ver.3.24 Computational Dynamics Ltd.
- [3] Boyan X, Furuyama M.: Jet characteristics of CNG injector with MPI system, JSAE Review 19 (1998) 229D234.
- [4] Alajbegovic A., Meister G., Greif D., Basara B.: Three phase cavitating flows in high-pressure swirl injectors, Experimental Thermal and Fluid Science 26 (2002) 677-68.
- [5] Moon S., Bae C, Choi J, Abo-Serie E.: The influence of airflow on fuel spray characteristics from a slit injector, Fuel 86 (2007) 400-409.
- [6] Hountalas D.T., Kouremenos A.D.: Development of fast and simple simulation model for the fuel injection system of diesel engines, Advandedin Engineering Software vol. 26, No. 1, pp.13-28, 1998.
- [7] Hu Q., Wu S. F., Stottler S., Raghupathi R.: Modelling of dynamic responses of an automotive fuel rail system, part I: injector, Journal of Sound and Vibration (2001) 245(5), 801-814.
- [8] Wendeker M., Jakliński P., Czarnigowski J., Rola M., Grabowski Ł., Pietrykowski K.: CFD model of fuel rail for LPG systems, SAE Technical Paper 2007-01-2053.
- [9] Gutenbaum. J.: Modelowanie matematyczne systemów, Polska Akademia Nauk, Instytut Badań Naukowych, Warszawa 2003.
- [10] Jakliński P.: Badania wpływu parametrów sekwencyjnego wtrysku gazu propan–butan na pracę silnika o zapłonie iskrowym, Rozprawa doktorska, Lublin, 2005.
- [11] www.planijet.pl

Dr inż. Piotr Jakliński – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Jakliński Piotr, DEng – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.



Dr inż. Jacek Czarnigowski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Jacek Czarnigowski, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.



Mgr inż. Łukasz Grabowski – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Grabowski Lukasz, MEng – postgraduate in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.



Mgr inż. Konrad Pietrykowski – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Konrad Pietrykowski, MEng – postgraduate in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.



Prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker – kierownik Katedry Termodynamiki i Mechaniki Płynów na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Prof. Mirosław Wendeker, head of the Department of Thermodynamics and Fluid Mechanics in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.



Dr inż. Jacek Hunicz – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Jacek Hunicz, DEng – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.



Analiza pola prędkości przepływu przez filtr powietrza

W pracy przedstawiono wyniki analizy przepływu powietrza przez filtr stosowany w układzie zasilania silnika spalinyowego w celu uzyskania równomiernego przepływu przez wkład filtrujący. Analiza przepływu wykonana została przy użyciu kodu numerycznego Phoenix, który umożliwia rozwiązywanie układu równań transportu masy i pędu z uwzględnieniem wpływu turbulencji. W obliczeniach wykorzystano model turbulencji $k-\epsilon$ dla małych liczb Reynoldsa. Obliczenia numeryczne wykonano dla różnych strumieni masy powietrza przepływających przez filtr charakterystycznych dla silników stosowanych obecnie w samochodach osobowych europejskich i japońskich producentów. W pracy przedstawiono znormalizowane rozkłady wartości średnich prędkości oraz kinetycznej energii turbulencji w przekroju podłużnym podczas przepływu powietrza przez analizowany filtr powietrza dla różnych konfiguracji układu przepływowego. Przeprowadzone badania umożliwiły wytypowanie optymalnej konfiguracji układu przepływowego charakteryzującego się najbardziej wyrównanymi profilami prędkości.

Słowa kluczowe: filtr powietrza, pole prędkości, modelowanie przepływu turbulentnego

The analysis of flow velocity in an air filter

This paper presents the results of the analysis of field of flow velocity through an air filter used in a diesel engine inlet system performed in order to obtain equal flow through the filtering insert. The analysis of flow was performed with the use of Phoenix digital code, which makes it possible to solve the system of equations of weight and velocity and takes into account the effects of turbulence. The calculations used $k-\epsilon$ turbulence model for low Reynold's number. The digital calculations were performed for various streams of air mass flowing through the filter and characteristics of engines currently used in passenger vehicles manufactures by European and Japanese manufacturers. This paper presents standardized distributions of average velocity values and kinetic energy of turbulence in longitudinal section during the flow of air through the analyzed air filter and for various configurations of the flow system. The conducted tests made it possible to identify an optimum configuration for the flow system characterized by the most balanced profiles of velocity.

Key words: air filter, velocity field, simulation of the turbulent flow

1. Wstęp

W pracy przedstawiono wyniki badań umożliwiających modyfikację układu przepływowego filtra powietrza bez istotnych zmian jego układu dolotowego i wylotowego w celu uzyskania możliwie wyrównanego pola przepływu przez wkład filtrujący. Wyjściowa konfiguracja nawiązuje do konstrukcji filtra pełniącego rolę dodatkowego filtra dokonującego wstępnej separacji zanieczyszczeń dużej skali. Ze względu na ograniczenia spowodowane przez struktury zewnętrzne istnieją w takich sytuacjach bardzo ograniczone możliwości modyfikacji wymiarów zewnętrznych filtra. W związku z tym badania skoncentrowano na możliwości optymalizacji przepływu wewnątrz układu filtrującego. Na rysunku 1 przedstawiono prototyp filtra powietrza będącego obiektem badań. Konstrukcja z tworzywa sztucznego umożliwia jego łatwą modernizację w zależności od propozycji modyfikacji kształtu kanałów stanowiących efekt analiz eksperymentalnych i numerycznych. Zaprojektowany przez producenta filtr powietrza pokazany na rys. 1 był zasilany dolnym przewodem, a następnie przewężeniem kanału struga docierała do przestrzeni zajmowanej przez papierowy wkład filtracyjny.

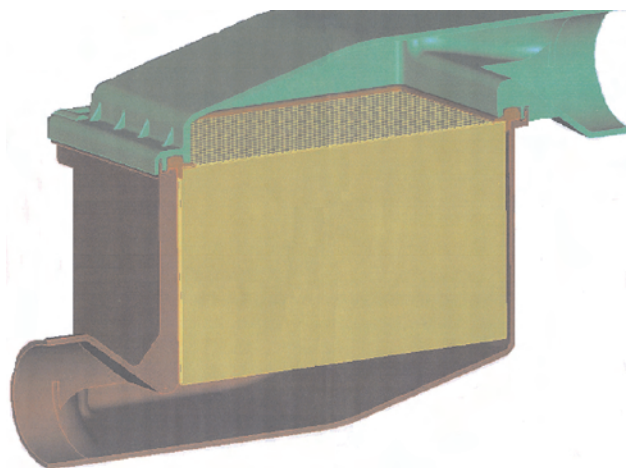
Powietrze opuszczało filtr górą, kanałem o kształcie analogicznym do kanału dolotowego. Ze względu na dużą różnorodność możliwości konfiguracji przepływu przez

1. Introduction

This paper presents the results of tests that enable the modification of the air filter flow system without significant changes in the inlet and outlet systems. The tests were performed for the purpose of obtaining a reasonably balanced flow field through the filtering insert. The initial configuration refers to the design of filter serving as an additional filter for initial separation of large-scale particles. Due to the limitations caused by external structures, such situations are characterized by limited possibilities of modification of the filter external dimensions. Therefore the tests focused on the possibility of optimization of the flow inside the filtering system. Fig. 1 presents a prototype of the analyzed air filter. The plastic structure of the filter facilitates its modification depending on modification suggestions concerning the shape of ducts being the effects of experimental and digital analyses. The air filter designed by the manufacturer and shown in Fig. 1 was fed through its bottom connection. Subsequently, the stream was fed through the duct narrowing and into the space where a filtering insert made of paper was placed.

The air left the filter through the upper part of the duct with the shape analogous to that of the inlet duct. Due to large diversity of possibilities of flow configurations through the filtering inserts, the researchers decided to perform a digital simulation of the flow with various shapes of divi-

wkład filtrujący zdecydowano się na numeryczną symulację przepływu przy różnym ukształtowaniu przegród sterujących ruchem płynu. Badania eksperymentalne w analizowanym przypadku uznano za zbyt kosztowne i długotrwałe. Analiza numeryczna obejmuje rozwiązanie przy użyciu programu Phoenics przepływu powietrza poprzez prototyp filtra oraz filtry o zmodyfikowanych układach przepływowych zwiększających skuteczności ich pracy. Dane niezbędne do realizacji obliczeń numerycznych zgromadzono od producentów i dystrybutorów samochodów osobowych różnych marek. W tabeli 1 przedstawione są przykładowe wartości strumieni masy powietrza oraz prędkości powietrza w kanale dolotowym do filtrów dla różnych typów silników montowanych w samochodach osobowych i wyznaczonych dla prędkości jazdy 80 km/h i temperatury powietrza 20°C. Analizy numeryczne obejmujące procesy transportu masy, pędu i ciepła wymagają w przypadku przepływów turbulentnych użycia w obliczeniach pewnych hipotez upraszczających, które najczęściej bazują na fizykalnych obserwacjach ruchu turbulentnego płynu. W rozpatrywanym przypadku analizujemy układ równań wynikający z trzech zasad zachowania obejmujących przypadek przepływu stacjonarnego płynu ściśliwego, lepkiego i przewodzącego ciepło, w których występuje jedenaście niewiadomych, a równania zostały przekształcone do postaci równań transportu wielkości fizycznych. Układ równań transportu uzupełniony o sześć równań obejmujących: równanie stanu, równania opisujące siły masowe oraz równania określające lepkość i przewodność cieplną płynu stanowi zestaw równań rozwiązywanych w użytych programach Phoenics. Zestaw wszystkich równań tworzy układ zamknięty dla przepływów laminarnych. Sytuacja ulega jednak zmianie w przypadku przepływów turbulentnych. W związkach wynikających z zasad zachowania pojawiają się dodatkowe zmienne będące momentami



Rys. 1. Prototyp filtra powietrza

Fig. 1. The prototype of air filter

sions controlling the fluid movement. The experimental tests performed for the analyzed case were deemed too costly and time-consuming. The digital analysis covers the flow of air through the filter prototype with the use of Phoenics program and filters with modified flow systems, which increase their operating effectiveness. The data necessary for the digital calculations were obtained from manufacturers and distributors of various makes of vehicles. Table 1 presents examples of air mass stream values and air velocity values in the inlet ducts for filters fitted in various passenger vehicles and designed for the driving velocity of 80 km/h and ambient temperature of 20°C. The digital analyses covering the processes of transport, velocity and performed in the case of turbulent flows require using certain simplifying hypotheses, which are often based on physical observations of the turbulent fluid movement. For the considered case we analyzed the system of equations resulting from the three principles of behavior, including the case of flow of stationary compressed fluid, viscous fluid and heat-conducting fluid. There are eleven unknowns in the equations, which were converted into the form of equations for the transport of physical values. The system of transport equations was supplemented with six equations including the equation of state, equations describing mass forces and equations describing viscosity and thermal conductivity of the fluid, which constitute a set of equations solved in the Phoenics program. The set of all equations constitutes a set, which is closed for laminar flows. However, the situation changes in the case of turbulent flows. In the relations resulting from the principles of behavior there are additional variables being moments with various values and types and, consequently, there are new variables in the system of equations. The excess of variables is balanced by the use of additional equations including equations of turbulence models. The presented paper used k-ε turbulence model for low Reynold's number.

2. Digital method

Phoenics program was used for digital calculations, in which the system of equations of transport of physical values was supplemented with the turbulence model. The

Tabela 1. Prędkości powietrza w kanale dolotowym filtra dla różnych silników używanych w samochodach osobowych

Table 1. The velocity of air in inlet channel for many engines use in car

Wersja silnika/Engine version	Typ/pojemność/Type/capacity	Strumień masy powietrza/Air mass stream [kg/h]	Prędkość powietrza w kanale dolotowym filtra/Air velocity in the filter inlet duct [m/s]
Fire	1242 8v	181	8.48
	1368 8v	224	10.5
	1368 16v	262	12.3
GM FAM 0	Z 10 XEP	191	8.95
	Z 12 XEP	252	11.8
	Z 14 XEP	255	11.9
GM FAM 1	Z 18 XE	342	16.0
	Z 18 YG	342	16.0
DIESEL ENGINES	1910 8v JTD	480	22.5
	1910 16v JTD	550	25.8
	1.7 Ds	402	18.8
	1248 8(16)v JTD	320	15.0

różnych rzędów i rodzajów, a co za tym idzie w układzie równań pojawiają się nowe zmienne. Zrównoważenie nadmiaru zmiennych odbywa się przez wykorzystanie dodatkowych równań, w skład których wchodzi równania modeli turbulencji. W prezentowanej pracy użyto modelu turbulencji k-ε dla małych liczb Reynoldsa.

2. Metoda numeryczna

Do obliczeń numerycznych użyto programu Phoenix, w którym układ równań transportu wielkości fizycznych uzupełniono modelem turbulencji. Opis metody numerycznej, na podstawie której realizowano obliczenia przedstawiono w pracach [1, 7]. W programie wszystkie równania transportu przekształcone są do uogólnionej postaci operatorowej równania transportu wielkości φ w formie

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho\vec{U}\phi - \Gamma \text{grad}\phi) = S \tag{1}$$

w której: t jest czasem, ρ – gęstością płynu, φ – poszukiwaną zmienną zależną (np. prędkość, temperatura, energia kinetyczna turbulencji, itd.), \vec{U} jest wektorem prędkości, Γ – operatorem zależnym od poszukiwanej zmiennej φ, a S – operatorem źródła uzależnionym od poszukiwanej zmiennej φ. Program rozwiązuje układ równań algebraicznych powstałych z przekształcenia układu równań transportu. Związki te są wynikiem całkowania równań różniczkowych skończonej objętości komórek obliczeniowych. Algorytm poszukujący rozwiązania jest wspólny dla wszystkich niewiadomych i w formie ogólnej ma postać:

$$\phi_p = \frac{a_1\phi_1 + a_2\phi_2 + a_3\phi_3 + a_4\phi_4 + a_5\phi_5 + a_6\phi_6 + a_T\phi_T + S}{a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6 + a_T + S} \tag{2}$$

gdzie: symbole od a₁ do a₆ oznaczają strumienie masy transportowane przez ścianki komórki P, symbol T dotyczy wartości w analizowanej komórce P we wcześniejszym kroku czasowym czasu, a wielkość S wyraża wpływ źródeł w analizowanej komórce. Na rysunku 2 pokazano w formie graficznej komórkę obliczeniową w strukturze siatki obliczeniowej.

W wykonanych obliczeniach do wstępnych obliczeń wykorzystano model turbulencji k-ε dla dużych liczb Reynoldsa zaproponowany przez Laundera i Spaldinga [5], uwzględniający w stosunku do wcześniejszych wersji modeli modyfikacje równania opisującego szybkość dysypacji energii turbulencji uwzględniającą oddziaływanie ścian na przepływ. Model turbulencji stanowią trzy równania z zestawem uzupełniających je stałych.

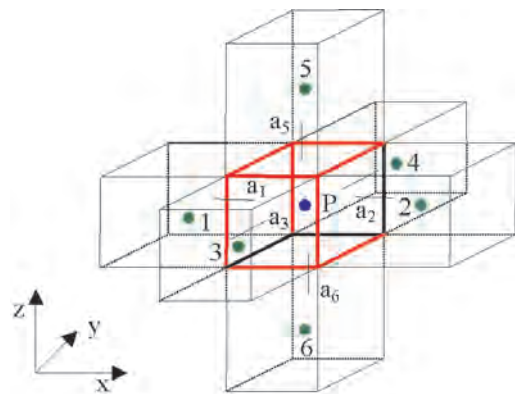
$$\frac{d(\rho \cdot k)}{dt} + \frac{d\left[\rho \cdot u_i \cdot k - \frac{\rho \cdot v_T}{Pr_T(k)} \frac{dk}{dx_i}\right]}{dx_i} = \rho(P_k + G_k - \varepsilon) \tag{3}$$

$$\frac{d(\rho \cdot \varepsilon)}{dt} + \frac{d\left[\rho \cdot u_i \cdot \varepsilon - \frac{\rho \cdot v_T}{Pr_T(\varepsilon)} \frac{d\varepsilon}{dx_i}\right]}{dx_i} = \frac{\rho \cdot \varepsilon}{k}(C_1 \cdot P_k + C_3 \cdot G_k - C_2 \cdot \varepsilon) \tag{4}$$

description of the digital method forming the basis for the calculations was presented in papers [1, 7]. In the above-mentioned program all transport equations are converted into the generalized operating form of transport equation of φ value in the following form (1),

where: t means time, ρ means fluid density, φ is the dependent variable sought for (e.g. velocity, temperature, kinetic energy of turbulence etc.), \vec{U} is a velocity vector, Γ is the dependent operator for the dependant variable φ sought for, and S is the operator of the source contingent upon dependant variable φ. The program solves a system of algebraic equations resulting from the conversion of the system of transport equations. The relations result from the integration of differential equations of finite volume of calculation cells. The algorithm searching for the solution is common for all unknowns and has the following general form (2)

where: a₁ through a₆ stand for streams of mass transported through P cell walls, T symbol related to the value analyzed in P cell in the previous time pace and S value expresses the influence of sources in the analyzed cell. Fig. 2 presents a graphic form of the calculation cell within the structure of the calculation grid.



Rys. 2. Schemat metody objętości skończonych dla rozwiązywania równań zachowania pędu i energii

Fig. 2. Differential control volume for conservation equations of momentum and energy

The performed calculations used k-ε turbulence model for high Reynold’s number as suggested by Launder and Spalding [5] taking into account, in relation to previous model versions, the modifications of the equation describing velocity of dissipation of turbulence energy considering the influence of walls upon the flow. The turbulence model consists of three equations with a set of constants supplementing the equations (3)–(5).

The set of equations numbered from (3) to (5) constitutes a system of closing equations in their generalized form in relation to the Cartesian coordinate system. In these equation k stands for kinetic energy of turbulence, ε stands for velocity of turbulence energy dissipation, ρ stands for fluid density and v_T is a turbulent viscosity coefficient. P_k stands for the volume coefficient of production of turbulence kinetic energy resulting from the influence of shear forces in the fluid with a given compound, eq. (6)

$$v_T = \frac{C_\mu \cdot k^2}{\epsilon} \tag{5}$$

Zestaw równań od (3) do (5) stanowi układ równań zamykających w postaci uogólnionej względem kartezjańskiego układu współrzędnych. W równaniach tych k oznacza kinetyczną energię turbulencji, ϵ jest to szybkość dysypacji energii turbulencji, ρ jest gęstością płynu, v_T jest współczynnikiem lepkości turbulentnej. P_k jest objętościowym współczynnikiem produkcji kinetycznej energii turbulencji wynikającym z oddziaływania sił tnących w płynie, danym związkem

$$P_k = v_T \left(\frac{dU_i}{dx_j} + \frac{dU_j}{dx_i} \right) \frac{dU_i}{dx_j} \tag{6}$$

a G_k jest objętościowym współczynnikiem produkcji kinetycznej energii turbulencji zależnym od g przyspieszenia ziemskiego oraz turbulentnej liczby Prandtla Pr_T . W ogólnym przypadku produkcja kinetycznej energii turbulencji G_k opisana jest równaniami

$$G_k = v_T \cdot \beta \cdot g \frac{dh}{c_p \cdot Pr_T(h)} \quad \text{lub} \quad G_k = v_T \cdot \beta \cdot g \frac{dT}{Pr_T(T)} \tag{7}$$

gdzie c_p jest ciepłem właściwym przy stałym ciśnieniu, a β jest objętościowym współczynnikiem ekspansji. W ramach wykonanej analizy numerycznej wykorzystano stałe podane przez Laundera i Spaldinga, czyli

$$Pr_T(k) = 1.0, \quad Pr_T(\epsilon) = 1.314, \quad C_\mu = 0.09, \\ C_1 = 1.44, \quad C_2 = 1.92, \quad C_3 = 1.0.$$

Ponieważ uzyskiwane wyniki klasyfikowały przepływy w grupie niskich liczb Reynoldsa, do ostatecznych obliczeń użyto modelu turbulencji Lama-Bremhorsta [4], będącego rozszerzeniem standardowego modelu $k-\epsilon$ na przypadki małych liczb Reynoldsa. Model ten jest najbardziej zbliżony postacią do standardowego dwurównaniowego modelu turbulencji $k-\epsilon$ dla dużych liczb Reynoldsa. Formuła modelu doczekała się kilku wersji, jedną z nich jest zaproponowana przez Patela [7], a następnie zmodyfikowana przez Devidsona [2] i Herrero [3]. Model turbulencji Lama i Bremhorsta różni się od standardowego modelu $k-\epsilon$ o stałe C_μ , C_1 , C_2 , które zostały zwielokrotnione do postaci

$$F_\mu = [1 - e^{-0.0165 \cdot Re_N}]^2 \left(1 + \frac{20.5}{Re_T} \right), \quad F_1 = 1 + \left(\frac{0.05}{F_\mu} \right)^3, \quad F_2 = 1 - e^{-Re_T^2}$$

gdzie

$$Re_N = \frac{\sqrt{k} \cdot y}{\nu_L}, \quad Re_T = \frac{k^2}{\epsilon \cdot \nu},$$

a y jest to odległość analizowanego węzła siatki od najbliższej ściany w kierunku normalnym. Dodatkowo autorzy

and G_k is the volume coefficient of production of turbulence kinetic energy contingent upon g standing for gravitational acceleration and turbulent Prandtl number – Pr_T . Generally, the production of turbulence kinetic energy G_k is described by means of the equations (7)

where c_p stands for specific heat at the constant pressure and β stands for the volume coefficient of expansion. As part of the performed digital analysis, the researchers used constants given by Launder and Spalding, i.e.

$$Pr_T(k) = 1.0, \quad Pr_T(\epsilon) = 1.314, \quad C_\mu = 0.09, \\ C_1 = 1.44, \quad C_2 = 1.92, \quad C_3 = 1.0.$$

As the obtained results classified flows in the group of Reynold's low numbers, for the final calculations the researchers used Lam-Bremhorst's turbulence model [4] being an extension of the standard $k-\epsilon$ model to the cases of low Reynold's number. The model is the most approximate form of the standard double-equation $k-\epsilon$ turbulence model for Reynol's large figures. The model formula has several versions, one them being a version suggested by Patel [7], and subsequently modified by Devidson [2] and Herrero [3]. Lam and Bremhorst turbulence model differs from the standard $k-\epsilon$ model by C_μ , C_1 and C_2 constants, which were multiplied to obtain the following form

$$F_\mu = [1 - e^{-0.0165 \cdot Re_N}]^2 \left(1 + \frac{20.5}{Re_T} \right), \quad F_1 = 1 + \left(\frac{0.05}{F_\mu} \right)^3, \quad F_2 = 1 - e^{-Re_T^2}$$

where

$$Re_N = \frac{\sqrt{k} \cdot y}{\nu_L}, \quad Re_T = \frac{k^2}{\epsilon \cdot \nu}$$

and y stands for the distance of the analyzed grid knot to the nearest wall in normal direction. Additionally, the authors impose upon the model defining of edge conditions on the wall in the form of $k = 0$ and $d\epsilon/dy = 0$.

The assumed turbulence model makes it possible to identify directly two parameters describing the turbulence in the flow: turbulence kinetic energy and velocity of turbulence energy dissipation. The equations of the velocity turbulence model are obtained following a substitution of the following relations in the generalized equation (1):

- turbulence kinetic energy, eq. (8)
- the velocity of turbulence energy dissipation, EQ. (9).

3. The results of digital analysis

The digital calculations of the flow of air through the air filter prototype were performed for the purpose of obtaining a flow guaranteeing the most effective use of the filtering insert. To this effect, the researchers introduced a modification of shapes of the filter flow system with the assumption of its invariable width and distance between inlet and outlet sections. The analysis covered testing of velocity distribution within the filtering insert (which should be reasonably balanced), which was taken as a measure of optimal use of the insert.

narzucają dla modelu zdefiniowanie warunków brzegowych na ścianie w postaci $k = 0$ i $d\varepsilon/dy = 0$.

Przyjęty model turbulencji pozwala na wyznaczenie w sposób bezpośredni dwóch parametrów opisujących turbulencję w przepływie: kinetycznej energii turbulencji i szybkości dysypacji energii turbulencji. Równania stosowanego modelu turbulencji uzyskuje się po podstawieniu do równania uogólnionego (1) poniższych związków – kinetyczna energia turbulencji

$$\varphi = k, \quad \Gamma = \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad S = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{U}_z}{\partial y} + \frac{\partial \bar{U}_y}{\partial z} \right) \frac{\partial \bar{U}_z}{\partial y} - \varepsilon \rho \quad (8)$$

– szybkość dysypacji energii turbulencji

$$S = C_1 \mu_t \frac{\varepsilon}{k} \left(\frac{\partial \bar{U}_z}{\partial y} + \frac{\partial \bar{U}_y}{\partial z} \right) \frac{\partial \bar{U}_z}{\partial y} - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (9)$$

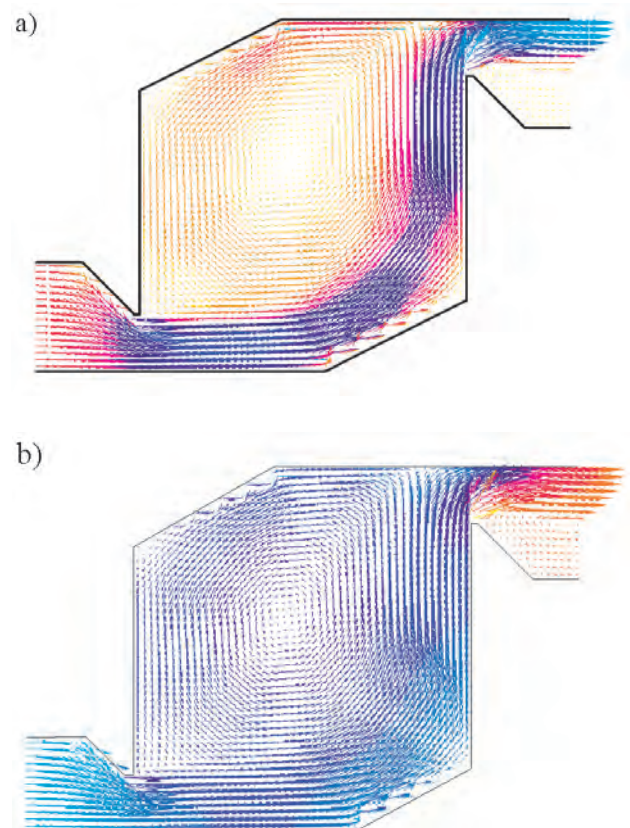
3. Wyniki analizy numerycznej

Obliczenia numeryczne przepływu powietrza przez prototyp filtra powietrza realizowano w celu uzyskania przepływu gwarantującego najbardziej efektywne wykorzystanie wkładu filtrującego. W tym celu wprowadzano modyfikacje kształtu układu przepływowego filtra przy założeniu niezmiennego jego szerokości oraz odległości pomiędzy przekrojami wlotowym i wylotowym. Analiza obejmowała badanie rozkładu prędkości w obrębie wkładu filtrującego, który powinien być jak najbardziej równomierny, co przyjęto za miarę dobrego wykorzystania wkładu.

Pierwsze wyniki obliczeń, realizowane dla typowych prędkości napływu powietrza w zakresie od 10 do 20 m/s, co wynika z zestawień przedstawionych w tab. 1, wykazały dużą nierównomierność przepływu w prototypowej konstrukcji. Struga powietrza, jak pokazano na rys. 3a, przyspiesza na dolnym przewężeniu i sływa wzdłuż dolnej powierzchni korpusu. Rozkład prędkości w kierunku podłużnym ukazuje w przybliżeniu stopień wykorzystania wkładu filtrującego. Struga powietrza przemieszczając się wzdłuż prawej powierzchni filtra zajmuje około 20% powierzchni wkładu, co jest wynikiem bardzo niezadowalającym. Dla porównania wykonano szereg obliczeń dla mniejszych prędkości napływu powietrza do filtra w celu określenia wartości granicznej, przy której osiągnięte będzie 100-procentowe wykorzystanie wkładu filtracyjnego bez zmiany geometrii przepływowej filtra. Na rysunku 3b pokazano wektory prędkości dla wartości prędkości w przekroju wlotowym równym 1 m/s. Przy tej prędkości dolutowej uzyskano bardzo wyrównany rozkład prędkości podczas przepływu przez wkład, ale jej uzyskanie w obiekcie rzeczywistym jest nierealne, gdyż wiązało by się z kilkukrotnym zwiększeniem gabarytów filtra.

W ramach wielowariantowych obliczeń numerycznych badano wpływ różnych czynników na charakter przepływu przez filtr powietrza. Do najważniejszych z nich należały:

The first results of the calculations made for typical velocities of air flow in the range from 10 to 20 m/s, which results from the statements presented in Table 1, showed considerable unevenness of the flow in the prototype. The air stream shown in Fig. 3a accelerates in the lower part of the narrowing and flows down along the bottom surface of the body. The velocity distribution in longitudinal direction shows approximate degree of the use of the filtering insert. The air stream flowing through the right surface of the filter occupies approximately 20% of the insert area, which is not a satisfactory result. For the purposes of comparison, the researchers made a series of calculations for lower velocities of air flow into the filter and in order to determine the limit value, for which the filtering insert will be used in 100% without any changes in the filter flow geometry. Fig. 3b shows velocity vectors for the velocity value in the inlet section equaling 1 m/s. For the flow velocity the researchers obtained a very equal velocity distribution during the flow through the insert. However, it is unreal to obtain such a value in the real object, as this would entail increasing of the filter dimensions by several times.



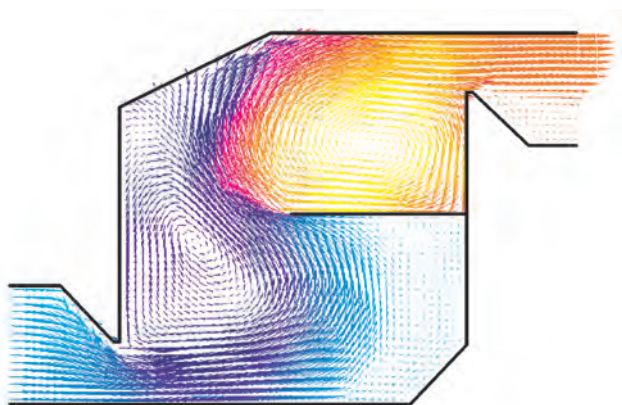
Rys. 3. Wektory prędkości w prototypie filtra przy prędkościach w przekroju wlotowym: a) 10 m/s, b) 1 m/s

Fig. 3. The vectors of velocity in prototype of filter for velocity at inlet cross-section: a) 10 m/s, b) 1 m/s

As part of multi-variant digital calculations, the researchers tested the influence of various factors upon the nature of flow through the air filter. The most significant among them were: searching for the velocity, for which the stream will flow through the middle of the insert, the influence of

poszukiwanie prędkości, przy której struga przemieszczać się będzie środkiem wkładu, wpływ ukosowania dolnej i górnej pokrywy filtra oraz możliwość wykorzystania przegród w filtrze wielosegmentowym. Na rysunku 4 przedstawione są wektory prędkości przy przepływie powietrza przez filtr dwuczęściowy z przegrodą usytuowaną w połowie wysokości filtra. Dzielenie wkładu filtracyjnego jest prostą czynnością i nie zwiększa istotnie kosztów produkcji ani montażu. Krawędź dolna filtra została wydłużona, górna pokrywa filtra nie została zmodyfikowana. W przedstawionej na rys. 4 konstrukcji nie modyfikowano przewężeń na wlocie i wylocie z filtra. Dzielenie wkładu filtracyjnego nie zapewnia całkowitego powodzenia, ponieważ w górnej części filtra struga powietrza w znacznej części pozostaje poza wkładem w obszarze komory zbiorczej.

Ostatni etap badań poświęcony był modyfikacji górnej pokrywy filtra. Na rysunku 5 przedstawiono wynik obliczeń numerycznych dla pokrywy zmodyfikowanej na 2/3 długości. W tym rozwiązaniu papierowy wkład filtracyjny opiera się na pokrywie górnej, a struga powietrza recyrkułuje w obrębie wkładu.



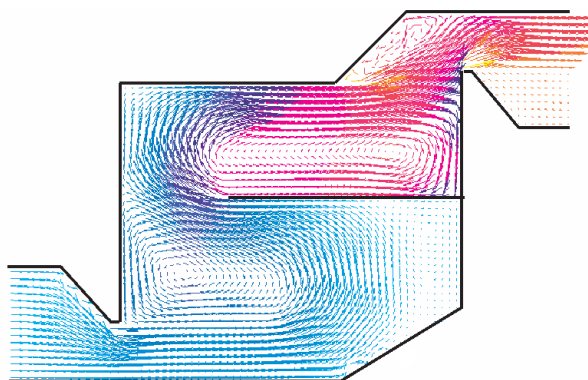
Rys. 4. Wektory prędkości w filtrze dla podzielonego wkładu filtrującego
Fig. 4. The vectors of velocity for divided filter element

Rozkłady wektorów prędkości pokazane na rysunkach 3, 4 i 5 służą jedynie do jakościowej oceny skuteczności działania filtra. W przypadkach weryfikacji ilościowych należy posłużyć się rozkładami izolinii składowych prędkości wzdłużnej i poprzecznej. Na rysunkach 6 i 7 pokazano przykładowe rozkłady prędkości znormalizowanej przez wartość maksymalną w danym polu. Oznacza to, że wartość 1 odpowiada obszarowi, w którym struga powietrza ma największą prędkość zgodną z przyjętą wzdłużną osią współrzędnych, a wartość -1 – obszarowi o maksymalnej prędkości ze zwrotem przeciwnym do kierunku osi współrzędnych. Ten sposób prezentacji rozkładów prędkości średnich w czasie pozwala na równoczesną ocenę lokalnych strumieni masy przepływających w filtrze. Przy zachowaniu stałej gęstości powietrza, założenie poprawne dla analizowanych prędkości, lokalny strumień masy zależy jedynie od lokalnej wartości prędkości, którą uzyskamy przez sumowanie składowych wektora prędkości wzdłużnej i pionowej. Można więc rozkłady pokazane na rysunkach 6 i 7 traktować jako obraz

beveling of the lower and upper cover of the filter and the possibility of use of divisions in a multi-segment filter. Fig. 4 presents velocity vectors for airflow through the filter consisting of two parts and a division located halfway to its top. Dividing of the filtering insert is a simple activity, which does not significantly increase the production or assembly costs. The lower edge of the filter was elongated, whereas the upper cover of the filter was not modified. In the design presented in Fig. 4 no modifications were made in the narrowing at the filter inlet and outlet. Dividing of the filtering insert does not ensure success due to the fact that in the upper part of the filter a considerable amount of air stream is outside the insert in the area of the collective chamber.

The last stage of tests was devoted to modification of the upper cover of the filter. Fig. 5 presents a result of digital calculations made for the cover with its 2/3 of the length modified. In this solution the filtering insert made of paper rests on the upper cover, whereas the air stream recirculates within the system.

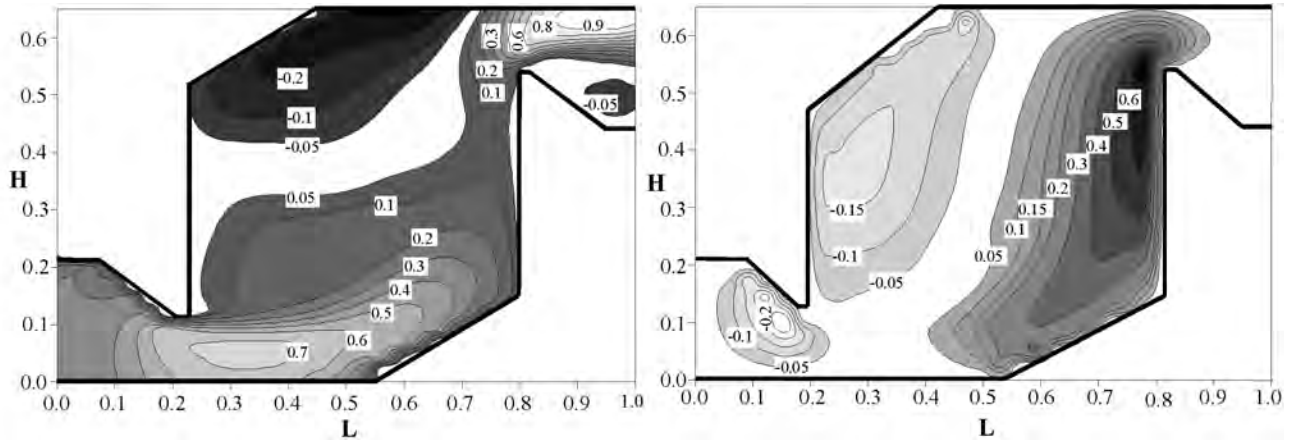
The distributions of velocity vectors as shown in figures 3, 4 and 5 merely serve the purpose of qualitative evaluation of effective operation of the filter. In the cases of quantitative verifications, one should use distributions of component isolines of longitudinal and cross-sectional velocities. Fig. 6 and 7 show examples of distributions of velocities standardized by a maximum value for the given field. This means that the value 1 corresponds to the area, in which the air stream has the highest velocity in accordance with the assumed longitudinal coordinate axis and the value -1 for the area with maximum velocity with direction opposite to the direction of coordinate axis. This method of presentation of average velocity distributions in time allows a simultaneous evaluation of local mass streams flowing through the filter. With maintenance of constant air density, being an assumption proper from the analyzed velocities, the local mass stream depends merely on the local velocity value, which is obtained by adding components of vectors of longitudinal and vertical velocities. Thus we may treat the distributions presented in fig. 6 and 7 as a picture of the mass stream flowing through the filter. The axes of ordinates and abscissae were standardized by the largest measurement characteristic of the filter, i.e. its length.



Rys. 5. Wektory prędkości w filtrze dla zmodyfikowanej pokrywy
Fig. 5. The vectors of velocity for modification of cover

strumienia masy przepływającego przez filtr. Osie rzędnych i odciętych znormalizowano poprzez największy wymiar charakterystyczny filtra, czyli jego długość.

The first stage of the air filter modification covered dividing of the filtering insert. The division was fitted at three relative heights – 25, 50 and 75%. The height of 50%



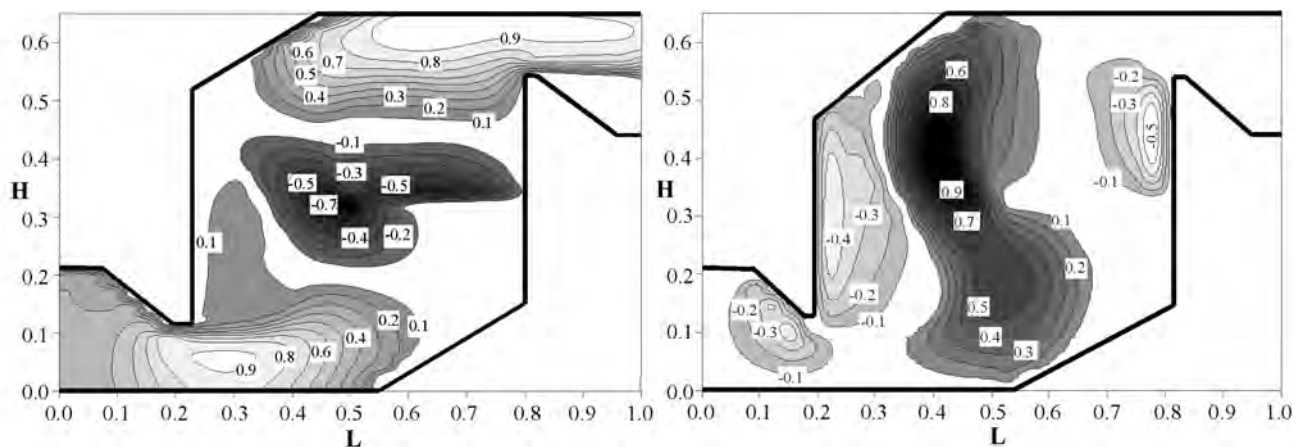
Rys.6. Izolinie prędkości w prototypowym filtrze powietrza: a) składowa wzdłużna, b) składowa pionowa
 Fig. 6. Isolines of velocity in prototype of air filter: a) longitudinal component, b) vertical component

Pierwszy etap modyfikacji filtra powietrza obejmował dzielenie wkładu filtracyjnego. Przegroda montowana była na trzech względnych wysokościach 25, 50 i 75%. Za najbardziej optymalną uznano wysokość 50% wysokości, czyli podział wkładu filtrującego na połowę, co gwarantuje najbardziej równomierny rozkład strumieni masy. Uzyskane wyniki pozwalają na wyciągnięcie wniosków, iż taka modyfikacja może wyraźnie poprawić pracę wkładu filtrującego, ale w dalszym ciągu istnieją obszary filtra mało lub bardzo mało obciążone, co pokazuje rys. 6a. Struga wpływając ponad wkład filtracyjny dociera do pokrywy górnej i wzdłuż niej spływa do wylotu filtra.

was considered as most optimum dividing the filter by half, which guaranteed the most even distribution of mass streams. The obtained results make it possible to conclude that such a modification may considerably improve the operation of the filtering insert. However, there are still areas in the filter, which are burdened to little or very little extent as shown in Fig. 6a. The stream, which flows over the filtering insert, gets to the upper cover and flows down along the upper cover into the filter outlet.

Ostatni etap analiz numerycznych poświęcono obliczeniom przepływu powietrza, gdy kształt pokrywy dolnej i górnej modyfikowano w celu właściwszego ukierunkowania przepływu powietrza. Pokazany na rys. 5 kształt korpusu filtra uznano za najwłaściwszy z powodu optymalnego wykorzystania wkładu filtracyjnego przy równoczesnej minima-

The last stage of the digital analyses was devoted to calculations of air flow with the shape of upper and lower cover modified for the purpose of the most appropriate orientation of the flow of air. The shape of filter body shown in Fig. 5 was deemed most appropriate due to the optimum use of the filtering insert with simultaneous minimization of the investment costs in the technological process connected with the modification of the enclosure shape.

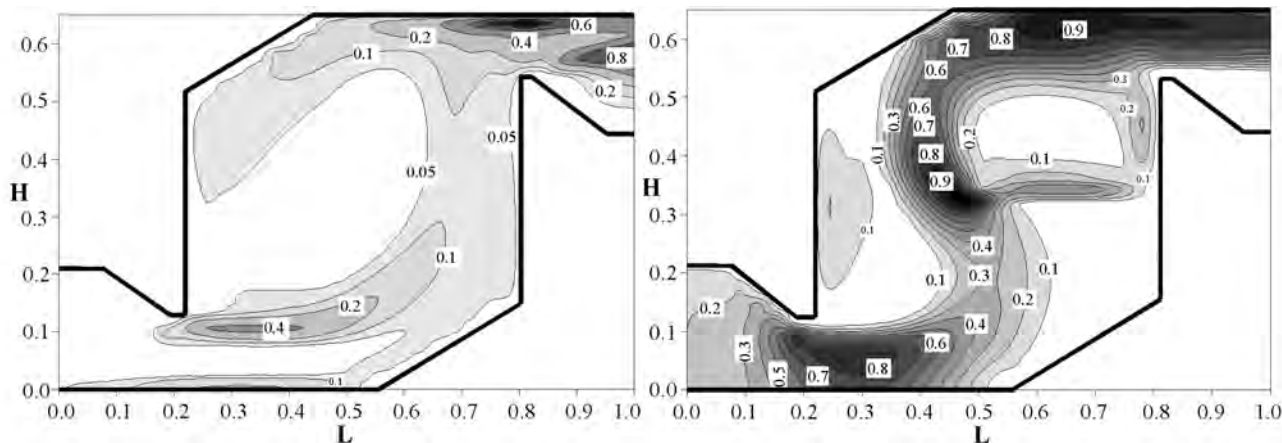


Rys. 7. Izolinie prędkości w filtrze z dzielonym wkładem: a) składowa wzdłużna, b) składowa pionowa
 Fig. 7. Isolines of velocity in filter with divided filter element: a) longitudinal component, b) vertical component

lizacji kosztów inwestycyjnych w procesie technologicznym związanych z modyfikacją kształtu obudowy.

W trakcie prowadzonych analiz każdorazowo wykonywano ocenę zmian wartości kinetycznej energii turbulencji, która, będąc jednym z parametrów modelu turbulencji, służy do oceny miejsc pojawienia się zawirowań, ich przemieszczania w formie śladu aerodynamicznego oraz wartości stopnia turbulencji wpływającej na wzrost oporów przepływu. Rozkład tego parametru umożliwia również ocenę szybkości zużywania się elementów konstrukcyjnych maszyny. W tym kontekście przykładowy rozkład kinetycznej energii turbulencji przedstawiony na rys. 8 pokazuje schemat analizy oraz możliwości interpretacyjne. Na rysunku 8a zobrazowany jest rozkład w prototypie filtra. Struga powietrza, przepływając przez dolne przewężenie kieruje się ku tylnej ścianie filtra na skutek bezwładności oraz blokady w postaci śladu aerodynamicznego powstającego na splywie z przewężenia. Struga po zmianie głównego kierunku przepływu uderza w pokrywę górną filtra i rozdziela się na dwa strumienie: w kierunku wylotu oraz w kierunku ściany przedniej filtra. Niezwykle istotny jest obraz uzyskiwany za górnym przewężeniem. Rozszerzenie przekroju kanału jest zbyt gwałtowne i struga zamiast wypełniać cały przekrój poprzeczny odrywa się na

In the course of the conducted analyses, evaluations were made for each change of value of kinetic turbulence energy, which, being one of the parameters of the turbulence model, is used for the evaluation of areas, in which swirls occurred, migration of swirls in the form of an aerodynamic trace and the value of turbulence affecting the increase of flow resistances. The distribution of the parameter makes it also possible to evaluate the velocity of wear of the structural elements of the machine. In this context the example of kinetic energy turbulence presented in Fig. 8 shows the analysis diagram and interpretation possibilities. Fig. 8a presents an image of the distribution in the filter prototype. The air stream flowing through the lower narrowing is directed to the back wall of the filter due to inertia and blockage in the form of an aerodynamic trace formed at the flow from the narrowing. Following the change of the main direction, the stream hits the upper cover of the filter and is divided into two streams: one in the direction of the outlet and the other in the direction of the front wall of the filter. The image obtained behind the upper narrowing is extremely important. The extension of the duct section is too violent and the stream detaches at the edge



Rys. 8. Rozkład kinetycznej energii turbulencji w: a) prototypie filtra, b) filtrze z dzielonym wkładem

Fig. 8. Distributions of kinetic energy of turbulence in: a) prototype of air filter, b) filter with divided filter element

krawędzi przewężenia w postaci śladu aerodynamicznego. W związku z tym w celu wyrównania rozkładu prędkości za filtrem należy zastosować prostownicę, albo zamontować kanał o długości powyżej dziesięciokrotnej wartości średnicy w celu jego wyrównania.

Na rysunku 8b pokazano rozkład kinetycznej energii turbulencji w filtrze z dzielonym wkładem na wysokości względnej 50%. Jak pokazano na rysunku, istnienie dolnego śladu aerodynamicznego wpływa korzystnie na funkcjonowanie filtra, ponieważ struga powietrza dociera do środkowej części wkładu filtracyjnego bez konieczności montowania dodatkowych przesłon na dolnej części wkładu filtracyjnego. Na przykładzie tych dwóch rozkładów widać, że analiza rozkładów parametrów turbulencji może w znacznym stopniu wspomagać zrozumienie zjawisk zachodzących w przepły-

of the narrowing in the form of an aerodynamic trace instead of filling in the entire cross section. As regards the above and for the purpose of balancing of the velocity distribution behind the filter, one should use a leveling machine or install a duct with the length over ten times greater than the value of the diameter.

Fig. 8b shows the distribution of kinetic turbulence energy in the filter with divided filtering insert installed in the relative height of 50%. As shown in the drawing, the presence of the lower aerodynamic trace has positive influence upon the functioning of the filter, as the air stream gets to the middle part of the filtering insert without the necessity of fitting any additional flaps in the lower part of the filtering insert. As shown in the examples of the two distributions, the analysis of distributions of turbulence parameters may

wowych elementach maszyn i stanowić ważne uzupełnienie informacji pochodzących z rozkładów wartości średnich.

4. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych badań symulacyjnych zaproponowano nową geometrię części przepływowej filtra uwzględniającą dwie zasadnicze modyfikacje. Pierwsza obejmowała rozdzielanie wkładu filtracyjnego na dwie części i zamontowanie papierowej przegrody na względnej wysokości 50% blokującej przepływ na 50% przekroju poprzecznego filtra. Druga modyfikacja obejmowała kształt pokrywy górnej korpusu filtra. Zachowano w ten sposób niezmodyfikowany kształt korpusu, co odpowiada kryterium minimalizacji kosztów inwestycyjnych lokowanych w procesie produkcyjnym istniejącego już filtra. Próby wykonane z wykorzystaniem filtra o zmodyfikowanym kształcie układu przepływowego zakończyły się powodzeniem. Filtr wstępny, zmodyfikowany w oparciu o obliczenia numeryczne, spełnił stawiane mu zadanie skutecznej separacji zanieczyszczeń dużej skali. Przeprowadzone symulacje numeryczne układu przepływowego zweryfikowane badaniami eksploatacyjnymi wykazały efektywność metod numerycznych z wykorzystaniem modeli turbulencji do rozwiązywania problemów występujących w układach przepływowych maszyn i urządzeń. Użycie tych metod znacznie przyspiesza opracowanie konstrukcji i zmniejsza koszty przygotowania produkcji.

considerably support the understanding of the phenomena occurring in the flow elements of machines and may constitute an important supplement to the information resulting from the distribution of average values.

4. Conclusions

On the basis of simulations conducted, the researchers suggested a new geometry of the flow part of the filter taking into account two basic modifications. The first of them involved dividing of the filtering insert into two parts and installation of a paper division at the relative height of 50% blocking the flow in 50% of the cross section of the filter. The other modification is related to the shape of the upper cover of the filter. In this way non-modified shape of the body was preserved, which complies with the criteria of minimization of the investment costs incurred in the production process of the existing filter. The tests performed with the use of the filter with a modified shape of the flow system proved successful. The initial filter, which was modified on the basis of digital calculations, fulfilled the requirement of effective separation of large-scale particles. The digital simulations of the flow system verified by operating tests proved the effectiveness of the digital methods using turbulence models for solving problems occurring in the flow systems of machines and equipment. The use of such methods considerably accelerates the development of the design and decreases the costs of preparation for production.

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- [1] Bartoszewicz J., Modelowanie strugi osiowosymetrycznej, Praca doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań, 2000.
- [2] Davidson L., Calculation of the turbulent buoyancy-driven flow in a rectangular cavity using an efficient solver and two different low Reynolds number $k-\epsilon$ turbulence models. Numerical Heat Transfer, Part A, Volume 18, 1990, s. 129.
- [3] Herrero J., Grau F.X., Grifoll J., Girault F., A near-wall $k-\epsilon$ formulation for high Prandtl number heat transfer. Inter. Journal of Heat Transfer, No. 3, Volume 34, 1991, s. 711.
- [4] Lam C.K.G., Bremhorst K., A modified form of the $k-\epsilon$ model for predicting wall turbulence. ASME Journal of Fluids Engineering, Volume 103, 1981, s. 456.
- [5] Launder B.E., Spalding D.B., 1974, The numerical computation of turbulent flows, Comp. Meth. In Appl. Mech. & Eng., Vol. 3, pp. 269.
- [6] Mansole D.M., Lage J.L., Nonuniform grid accuracy test applied to natural-convection flow within a porous medium cavity. Num. Heat Trans., Part B, Volume 23, 1993, s.351.
- [7] Patel V.C., Rodi W., Scheurer G., Turbulence models for near-wall and low-Reynolds-number flows, A review. AIAA J, No. 9, Volume 23, 1984, s.1308.
- [8] Rosten H.I., Spalding D.B., The PHOENICS beginners guides. CHAM report. No TR100, CHAM Limited, Wimbledon, England, 1985.

Dr inż. Jarosław Bartoszewicz – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej, Katedra Techniki Ciepłej.

Mr. Jaroslaw Bartoszewicz, PhD. MEng. – doctor in the Faculty of Working Machines and Vehicles at Poznan University Technology, Chair of Thermal Engineering



Prof. dr hab. inż. Leon Bogusławski – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej, Katedra Techniki Ciepłej.

Mr. Leon Boguslawski, DSc. PhD. MEng. – Profesor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University Technology, Chair of Thermal Engineering



Emisja dwutlenku węgla w aspekcie stosowanych paliw silnikowych

W artykule poruszono zagadnienia związane z emisją dwutlenku węgla w spalinach, przy stosowaniu różnych paliw silnikowych. Przytoczono aktualnie obowiązujące normy emisji oraz propozycje nowych uregulowań prawnych w tym zakresie. Wymieniano współcześnie stosowane metody zmniejszenia emisji dwutlenku węgla z silników spalinowych, wśród których znaczącą pozycję zajmuje stosowanie nowych paliw. Przedstawiono schemat obliczeń emisji dwutlenku węgla. Następnie zaproponowano przyjęcie metody porównawczej dotyczącej emisji dwutlenku węgla powstającego w wyniku spalania różnych paliw, w której kryterium stanowi taki sam strumień energii doprowadzany do silnika w postaci mieszanki paliwowo-powietrznej. Przyjęty wskaźnik emisji pozwolił na porównanie wielkości emisji dwutlenku węgla przy zasilaniu silnika różnymi paliwami, w odniesieniu do emisji przy zasilaniu benzyną, i wyciągnięcie wniosków.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, emisja spalin, paliwa alternatywne, dwutlenek węgla, wartość opałowa

Carbon dioxide emissions in the aspect of applied engine fuels

The article addresses some questions concerning the exhaust gas carbon dioxide emissions as a result of applying different kinds of engine fuels. The current exhaust emission regulations are provided in the article together with the new standards that have been proposed. In addition, the paper discusses some present methods applied to decrease carbon dioxide emissions from combustion engines, including the use of new fuels. The following part of the article provides a calculation procedure of carbon dioxide emissions and proposes a new comparative method of evaluating carbon dioxide emissions with respect to different fuels. The criterion for the comparison is the value of energy transfer as an air-fuel mixture to the engine. This coefficient of carbon dioxide emissions allows a comparison between emissions in the case of various fuels with reference to gasoline and to draw some conclusions.

Key words: combustion engine, emissions, alternative fuels, carbon dioxide, calorific value

1. Wstęp

Silniki spalinowe, stanowiące obecnie podstawowe źródło napędu środków transportu są jednym z głównych źródeł emisji dwutlenku węgla na świecie.

Samochody osobowe odpowiadają obecnie za 19% całkowitej emisji dwutlenku węgla na świecie. W krajach Unii Europejskiej szeroko rozumiany transport odpowiada za 28% emisji dwutlenku węgla do atmosfery, z czego 84% pochodzi z transportu drogowego, w czym ok. 50% udział mają samochody osobowe.

Limity emisji dwutlenku węgla zawarte są w tzw. Protokole z Kyoto, który jest międzynarodowym porozumieniem dotyczącym globalnego ocieplenia. Traktat został wynegocjowany w grudniu 1997 r. na konferencji zorganizowanej przez Ramową Konwencję Narodów Zjednoczonych dotyczącą Zmian Klimatycznych (*United Nations Framework Convention on Climate Change*), a wszedł w życie 16 lutego 2005 r.

Na mocy postanowień protokołu kraje, które ratyfikowały traktat, zobowiązały się do 2012 r. do redukcji o 5,2% emisji dwutlenku węgla i innych gazów powodujących efekt cieplarniany.

W latach 1998-1999 europejski przemysł motoryzacyjny dobrowolnie zobowiązał się do zmniejszenia emisji CO₂ o jedną czwartą na przełomie lat 2008/2009, co odpowiada emisji z pojazdu 140 g/km. Wprawdzie nowe samochody w Europie emitują obecnie 12% CO₂ mniej niż pojazdy,

1. Introduction

Combustion engines, which function nowadays as the basic propulsion source in means of transport, are one of the main sources of the world's carbon dioxide emissions.

Passenger cars account for 19% of the world's carbon dioxide emissions. In the European Union means of transport are responsible for 28% of the total carbon dioxide emissions to the atmosphere. Out of the whole level of carbon dioxide emissions in the EU countries 84% is caused by the road transport with the 50% share of passenger cars.

Carbon dioxide emission limitations are included in the so-called Kyoto Protocol, which is an international agreement concerning the global warming. The treaty negotiations were completed in December 1997 during the *United Nations Framework Convention on Climate Change* and came into force on 16th February, 2005.

Countries which ratified the treaty committed themselves to reduce greenhouse gases including carbon dioxide by 5.2% by the end of 2012.

In the years 1998-1999 the European automotive industry agreed to decrease CO₂ emissions by 25% at the turn of 2008/2009. This value corresponds to the CO₂ emission level of 140 g/km. New cars in Europe emit now 12% less CO₂ than those on the market in 1995. However, the pace of technological advancements is too slow to meet the new requirements.

In the year of 2007, the average carbon dioxide emissions from new cars was 163 g/km.

które trafiały na rynek w 1995 r., to jednak tempo zmian technologicznych jest zbyt małe, by producenci osiągnęli wyznaczony cel.

W roku 2007 emisja dwutlenku węgla w nowych samochodach oferowanych na rynku europejskim wynosiła średnio 163 g/km.

Nowa strategia Komisji Europejskiej z lutego 2007 r. przewiduje zmniejszenie emisji dwutlenku węgla w latach 2008-2009 przez nowe samochody do 125 g/km. Ponadto od 2012 r. średnia emisja CO₂ dla nowych samochodów osobowych w Europie nie powinna być większa niż 120 g/km, w tym 10 g/km ma być zaoszczędzone dzięki poprawie innych podzespołów samochodów niż silnik, np.: opony, energooszczędna klimatyzacja, większe użycie biopaliw, natomiast pozostałe efekty mają pochodzić bezpośrednio ze zmian w silnikach.

Na następne lata przewiduje się dalsze zmniejszenie emisji dwutlenku węgla: od 2020 r. 95 g/km, a od 2025 r. 70 g/km.

2. Metody zmniejszenia emisji dwutlenku węgla w motoryzacji

Do podstawowych metod zmniejszania emisji dwutlenku węgla w motoryzacji zaliczyć można:

- Zmniejszenie zużycia paliwa:
 - W silnikach z zapłonem iskrowym przez:
 - „Downsizing”
 - Bezpośredni wtrysk paliwa
 - Hybrydowe układy napędowe
 - W silnikach z zapłonem samoczynnym przez:
 - „Downsizing”
 - Wysokociśnieniowe systemy wtrysku paliwa
 - Doładowanie nowej generacji
- Wprowadzenie odnawialnych paliw ciekłych:
 - Biopaliwa dla silników ZI (alkohole)
 - Biopaliwa dla silników ZS (oleje roślinne, estry)
- Wprowadzenie paliw gazowych:
 - Gaz ziemny
 - Biogaz
 - Wodór
- Zastosowanie ogniw paliwowych.

Wśród wymienionych metod znaczącą pozycję zajmuje wprowadzanie nowych paliw, których zastosowanie jest możliwe we współczesnych silnikach spalinowych bez ponoszenia dużych kosztów. W aspekcie zmniejszenia emisji dwutlenku węgla najbardziej interesujące są paliwa o małym udziale masowym węgla oraz paliwa odnawialne pochodzenia roślinnego. W tej grupie znajduje się coraz bardziej popularne na świecie paliwo E85 oraz alkohole, stosowane do zasilania silników z zapłonem iskrowym, oleje roślinne stosowane do zasilania silników z zapłonem samoczynnym oraz paliwa gazowe, stosowane w obu typach silników.

3. Obliczenie emisji dwutlenku węgla w spalinach

Głównymi składnikami elementarnymi najczęściej stosowanych paliw silnikowych, takich jak: benzyna, olej napędowy, alkohole oraz metan, są: węgiel – C, wodór H₂, siarka

The new strategy of European Commission (2007) postulates a decrease of the carbon dioxide emissions from new cars to 125 g/km in the years 2008-2009. Furthermore, from 2012 the average CO₂ emissions from new cars should not exceed 120 g/km and 10 g/km out of this limitation will have to be saved owing to the improvement of the car components, other than the engine, i.e.: tyres, energy saving air conditioning, biofuels application. Engine modifications will have to account for the remaining part of the obligatory decrease.

It is predicted that from 2020 the engines will have to meet new CO₂ emission limitations which is 95 g/km and 70 g/km from 2025.

2. Methods of decreasing automotive CO₂ emissions

The automotive CO₂ emissions can be lowered via:

- Fuel consumption decrease in SI engines by means of:
 - „downsizing”
 - direct fuel injection
 - hybrid propulsion systems
- Fuel consumption decrease in Diesel engines by means of:
 - „downsizing”
 - high pressure fuel injection
 - new generation charging
- Introduction of renewable liquid fuels:
 - bio-fuels for SI engines (alcohols)
 - bio-fuels for Diesel engines (vegetable oils, esters)
- Introduction of gaseous fuels:
 - natural gas
 - bio-gas
 - hydrogen.
- Introduction of fuel cells.

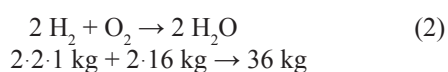
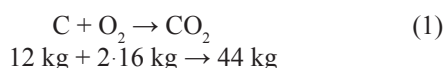
Among the above-mentioned methods an important item is the implementation of new fuels which are applicable in the contemporary combustion engines at a reasonable price. As far as the CO₂ emissions decrease is concerned, the attention is paid to the fuels with a low carbon mass share as well as to the renewable vegetable fuels. These fuels include: increasingly popular E85, alcohols applied in SI engines, vegetable fuels applied in Diesel engines and gaseous fuels applied in both types of engines.

3. The calculation procedure of the carbon dioxide emission in exhaust gases

Most frequently used engine fuels, such as gasoline, diesel fuel, alcohols or methane, are mainly composed of: carbon – C, hydrogen – H₂, sulphur – S, oxygen – O₂, water – H₂O and the rest generally consists of ashes. The second reagent of combustion process is the air which consists of: nitrogen – N₂, oxygen – O₂, trace amounts of argon – Ar and carbon dioxide – CO₂. Both sulphur and water constitute undesirable engine fuel components. The rest of composition occurs as ashes usually in the trace amount. In consequence, only carbon and hydrogen are considered as the fuel components while calculating emissions, whereas the air contents become limited to nitrogen and oxygen.

– S, tlen – O₂, woda – H₂O i reszta, składająca się głównie z popiołów. Drugim reagentem procesu spalania jest powietrze zawierające: azot – N₂, tlen – O₂ oraz śladowe ilości argonu – Ar i dwutlenku węgla CO₂. Zarówno siarka, jak i woda są niepożądanymi składnikami paliw silnikowych, natomiast reszta składu w postaci popiołów występuje w śladowych ilościach. W związku z tym do obliczeń jako składniki paliwa przyjmuje się zwykle wyłącznie węgiel i wodór, natomiast skład powietrza ogranicza się do azotu i tlenu.

Przy założeniu całkowitego i zupełnego spalania składniki paliwa teoretycznie łączą się z tlenem, tworząc produkty spalania: CO₂ i H₂O, według następujących stosunków masowych:



Z powyższych wzorów wynika, że podczas spalania za tworzenie dwutlenku węgla odpowiedzialny jest tylko węgiel zawarty w paliwie.

Ze wzoru (1) wynika, że z 1 kg węgla otrzymujemy 44/12 kg CO₂.

Ponieważ 1 kmol gazu w warunkach normalnych zajmuje objętość 22,4 Nm³, więc objętość właściwa CO₂ w warunkach normalnych wynosi 22,4/44 Nm³/kg, w związku z tym dwutlenek węgla otrzymany ze spalania 1 kg węgla będzie miał objętość (44/12) · (22,4/44) Nm³/kg = 1,87 Nm³/kg.

Oznaczając udział masowy węgla w 1 kg paliwa symbolem c_p, po jego spalaniu otrzymamy 1,87 · c_p Nm³ CO₂/kg paliwa.

W związku z tym:

- ze spalania 1 kg benzyny silnikowej, w której udział masowy węgla c_p = 0,85, a wodoru h_p = 0,15, otrzymamy 1,59 Nm³ CO₂,
- ze spalania 1 kg oleju napędowego, w którym udział masowy węgla c_p = 0,86 i wodoru h_p = 0,16, otrzymamy 1,61 Nm³ CO₂,
- dla alkoholu etylowego o wzorze sumarycznym C₂H₅OH: masa cząsteczkowa C₂H₅OH wynosi: 2 · 12 + 5 · 1 + 16 + 1 = 46, a udział węgla c_p = 24/46 = 0,522.

W związku z tym ze spalania 1 kg alkoholu etylowego otrzymamy 0,976 Nm³ CO₂.

- dla alkoholu metylowego o wzorze sumarycznym CH₃OH:

masa cząsteczkowa CH₃OH wynosi: 12 + 3 · 1 + 16 + 1 = 32, a udział węgla c_p = 12/32 = 0,375.

W związku z tym ze spalania 1 kg alkoholu metylowego otrzymamy 0,701 Nm³ CO₂.

- dla metanu CH₄ masa cząsteczkowa wynosi: 12 + 4 · 1 = 16, a udział węgla c_p = 12/16 = 0,75.

W związku z tym ze spalania 1 kg metanu otrzymamy 1,4 Nm³ CO₂.

Dla metanu, który jest paliwem gazowym, wygodniej jest posługiwać się objętością, w związku z tym można wyliczyć jego objętość właściwą:

Should the fuel combustion be total and complete, theoretically, the fuel components combine with oxygen creating CO₂ and H₂O as the products of combustion, accordingly to the mass ratios, Eq. 1 and 2.

On the basis of the above formulas it can be concluded that during combustion only carbon included in the fuel accounts for carbon dioxide formation.

Formula (1) shows that 44/12 kg CO₂ can be obtained from 1 kg carbon.

In the standard conditions 1 kmol gas occupies the volume of 22.4 Nm³, hence the specific volume of CO₂ in the standard conditions amounts to 22,4/44 Nm³/kg.

The volume of carbon dioxide (CO₂) obtained from the combustion of 1 kg carbon will equal.

Burning the carbon mass share in 1 kg fuel, marked as c_p, allows obtaining 1,87 · c_p Nm³ CO₂/kg.

Hence:

- combustion of 1 kg gasoline, in which the carbon mass share c_p = 0.85 and the hydrogen mass share c_H = 0.15 gives 1.59 Nm³ of CO₂
- combustion of 1 kg Diesel fuel, in which the carbon mass share c_p = 0.86 and the hydrogen mass share c_H = 0.16 gives 1.61 Nm³ CO₂
- in the case of ethyl alcohol C₂H₅OH, the molecule mass amounts to 2 · 12 + 5 · 1 + 16 + 1 = 46 and the carbon share equals c_p = 24/46 = 0,522, consequently, the outcome of burning 1 kg of ethyl alcohol is 0.976 Nm³ CO₂
- in the case of methyl alcohol CH₃OH, the molecule mass amounts to 12 + 3 · 1 + 16 + 1 = 32 and the carbon share equals c_p = 12/32 = 0,375, consequently, burning 1 kg of methyl alcohol results in releasing 0.701 Nm³ CO₂
- Methane CH₄ is a gaseous sort of fuel, hence it is more convenient to use the volume in calculation rather than the mass. In consequence, its specific volume amounts to v_{CH4} = 22,4/16 Nm³/kg = 1,4 Nm³/kg which means that burning 1 Nm³ methane gives 1 Nm³ CO₂.

4. Carbon dioxide emissions with regard to different fuels burnt in the combustion engine

Calculated values concern theoretically possible carbon dioxide emissions that arise from combustion of the mass either the volume unit of fuel but do not take into consideration the operation conditions specific to a combustion engine. As far as the applicability of a particular fuel for feeding the engine is concerned, an essential feature of an air-fuel mixture is the energy transfer to the cylinder. Additionally, the energy transfer functions as an important parameter which should be considered while analysing carbon dioxide emissions. Therefore, since the efficiency of energy conversion is alike in the engine, any comparisons of carbon dioxide emissions can be regarded valid providing the same amount of energy transfer as an air-fuel mixture becomes supplied to the engine.

The calorific value of a fuel (W_p) containing flammable components such as carbon C, hydrogen H₂ and sulphur S can be calculated on the grounds of its chemical composi-

$v_{\text{CH}_4} = 22,4/16 \text{ Nm}^3/\text{kg} = 1,4 \text{ Nm}^3/\text{kg}$, czyli ze spalania 1 Nm^3 metanu otrzymamy $1 \text{ Nm}^3 \text{ CO}_2$.

4. Emisja dwutlenku węgla ze spalania różnych paliw w silniku spalinowym

Wyliczone wielkości dotyczą teoretycznie możliwej emisji dwutlenku węgla powstałego ze spalania jednostki masy lub objętości paliwa, natomiast nie uwzględniają specyfiki pracy silnika spalinowego. Z punktu widzenia przydatności danego paliwa do zasilania silników spalinowych istotną rolę odgrywa strumień energii zawartej w mieszance doprowadzonej do silnika. Jest to również ważny parametr, który powinien być uwzględniany przy wszelkich analizach dotyczących emisji dwutlenku węgla. W tym wypadku, zakładając podobną sprawność przetwarzania energii w silniku, wszelkie porównania emisji dwutlenku węgla powstającego w wyniku spalania różnych paliw powinny dotyczyć przypadku, w którym do silnika doprowadzany jest taki sam strumień energii w postaci mieszanki paliwo-powietrznej.

Wartość opałową W_p paliwa, którego palnymi składnikami są: węgiel C, wodór H₂ oraz siarka S, można obliczyć, znając jego skład chemiczny i masowy udział poszczególnych składników: węgla c_p , wodoru h_p , siarki s_p , tlenu o_p i wody w_p [2]:

$$W_p = 3,39 \cdot c_p + 12,41 \left(h_p - \frac{o_p}{8} \right) + 1,05 s_p - 0,25 (w_p + w_p) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3)$$

Przy założeniu, że w składzie paliwa brak jest wody ($w_p = 0$) oraz siarki ($s_p = 0$) otrzymujemy dla rozpatrywanych paliw następujące wartości opałowe:

- dla benzyny o udziale masowym węgla $c_p = 0,85$ i wodoru $h_p = 0,15$ $W_p = 44055 \text{ kJ/kg}$
- dla oleju napędowego o udziale masowym węgla $c_p = 0,86$ i wodoru $h_p = 0,14$ $W_p = 43378 \text{ kJ/kg}$
- dla alkoholu etylowego $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$ $W_p = 25510 \text{ kJ/kg}$
- dla alkoholu metylowego CH_3OH $W_p = 17662 \text{ kJ/kg}$
- dla metanu CH_4 $W_p = 50825 \text{ kJ/kg}$ lub $W_p = 36303 \text{ kJ/Nm}^3$

W ostatnim okresie coraz popularniejsze staje się paliwo oznaczone symbolem E85, które jest mieszaniną zawierającą 85% objętości alkoholu uzyskiwanego z przeróbki biomasy i 15% objętości benzyny silnikowej.

Przy założeniu, że stosowany w tym paliwie alkohol jest czystym alkoholem etylowym o gęstości $\rho_{20} = 0,7893 \text{ g/cm}^3$, a benzyna ma średnią gęstość $\rho_{20} = 0,75 \text{ g/cm}^3$, otrzymamy paliwo o gęstości $\rho_{20} = 0,783 \text{ g/cm}^3$ i wartości opałowej $W_p = 28181 \text{ kJ/kg}$.

Ponieważ najczęściej stosowanym paliwem do zasilania silników spalinowych jest benzyna, dlatego przy obliczeniu strumienia energii doprowadzonej do silnika jako wielkość odniesienia najwygodniej jest przyjąć energię uzyskaną ze spalania 1 kg benzyny. Podczas zasilania silnika różnymi paliwami przyjęto założenie takiej samej sprawności przetwarzania energii. Przy takim założeniu można wyliczyć

tion and mass share of particular components i.e. carbon c_p , hydrogen h_p , sulphur s_p , oxygen o_p and water w_p [2] according to Eq. 3.

Assuming that there is no water ($w_p = 0$) and sulphur ($s_p = 0$) in a fuel, the calorific values for various fuels are as follows:

- for gasoline with carbon mass shares $c_p = 0.85$ and hydrogen $c_H = 0.15$: $W_p = 44,055 \text{ kJ/kg}$
- for Diesel fuel with carbon mass shares $c_p = 0.86$ and hydrogen $c_H = 0.14$: $W_p = 43,378 \text{ kJ/kg}$
- for ethyl alcohol $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$: $W_p = 25,510 \text{ kJ/kg}$
- for methyl alcohol CH_3OH : $W_p = 17,662 \text{ kJ/kg}$
- for methane CH_4 : $W_p = 50,825 \text{ kJ/kg}$ or $W_p = 36,303 \text{ kJ/Nm}^3$.

Recently, the fuel marked as E85 has become quite widespread. It consists of alcohol made from biomass (85%) and gasoline (15%).

Supposing that the fuel comprises of pure ethyl alcohol with density $\rho_{20} = 0,7893 \text{ g/cm}^3$ with the gasoline density $\rho_{20} = 0,75 \text{ g/cm}^3$, then the fuel density equals $\rho_{20} = 0,783 \text{ g/cm}^3$ and its calorific value $W_p = 28181 \text{ kJ/kg}$.

Due to the fact that gasoline is the most frequently used fuel for feeding combustion engines, it is most convenient for calculating the energy transfer to assume the value of energy obtained through burning 1 kg gasoline as the point of reference. Moreover, it was assumed that the energy conversion efficiency does not vary irrespectively to the fuel supplied to the engine. Thus, the fuel mass can be calculated owing to the value of the energy transfer during combustion which equals the amount of energy released through burning 1 kg of gasoline. Following, carbon dioxide emissions can be calculated on the basis of the carbon dioxide emissions resulting from burning 1 kg of gasoline.

For gasoline:

Combustion of 1 kg gasoline releases $44,055 \text{ kJ}$ energy and 1.59 Nm^3 carbon dioxide.

For diesel fuel:

Combustion of 1 kg diesel fuel releases $43,378 \text{ kJ}$ energy and 1.61 Nm^3 carbon dioxide. In order to equal the energy released through burning 1 kg gasoline, 1.016 kg diesel fuel should be burnt; as a result, 1.64 Nm^3 carbon dioxide becomes released.

For ethyl alcohol:

Combustion of 1 kg ethyl alcohol releases $25,510 \text{ kJ}$ energy and carbon dioxide emissions amount to 0.976 Nm^3 . In order to equal the energy released through burning 1 kg gasoline, 1.73 kg ethyl alcohol should be burnt; as a result, 1.69 Nm^3 carbon dioxide becomes released.

For methyl alcohol:

Combustion of 1 kg methyl alcohol releases $17,662 \text{ kJ}$ energy and carbon dioxide emissions amount to 0.701 Nm^3 . In order to equal the energy released through burning 1 kg gasoline, 2.49 kg methyl alcohol should be burnt; as a result, 1.75 Nm^3 carbon dioxide becomes released.

For methane:

Combustion of 1 kg methane releases $50,825 \text{ kJ}$ energy and carbon dioxide emissions amount to 1.4 Nm^3 . In order to equal the energy released through burning 1 kg gasoline,

masę danego paliwa, którego spalanie daje energię równą energii uzyskanej ze spalania 1 kg benzyny, a następnie wyliczyć emisję dwutlenku węgla, również w odniesieniu do emisji powstałej ze spalania 1 kg benzyny.

Dla benzyny silnikowej:

Ze spalania 1 kg benzyny otrzymujemy 44055 kJ energii i emisję dwutlenku węgla wynoszącą 1,59 Nm³.

Dla oleju napędowego:

Ze spalania 1 kg oleju napędowego otrzymujemy 43378 kJ energii i emisję dwutlenku węgla wynoszącą 1,61 Nm³. Aby otrzymać energię równą energii uzyskanej ze spalania 1 kg benzyny, należy spalić 1,016 kg oleju napędowego, czego skutkiem jest emisja dwutlenku węgla wynosząca 1,64 Nm³.

Dla alkoholu etylowego:

Ze spalania 1 kg alkoholu etylowego otrzymujemy 25510 kJ energii i emisję dwutlenku węgla wynoszącą 0,976 Nm³. Aby otrzymać energię równą energii uzyskanej ze spalania 1 kg benzyny, należy spalić 1,73 kg tego paliwa, czego skutkiem jest emisja dwutlenku węgla wynosząca 1,69 Nm³ CO₂.

Dla alkoholu metylowego:

Ze spalania 1 kg alkoholu metylowego otrzymujemy 17662 kJ energii i emisję dwutlenku węgla wynoszącą 0,701 Nm³. Aby otrzymać energię równą energii uzyskanej ze spalania 1 kg benzyny, należy spalić 2,49 kg tego paliwa, czego skutkiem jest emisja dwutlenku węgla wynosząca 1,75 Nm³.

Dla metanu:

Ze spalania 1 kg metanu otrzymujemy 50825 kJ energii i emisję dwutlenku węgla wynoszącą 1,4 Nm³. Aby otrzymać energię równą energii uzyskanej ze spalania 1 kg benzyny, należy spalić 0,867 kg tego paliwa, czego skutkiem jest emisja dwutlenku węgla wynosząca 1,21 Nm³.

Dla paliwa E85:

Ze spalania 1 kg paliwa E85 otrzymujemy 28181 kJ energii. Zakładając, że emisja dwutlenku węgla ze spalania tego paliwa jest sumą emisji powstałej ze spalania jego składników, ze spalania 1 kg E85 otrzymamy emisję dwutlenku węgla wynoszącą 1,06 Nm³. Aby otrzymać energię równą energii uzyskanej ze spalania 1 kg benzyny, należy spalić 1,563 kg tego paliwa, czego skutkiem jest emisja dwutlenku węgla wynosząca 1,65 Nm³.

Emisję dwutlenku węgla z silnika zasilanego danym paliwem w odniesieniu do emisji podczas zasilania benzyną wyrażono wskaźnikiem emisji w_{CO_2} . Pozwala on na ocenę przydatności danego paliwa w aspekcie emisji dwutlenku węgla w stosunku do przyjętego wzorca. Wskaźnik ten obliczono według wzoru:

$$w_{CO_2} = \frac{E_{pCO_2}}{E_{bCO_2}} \cdot 100\% \quad (4)$$

gdzie: w_{CO_2} – wskaźnik emisji dwutlenku węgla, E_{pCO_2} – emisja dwutlenku węgla podczas zasilania silnika danym paliwem, E_{bCO_2} – emisja dwutlenku węgla podczas zasilania silnika benzyną.

0.867 kg methane should be burnt; as a result, 1.21 Nm³ carbon dioxide becomes released.

For E85 gasoline:

Combustion of 1 kg E85 fuel releases 28,181 kJ energy. Assuming that carbon dioxide emissions that resulted from E85 combustion are the sum of emissions caused by burning its components, the outcome of burning 1 kg E85 is 1.06 Nm³ carbon dioxide. So as to equal the energy released through burning 1 kg gasoline, 1.563 kg E85 gasoline should be burnt; as a result, carbon dioxide emissions amount to 1.65 Nm³.

With reference to the carbon dioxide emissions caused by burning gasoline, carbon dioxide emissions from the engine fed with a particular fuel are represented by emission factor w_{CO_2} . This factor enables the evaluation of usefulness of a given fuel in the aspect of carbon dioxide emissions in comparison to the established limitations. Emission factor w_{CO_2} is calculated according to the Eq. 4, where: w_{CO_2} – CO₂ emission factor, E_{pCO_2} – CO₂ emissions while feeding the engine with a given fuel, E_{bCO_2} – CO₂ emissions while feeding the engine with gasoline.

For gasoline:	$w_{CO_2} = 100.00\%$
For diesel fuel:	$w_{CO_2} = 103.14\%$
For ethyl alcohol:	$w_{CO_2} = 106.29\%$
For methyl alcohol:	$w_{CO_2} = 110.06\%$
For methane:	$w_{CO_2} = 76.1\%$
For E85 gasoline:	$w_{CO_2} = 103.77\%$

5. Conclusions

The comparison of carbon dioxide emissions obtained through burning different fuels is of theoretical nature and ignores many factors related to the specific engine customization and engine operation. For instance, the assumption of the similar energy conversion efficiency for different fuels is theoretical to a large extent; nevertheless, it enables a preliminary evaluation of fuel in the light of carbon dioxide emissions.

The results have shown that methane is the only widespread engine fuel which significantly decreases carbon dioxide emissions in comparison to gasoline feeding. Because of that in many developed countries this alternative type of fuel (mainly in the shape of high-methane natural gas) is preferred by law, and therefore, subject to different tax reductions.

A separate issue is the application of vegetable fuels to engine feeding. These are generally alcohols, applied to spark ignition engines and different kinds of vegetable oils or their esters applied to Diesel engines. As the above considerations showed, applying pure alcohols or alcohols mixed with gasoline (E85 fuel) leads to an increase in carbon dioxide emissions in comparison to gasoline feeding. The similar result occurs in the case of Diesel engines fed with vegetable oils. It is difficult to carry out a theoretical analysis for those kinds of fuels because of their complex chemical composition. The experimental works, proceeded according to the NEDC test, showed about 12% increase of carbon dioxide emissions in comparison to the standard Diesel oil

Dla benzyny:	$w_{CO_2} = 100,00\%$
Dla oleju napędowego:	$w_{CO_2} = 103,14\%$
Dla alkoholu etylowego:	$w_{CO_2} = 106,29\%$
Dla alkoholu metylowego:	$w_{CO_2} = 110,06\%$
Dla metanu:	$w_{CO_2} = 76,1\%$
Dla paliwa E85:	$w_{CO_2} = 103,77\%$

5. Wnioski

Przeprowadzone porównanie emisji dwutlenku węgla dokonane dla różnych paliw ma charakter teoretyczny i nie uwzględnia wielu czynników związanych z rodzajem konstrukcji i specyfiką pracy silnika, przy czym największym uproszczeniem było założenie jednakowej sprawności przetwarzania energii. Niemniej pozwala to na wstępną ocenę paliwa w aspekcie wielkości emisji dwutlenku węgla.

Wyniki analizy wykazały, że jedynym, powszechnie stosowanym paliwem silnikowym, którego stosowanie przynosi znaczne zmniejszenie emisji dwutlenku węgla w stosunku do zasilania silnika benzyną jest metan. Z tego względu w wielu krajach rozwiniętych ten typ paliwa (głównie w postaci wysokometanowego gazu ziemnego) w zastosowaniu do zasilania pojazdów jest często ustawowo preferowany, podlegając różnego typu ulgom finansowym.

Odrębnym zagadnieniem jest stosowanie do zasilania silników paliw pochodzenia roślinnego. Są to głównie alkohole stosowane do zasilania silników o zapłonie iskrowym oraz różnego typu oleje roślinne lub ich estry stosowane do zasilania silników o zapłonie samoczynnym. Jak wykazały powyższe rozważania, ich stosowanie w postaci czystej (alkohole) lub też w postaci zmieszanej z benzyną (paliwo E85) przynosi zwiększenie emisji dwutlenku węgla, w stosunku do zasilania benzyną. Podobny efekt występuje przy zasilaniu silników o zapłonie samoczynnym olejami roślinnymi. Dla tego typu paliw przeprowadzenie analizy teoretycznej jest trudne ze względu na złożony skład chemiczny, lecz badania doświadczalne przeprowadzone w teście NEDC podczas zasilania silnika estrem metylowym oleju rzepakowego wykazują ok. 12-procentowy wzrost emisji dwutlenku węgla w stosunku do zasilania standardowym olejem napędowym [3].

Wymienione paliwa zaliczone są jednak do grupy paliw odnawialnych, które są regenerowane w przyrodzie w procesach asymilacji i fotosyntezy. Należy przy tym pamiętać, co wykazały badania naukowe, że średni czas życia pojedynczej cząsteczki dwutlenku węgla powstałej w wyniku spalania, wynosi od kilkudziesięciu do nawet dwustu lat. Wynika to z tego, że znacząca część dwutlenku węgla krąży w tym czasie w przyrodzie, a głównie jest absorbowana przez wodę morską. Oznacza to, że wymienione procesy regeneracji odbywają się w czasie życia nawet kilku pokoleń i nie rozwiązują bieżących problemów związanych z efektem cieplarnianym.

W tym kontekście jedynym paliwem stosowanym do zasilania silników spalinowych, które spełnia oczekiwania dotyczące emisji gazów cieplarnianych, może być wyłącznie wodór, którego produktem spalania, według wzoru (2), jest woda.

feeding [3] if the engine was fed with the rapeseed methyl ester. Nonetheless, the above-mentioned fuels are classified as renewable fuels, which are naturally restored during photosynthesis and assimilation processes. One should remember that the average lifetime of each carbon dioxide molecule that arises from combustion lasts from several to even two hundred years. That phenomenon results from the fact that a considerable amount of carbon dioxide circulates during this time in nature and is mainly absorbed by the sea water. This means that the natural restoration processes, mentioned above, may continue even over several generations, and thus, they fail to solve the current problems connected with the greenhouse effect.

Therefore, it is clear that hydrogen appears to be the only fuel applied to feeding combustion engines which lives up to the expectations concerning the greenhouse gas emissions.

Artykuł recenzowany

Skróty i oznaczenia/Abbreviations and Nomenclature

p	masowy udział węgla w paliwie/carbon mass share in the fuel
E_{pCO}	emisja dwutlenku węgla podczas zasilania silnika danym paliwem/carbon dioxide emissions while feeding the engine with a particular fuel
E_{bCO}	emisja dwutlenku węgla podczas zasilania silnika benzyną/carbon dioxide emissions while feeding the engine with gasoline
h_p	masowy udział wodoru w paliwie/hydrogen mass share in the fuel
NEDC	europejski test jezdny/European drive test
o_p	masowy udział tlenu w paliwie/an oxygen mass share in the fuel
ρ_{20}	gęstość w temperaturze 20°C/density at 20°C
s_p	masowy udział siarki w paliwie/sulphur mass share in the fuel
w_p	masowy udział wody w paliwie/water mass share in the fuel
w_{CO_2}	wskaźnik emisji dwutlenku węgla/carbon dioxide emission factor
W_p	wartość opałowa/calorific value
Ar	argon/argon
C	węgiel/carbon
CO ₂	dwutlenek węgla/carbon dioxide
CH ₃ OH	alkohol metylowy/methyl alcohol
CH ₄	metan/methane
C ₂ H ₅ OH	alkohol etylowy/ethyl alcohol
H ₂	wodór/hydrogen
H ₂ O	woda/water
N ₂	azot/nitrogen
O ₂	tlon/oxygen
S	siarka/sulphur

Literatura/Bibliography

1. Brzeżański M.: Współczesne metody zmniejszania emisji dwutlenku węgla w motoryzacji, XV Ogólnopolskie Sympozjum Naukowe – Motoryzacyjne Problemy Ochrony Środowiska, 7.12.2007.
2. Dowkonnt J., Teoria silników cieplnych, WKiŁ, Warszawa 1973.

3. Szlachta Z., Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami rzepakowymi, WKiŁ, Warszawa 2002.

Dr hab. inż. Marek Brzeżański – adiunkt w Instytucie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej.

Mr. Marek Brzeżański, DSc. PhD. MEng. – Institute of Automobiles and Internal Combustion Engines, Cracow University of Technology.

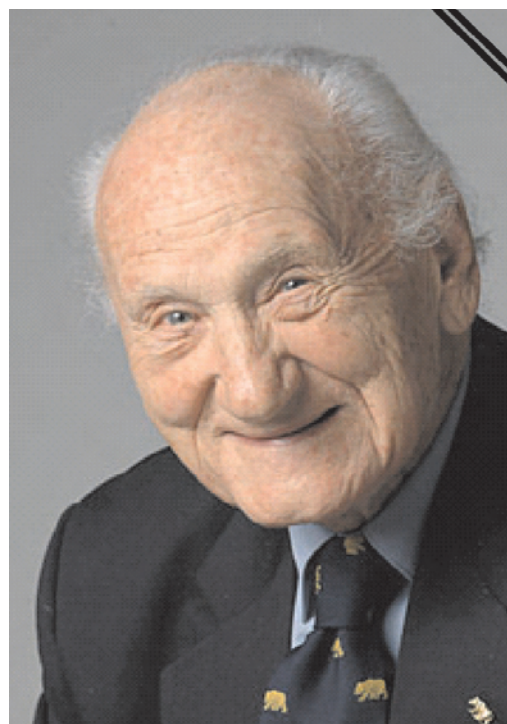


Profesor Antoni Kazimierz Oppenheim (1915-2008) Wspomnienie/Memories

Dnia 12 stycznia 2008 r. zmarł w Kensington w Kalifornii Profesor Antoni Kazimierz Oppenheim. Był wybitnym naukowcem i wspaniałym człowiekiem, znanym w środowisku naukowców i praktyków zajmujących się problemami wymiany ciepła, spalania, dynamiki gazów oraz silników spalinowych. Był człowiekiem wszechstronnym; łączył swą pracę w różnych dziedzinach techniki z szerokimi zainteresowaniami artystycznymi, w szczególności był zafascynowany operą, baletem, malarstwem i sportem. Brał udział w konferencjach organizowanych w różnych częściach świata, prowadził badania i wykłady w licznych uniwersytetach i ośrodkach naukowych na całym świecie.

Profesor Antoni Kazimierz Oppenheim (jak mówił: imię Antoni otrzymałem na chrzcie, a Kazimierz podczas bierzmowania) urodził się 11 sierpnia 1915 r. w Warszawie. Jego ojciec był inżynierem ceramikom i przemysłowcem zarządzającym licznymi fabrykami produkującymi cegły i dachówki oraz zajmował się projektowaniem i budową tych fabryk. Jego matka pochodziła również z rodziny przemysłowców z branży metalowej. Początkowo uczył się w domu, a następnie w 1924 r. wstąpił do znanego Gimnazjum Wojciecha Górskiego w Warszawie. W roku 1933 zdał maturę, uzyskując bardzo wysoką lokatę dającą mu prawo wstępu na Uniwersytet Warszawski bez egzaminu. Jednakże Profesor A. K. Oppenheim chciał być, podobnie jak Jego ojciec, który zmarł w 1929 r., inżynierem i dlatego musiał poddać się trudnemu egzaminowi konkursowemu, aby studiować na Politechnice Warszawskiej. Wybuch II Wojny Światowej uniemożliwił Mu ukończenie studiów. Przedzierając się przez Rumunię, Bułgarię, Grecję, Francję, Hiszpanię i Portugalię, po wielu przygodach, w czerwcu 1940 r. dotarł do Anglii, gdzie zaciągnął się do Armii Polskiej w Szkocji. Wkrótce (w 1942 r.) uzyskał zwolnienie z armii, aby dokończyć studia rozpoczęte w Polsce. W roku 1943 zyskał dyplom swojej macierzystej uczelni i podjął studia doktorskie w University of London, które ukończył w 1945 r. uzyskując stopień doktora (Ph. D) oraz Dyplom Imperiale College. W roku 1948 Prof. A. K. Oppenheim przeniósł się

Professor Antoni Kazimierz Oppenheim passed away on 12 January 2008 in Kensington, CA, USA. He was an outstanding scholar and a great man, acknowledged in the community of scientists and practitioners preoccupied with the problems of heat exchange, combustion, gas dynamics and



combustion engines. He was a man of wide interests; apart from his professional work in a variety of technical fields he loved art, particularly opera, ballet, painting and sports. He participated in conferences worldwide and conducted research in many universities and scientific centers.

Professor Antoni Kazimierz Oppenheim (as he would say: my first name I got when baptized and the middle one

do USA, gdzie otrzymał stanowisko w Stanford University, które pozwoliło Mu na uzyskanie karty stałego pobytu na terenie USA. W roku 1950 zmienił Stanford University na University of California-Berkeley, gdzie w 1954 r. otrzymał stanowisko docenta (associate professor), a w 1958 r. profesora. Z University of California-Berkeley był związany do końca życia, nawet po przejściu na emeryturę. Tam też zostały zrealizowane najważniejsze Jego prace.

Pracował w wielu dziedzinach, poczynając od wymiany ciepła przez promieniowanie, wyjaśnienia mechanizmu inicjowania detonacji gazowej, rozwoju i struktury frontów detonacji, wzajemnego oddziaływania przecinających się frontów detonacji, fal podmuchowych, spalania turbulentnego aż do spalania w silnikach spalinowych. Zainteresowania problematyką silników spalinowych wywiózł z Polski i rozwijał w Wielkiej Brytanii, a następnie w USA. Już podczas studiów w Anglii został zaangażowany do prac nad zwiększeniem mocy silników lotniczych Napier firmy Napier Engine Company, a później, po pomyślnym zakończeniu pracy, silników Merlin firmy Rolls Royce. Zarówno jedno, jak i drugie silniki były stosowane w angielskich samolotach myśliwskich Spitfire i Hurricane. W tych pracach musiał wykorzystywać znajomość problemów dynamiki gazów oraz termoaerodynamiki. Do prac tych Prof. A. K. Oppenheim został zaangażowany jako wykładowca dynamiki gazów i wymiany ciepła w Imperiale College, gdzie wraz ze swoimi studentami studiów podyplomowych zbudował pierwszy w tej uczelni naddźwiękowy tunel aerodynamiczny. Za całokształt prac w 1976 r. nadano Mu w Anglii tytuł doktora nauk (DSc). Zaraz po wojnie, jeszcze w Anglii, Prof. Oppenheim prowadził prace nad mieszaniną wtórnego powietrza w komorach spalania silników odrzutowych oraz w zakresie analizy mechanizmu działania silników pulsacyjnych stosowanych do napędów bomb latających V1. Podsumowaniem tej ostatniej pracy był artykuł opublikowany przez Institution of Mechanical Engineers (IMEchE), który uzyskał nagrodę jako najlepszy artykuł zaprezentowany w 1948 roku. Zwrócił w nim uwagę na konieczność zastosowania mikroprocesorów do sterowania procesem spalania w silnikach spalinowych.

Prof. Oppenheim był współautorem pionierskiej pracy o silnikach spalinowych z kontrolowanym procesem spalania. W Jego opinii optymalna konstrukcja silnika wymaga efektywnego wykorzystania wiedzy w zakresie: termodynamiki, termochemii i aerodynamiki. Z tego wynikała koncepcja pulsującego spalania strudze (PJC – Pulse Jet Combustion), którą chciał zastosować do realizacji tłokowego silnika spalinowego o bardzo małym zużyciu paliwa i niskiej toksyczności spalin. Podczas kilkakrotnych pobytów w Polsce, m. in. w czasie konferencji KONES oraz w Instytucie Lotnictwa, proponował, aby zbudować prototypy takiego silnika i przeprowadzić wszechstronnie badania. Proponował również, aby te prace zrealizować wspólnie z jednym z uniwersytetów lub ośrodków badawczych na Tajwanie, z którymi współpracował.

Zmiany ustrojowe, jakie nastąpiły na przełomie lat osiemdziesiątych i dziewięćdziesiątych XX wieku w Pol-

on confirmation) was born on 11 August 1915 in Warsaw. His father was an engineer in ceramics and an industrialist managing facilities manufacturing bricks and roof tiles. He also designed and built these facilities. His mother came from a family of industrialists too. Initially Professor Oppenheim had private teachers and then in 1924 he was admitted to the prestigious Wojciech Górski Gymnasium in Warsaw. In 1933 he took the final exams getting very high score which made him eligible to enter into Warsaw University without entrance exams. Yet, Professor A. K. Oppenheim wanted to be an engineer like his late father (died in 1929) and had to take a difficult entrance exam to be admitted to Warsaw University of Technology. The Second World War interfered with his studies. Escaping through Romania, Bulgaria, Greece, France, Spain and Portugal in June 1940 he finally made it to England where he enrolled in the Polish Army in Scotland. Soon (1942) he was discharged from the army to finish the studies he began in Poland. In 1943 he graduated to finish the studies he began in Poland. In 1943 he graduated at his Alma Mater and continued with a doctorate at University of London. In 1945 he was admitted to the title of a doctor at Imperiale College. In 1948 professor A. K. Oppenheim moved to the USA where he got tenure at Stanford University which later helped him get the status of a legal alien in the US. In 1950 he moved from Stanford University to University of California-Berkeley where in 1954 he got the position of associate professor and in 1958 the position of professor. He was affiliated with this university till the end of his life even when retired. This was also the place where his most important works were done.

His areas of interest were very wide: heat exchange, radiation, the nature of the initiation of gas detonation, development and structure of fronts of detonation, reciprocal influence of the fronts of detonation, blast, turbulent combustion and engines themselves. His interest in the combustion engines originated in Poland and was cultivated in Great Britain and the US. As early as during his studies in England he was part of a team working on the improvement of the power rating of Napier aviation engine at Napier Engine Company and later after successful results in his first task, of Merlin by Rolls Royce. Both engines were fitted in the English Spitfire and Hurricane fighter planes. In the above works he had to use the knowledge of gas dynamics and thermodynamics. Professor A. K. Oppenheim was taken in the team as a teacher of gas dynamics and heat exchange at Imperiale College where, along with his students, he built a supersonic aerodynamic tunnel (first at his university). For his input in science he was awarded with a D.Sc. in England in 1976. Soon after the war still in England, professor Oppenheim conducted research on mixing secondary air in the combustors and the analysis of the mechanism of operation of pulse jet engines used in V1 flying bombs. A summary of the latter was published in a paper by Institution of Mechanical Engineers (IMEchE), that was hailed the best paper presented in 1948. In the paper Professor Oppenheim drew attention to the necessity of microchip application for combustion process control in the engines.

sce i obciążenie funduszy na prace badawcze nie pozwoliły na zrealizowanie tego zadania, które wymagało jednak nakładów finansowych. Niemniej należy stwierdzić, że w Polsce wykonano wiele prac, głównie w Zakładzie Silników Lotniczych na Politechnice Warszawskiej, ale także w Instytucie Lotnictwa, dotyczących systemu spalania PJC, które przyniosły pomyślne rezultaty i pozwoliły z nadzieją patrzeć na realizację pomysłu Profesora Oppenheima.

Omawiając działalność naukową Profesora, należy zwrócić uwagę na to, że jest On właściwie Ojcem-założycielem Międzynarodowego Kolokwium Dynamiki Wybuchów i Systemów Reaktywnych (ICDERS – *Interantional Colloquium on Dynamics of Explosions and Reactive Systems*), którego renoma jest porównywalna z Międzynarodowym Sympozjum Spalania (*International Symposium on Combustion*) i z niego się wywodzi. Dwa z tych Kolokwiów zostały zorganizowane w Polsce: w 1987 r. w Politechnice Warszawskiej oraz w 1997 r. w AGH w Krakowie. Profesor A. K. Oppenheim aktywnie uczestniczył w Sympozjach Spalania od 1952 r.

W dorobku Prof. Oppenheima jest wiele prac z różnych dziedzin dotyczących spalania. Zajmował się głównie badaniami różnych aspektów procesów spalania, detonacją i falami podmuchowymi. Opublikował ponad 300 prac. Za swe prace był odznaczony licznymi nagrodami naukowymi oraz powierzano Mu wiele zaszczytnych funkcji, m.in.:

- Członkostwo honorowe Międzynarodowej Akademii Aeronautycznej (*International Academy of Astronautics*) – 1963 r.
- Zastępca redaktora naczelnego „Combustion and Flame” – 1972-1973,
- Członkostwo Narodowej Akademii Inżynieryjnej (*U.S. National Academy of Engineering*) – 1978 r.
- Medal im. Numy Mansona od International Colloquium on Dynamic of Explosions and Reactive Systems za wyróżniający się wkład w gazodynamikę wybuchów i systemów reaktywnych – 1981 r.
- Tytuł Doktora Honoris Causa Uniwersytetu w Poitiers – 1981 r.
- Medal im. Dionizego Smoleńskiego nadany przez Komitet Termodynamiki i Spalania PAN za wybitny wkład w rozwój nauki o spalaniu, a w szczególności dynamiki wybuchów i reaktywnych systemów – 1987 r.
- Medal im. Alfreda C. Egertona nadany przez The Combustion Institute at Pittsborough za wyróżniający się wkład w naukę o spalaniu – 1988 r.
- Najwyższe odznaczenie Uniwersytetu Kalifornijskiego w Berkeley: „Berkeley Citation of the University of Kalifornia” – 1988 r.
- Tytuł Doktora Honoris Causa Politechniki Warszawskiej – 1989 r.
- Członkostwo honorowe Amerykańskiego Stowarzyszenia Inżynierów Mechaników (*American Society of Mechanical Engineers*) – 1989 r.
- Członkostwo honorowe Stowarzyszenia Inżynierów Samochodowych (*Fellow of the Society of Automotive Engineers*) – 1991 r.
- Wybór na Członka Zagranicznego PAN – 1997 r.

Professor Oppenheim was a co-author of a pioneering work on combustion engines with a controlled combustion. In his opinion optimum engine design required knowledge of thermodynamics, thermal chemistry and aerodynamics. This gave grounds for the concept of Pulse Jet Combustion that he wanted to apply in a piston engine characterized by a very low fuel consumption and emissions. During his numerous visits to Poland (KONES and Institute of Aviation) he proposed to develop prototypes of such an engine and conduct comprehensive tests. He also suggested a collaboration in this matter with research facilities in Taiwan that he had very good relations with.

The political changes at the end of 1980s in Poland and cutting the research funds obstructed the realization of this idea which required considerable financing. Nevertheless, it should be noted that Poland has done a good job (Department of Aviation Engines Warsaw University of Technology, Institute of Aviation) related to the PJC investigation giving promising results as regards the concept.

Discussing the Oppenheim’s scientific activity we should not forget that he was the founding father of ICDERS – International Colloquium on Dynamics of Explosions and Reactive Systems whose renown is comparable to that of International Symposium on Combustion from which it derives. Two of these colloquiums were organized in Poland in 1987 in Warsaw University of Technology and 1997 in University of Science and Technology in Cracow. Professor A. K. Oppenheim actively participated in the Symposiums on Combustion from 1952.

There are many works of Professor Oppenheim related to combustion. He was preoccupied with the various aspects of the combustion process, detonation and blast waves. He published over 300 papers. He received many scientific awards and honorary memberships for his work:

- International Academy of Astronautics – honorary member – 1963
- Deputy Editor „Combustion and Flame” – 1972-1973,
- U.S. National Academy of Engineering – membership – 1978
- The Medal of Numa Manson from International Colloquium on Dynamic of Explosions and Reactive Systems for his input in gas dynamics – 1981
- Honorable Doctorate at University of Poitiers – 1981
- The Medal of Dionizy Smoleński awarded by the Committee of Thermodynamics and Combustion PAN (*Polish Academy of Sciences*) for his input in the development of the science of combustion, dynamics of explosions and reactive systems in particular – 1987
- The Medal of Alfred C. Egerton awarded by The Combustion Institute at Pittsborough for his outstanding input in the development of the science of combustion – 1988
- The highest award of the University of Berkeley: „Berkeley Citation of the University of California” – 1988
- Honorable Doctorate at Warsaw University of Technology – 1989
- Honorary membership in American Society of Mechanical Engineers – 1989

Profesor A.K. Oppenheim blisko współpracował z polskimi naukowcami, a w szczególności z Politechniką Warszawską, którą zawsze traktował jako swą macierzystą uczelnię. Szczególnie wzruszające było sympozjum zorganizowane w 1995 r. z okazji osiemdziesięciolecia Jego urodzin, na które zjechali Jego uczniowie z całego świata. W czasie sympozjum zidentyfikował salę, w której odbywały się obrady, jako miejsce, gdzie słuchał kilkadziesiąt lat temu wykładów i wspominał nieżyjących już swoich profesorów. Zawsze i wszędzie podkreślał swoje polskie korzenie i zawsze Polacy mogli liczyć na Jego szczególne względy.

W zmarłym nauka polska i światowa straciła wybitnego Naukowca oraz wspaniałego Człowieka i Przyjaciela.

Piotr Wolański

Całe nasze środowisko naukowe zajmujące się zagadnieniami silników spalinowych, termodynamiki i spalania przyjęło wiadomość o śmierci Prof. Antoniego K. Oppenheima z ogromnym żalem. Dla wielu Profesor znany był tylko z publikacji, które zawsze były oryginalne, często stawiające zasadnicze i „niepokorne” pytania. Wielu z nas znało Go także osobiście, spotykało Go na konferencjach, zjazdach i sympozjach naukowych. Swą dynamiką zaskakiwał nawet dużo młodszych od siebie badaczy, inspirował, zmuszał do stawiania naukowych pytań i gorących dyskusji. Otaczała Go charyzma osoby nietuzinkowej, obdarzonej przy tym radością życia, ciekawością świata i otwartością na ludzi. Słuchali Go wszyscy: studenci i wybitni znawcy przedmiotu, w Polsce, w Ameryce, w Japonii...

Wszyscy straciliśmy wybitną postać życia naukowego, oddanego przyjaciela Polski i polskiej nauki.

*Zarząd Polskiego Towarzystwa Naukowego
Silników Spalinowych
Redakcja kwartalnika Silniki Spalinowe*

- Fellow of the Society of Automotive Engineers – 1991 r.
- International member of PAN (Polish Academy of Sciences) – 1997

Professor A.K. Oppenheim was in close cooperation with the Polish scientists, particularly Warsaw University of Technology that he would always treat as his Alma Mater. The Symposium of 1995 to celebrate his 80th anniversary was an emotional one. His students came from all over the world. He remembered the plenary room as the one where he listened to his professors decades before. He would always stress his Polish roots and favored his compatriots.

The Polish scientific community has lost an outstanding scholar and a great man.

Piotr Wolański

The whole community of scientists in the field of combustion engines, thermodynamics and combustion was devastated with the news of the passing of Professor Antoni K. Oppenheim. For many of us he was known only from his publications that were always original and challenging. Many of us knew him personally, met him at the conferences and scientific symposiums. He surprised his younger fellow engineers with his dynamics, inspired, made people ponder and discuss. He was charismatic, jolly, curious and open to other people. He had the esteem in the eyes of the students and professors in Poland, America Japan...

We all feel a terrible loss of a good friend of ours and a good friend of the Polish science.

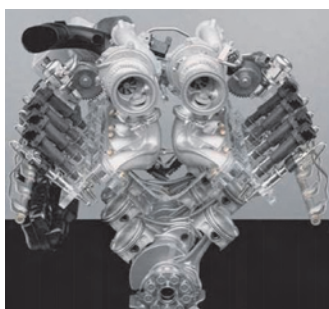
*The management of Polish Scientific Society
of Combustion Engines
Editorial of Combustion Engines Magazine*

Aktualności

Silniki ZI

Nowy silnik BMW V8 turbo

Po raz pierwszy w swojej historii firma BMW wyprodukowała silnik widlasty ZI V8 z wtryskiem bezpośrednim wyposażony w turbodoładowanie. Silnik ten będzie montowany w samochodach nowej platformy X6; rozwija moc 298 kW (400 KM) i moment obrotowy 610 N·m. Inżynierowie zdecydowali się zmienić kierunek przepływu ładunku w cylindrach: po raz pierwszy kolektory wylotowe wraz z dwoma turbosprężarkami zamontowano między rzędami, a układy dolotowe po zewnętrznych stronach bloków cylindrów.

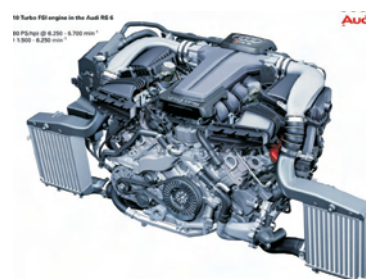


Oprac. na podst. www.aei.com

Nowy silnik samochodu Audi A6 RS

Na początku 2008 roku pojawi się na europejskim rynku samochód Audi A6 Avant w najlepszej wersji oznaczonej literami RS. Pojazd wyposażony w dynamiczny silnik ZI opracowany pierwotnie dla sportowego Lamborghini Gallardo (Lamborghini, tak jak Audi, należy do grupy Volkswagena).

Turbodoładowany silnik w układzie V10 ma kąt rozwidlenia osi cylindrów 90° i pojemność skokową 4,991 dm³. W stosunku do wolnossącego oryginału skorygowano wymiary główne; średnicę cylindra zwiększono do 84,5 mm (wzrost o 2 mm), a skok tłoka zmniejszono z 92,8 na 89,0 mm. Ograniczona przestrzeń komory silnika zmusiła konstruktorów do zachowania zwartej budowy silnika. Jego



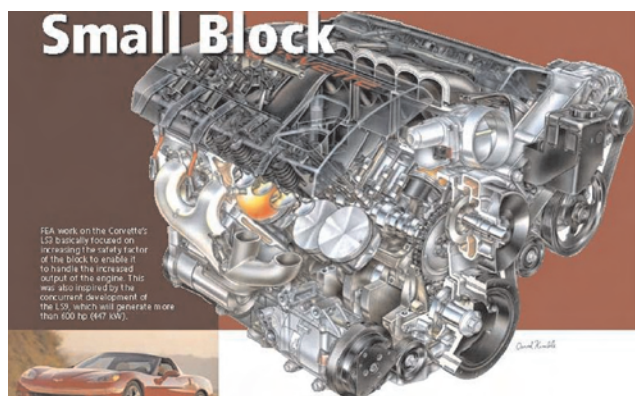
długość wynosi 670 mm, a szerokość 790 mm. Zastosowanie lekkich materiałów o dużej wytrzymałości dało stosunkowo małą masę tego silnika wynoszącą 278 kg.

Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Nowy silnik V8 ZI firmy GM

Firma GM od roku 2009 wprowadzi do sprzedaży samochody wyposażone w nową gamę silników V8 o pojemności skokowej do 6,0 dm³. Najmocniejszy silnik rozwija moc 441 kW (600 KM, $N_i = 73,6 \text{ kW/dm}^3$, $N_c = 55 \text{ kW/cyl.}$), a wersja podstawowa charakteryzuje się mocą 321 kW przy 5900 obr/min oraz momentem obrotowym 575 N·m przy 4600 obr/min ($N_e = 437 \text{ KM}$, $N_i = 54 \text{ kW/dm}^3$, $N_c = 40 \text{ kW/cyl.}$, $p_{e,max} = 1,2 \text{ MPa}$). Dodatkowo 4,5 kW będzie dostępne w silnikach wyposażonych w aktywny system wylotowy.

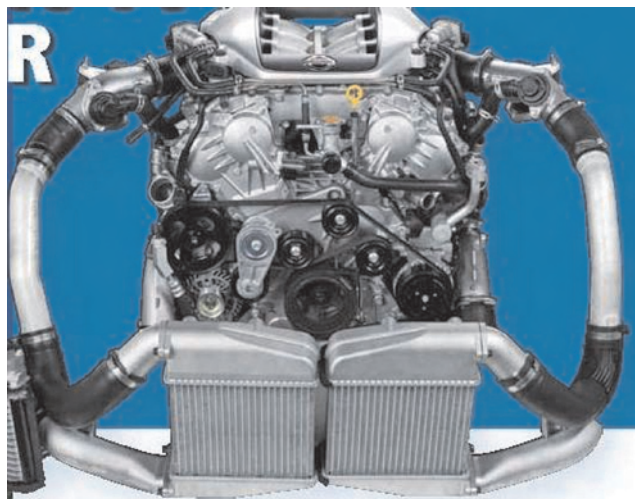
Po raz pierwszy firma GM zastosowała nową sprężarkę mechaniczną firmy Eaton TVS (*twin-vortices series*). Wiryki sprężarki wykonane zostały ze specjalnego grafitowego materiału, co umożliwi pracę przy prędkościach obrotowych 18 000–22 000 bez smarowania.



Oprac. na podst. www.aei.com

Nowy silnik Nissana V6 ZI GTR

Firma Nissan wyprodukowała nowy silnik V6 ZI, który będzie wykorzystywany w samochodzie GT-R. Silnik VQ rozwija moc 353 kW (473 KM) przy 6400 obr/min, natomiast mocniejszy typ VR wytwarza moc 388 kW (520 KM)



i moment obrotowy 647 N·m. W wersji VR zmniejszono stopień sprężania do 9 i zastosowano dwie turbosprężarki. Blok silnikowy wykonany został ze stopów aluminium w technologii plazmowej (*sprayed plasma coating*). Dodatkowo, inżynierowie zastosowali specjalne tłoki odporne na wysokie temperatury oraz suchą miskę olejową.

Oprac. na podst. www.aei.com

Nowy silnik ZI Maserati GT

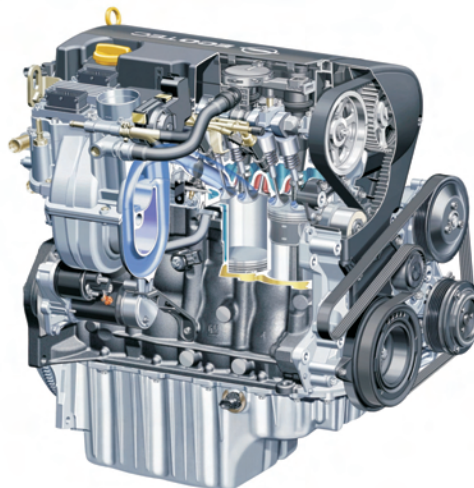
Inżynierowie z firmy Maserati skonstruowali nowy silnik ZI o pojemności skokowej 4,2 dm³ i mocy 298 kW przy prędkości obrotowej 7100 obr/min oraz momencie obrotowym 460 N·m przy 4750 obr/min ($N_e = 400 \text{ KM}$, $N_i = 71 \text{ kW/dm}^3$, $N_c = 37 \text{ kW/cyl.}$, $p_{e,max} = 1,38 \text{ MPa}$). Silnik wyposażony jest w suchą miskę olejową i system wtryskowy typu MPI.



Oprac. na podst. www.aei.com

Nowy silnik ZI do samochodu Opel Zafira

Zmodernizowany samochód Opel Zafira (drugiej generacji), wchodzący do sprzedaży na początku 2008 r. otrzyma między innymi nowy silnik ZI. Będzie to czterocylindrowy szesnastozaworowy silnik o pojemności skokowej 1,598 dm³ należący do rodziny Ecotec. W stosunku do poprzedniego silnika poprawiono osiągi oraz zmniejszono zużycie paliwa. Usprawnienia dotyczyły układu rozrządu oraz kolektora



dolotowego. Nowym rozwiązaniem w tym silniku jest ciągła regulacja faz obu wałków rozrządu. Dzięki systemowi o nazwie Cam-Phase czasy otwarcia zaworów są regulowane w zależności od prędkości obrotowej i obciążenia jednostki.

Kolektor dolotowy wykonany z tworzywa sztucznego ma teraz dwa kanały dolotowe dla każdego cylindra. W wyniku przeprowadzonych zmian poprawiła się elastyczność silnika, moc wzrosła z 77 do 85 kW, a wartość maksymalnego momentu obrotowego zwiększono do 155 N·m. Samochód Zafira wyposażony w ten silnik charakteryzuje się zmniejszonym o 4,3% zużyciem paliwa, natomiast emisja CO₂ wynosi 169 [g/km].

Oprac. na podst. www.opel.de

Nowa „rodzina” małych silników Fiat

Specjaliści Fiata intensywnie pracują nad nową rodziną silników ZI (SGE – *Small Gasoline Engine*) przewidzianą do stosowania w najmniejszych modelach koncernu. Zgodnie z aktualną tendencją (downsizing), będą to silniki o pojemności skokowej zredukowanej do zakresu 0,7–0,9 dm³. Zdecydowano się na rzadko dziś stosowany rzędowy układ



dwucylindrowy. W celu zapewnienia odpowiednich osiągnięć silniki te będą wyposażone w turbosprężarkę oraz układ zmiany faz rozrządu. Silnik o pojemności około 0,9 dm³ będzie rozwijał moc 66 lub 80 kW ($N_e = 108$ KM, $N_l = 89$ kW/dm³, $N_c = 40$ kW/cyl.), natomiast mniejszy silnik (około 0,7 dm³) – 60 kW. Maksymalny moment obrotowy w tej wersji będzie wynosił 125 N·m przy 3000 obr/min ($N_e = 81$ KM, $N_l = 86$ kW/dm³, $N_c = 30$ kW/cyl., $p_{e,max} = 2,24$ MPa). Nowe silniki trafią do produkcji prawdopodobnie w 2009 roku. Samochody z tymi silnikami będą zużywały o 20% mniej paliwa niż aktualnie produkowane modele segmentu rynkowego A, wyposażone w wolnossący silnik o pojemności skokowej 1,2 dm³.

Oprac. na podst. news.auto.cz

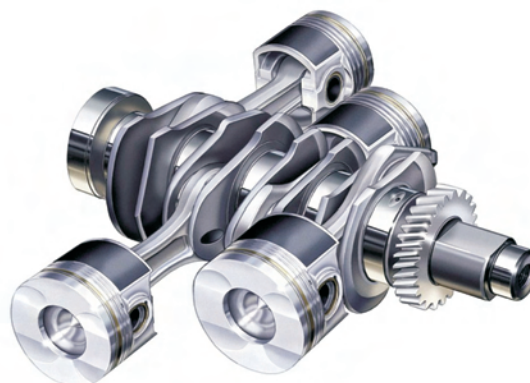
Silniki ZS

Silnik ZS z przeciwsobnym układem cylindrów

Konstruktorzy z japońskiej firmy Subaru, mający wieloletnie doświadczenia w budowaniu silników typu boxer o zapłonie iskrowym, opracowali silnik podobnej konstrukcji o zapłonie samoczynnym. W nowym silniku zastosowano wiele nowych rozwiązań konstrukcyjnych; m.in. cztery zawory na cylinder i napęd łańcuchowy zaworów, który ma zapewnić małą awaryjność jednostki. Napęd z wałków rozrządu na zawory jest przekazywany przez dźwignienki z rolkami i dzięki temu jest skutecznie obniżone tarcie wewnętrzne w układzie rozrządu.



Ten silnik Subaru o pojemności 2,0 dm³ będzie rozwijać moc maksymalną 150 KM przy 4000 obr/min i maksymalny moment obrotowy 350 N·m ($N_e = 114$ kW, $N_l = 57$ kW/dm³, $N_c = 28,5$ kW/cyl., $p_{e,max} = 2,2$ MPa). Dzięki zastosowaniu funkcji overboost, chwilowy moment będzie można zwiększyć o 20 N·m ($p_{e,max} = 2,3$ MPa).



Układ dolotowy silnika ma zmienną geometrię. Specjalne przepustnice są odpowiedzialne za przemykanie jednej z odnóg kanału, co skutecznie zwiększa prędkość przepływu powietrza przy małej prędkości obrotowej. Poprawia to również przebieg krzywej momentu obrotowego. Największym

wyzwaniem dla producenta była próba redukcji wibracji do poziomu porównywalnego z silnikami benzynowymi tej klasy.

Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Nowy silnik ZS do samochodu Fiat Bravo

Fiat wkrótce wprowadzi do sprzedaży model Bravo wyposażony w nową ekonomiczną jednostkę napędową. Będzie to czterocylindrowy turbodoładowany silnik 1,6 MultiJet o pojemności skokowej 1,598 dm³. W głowicy umieszczono dwa wałki rozrządu, które sterują pracą 16 zaworów. Układ zasilania typu *common rail* pracuje pod ciśnieniem 160 MPa, czyli o 30 MPa wyższym niż w znanych silnikach 1,9 MultiJet.



Oferowane będą dwie wersje tego silnika różniące się rodzajem zastosowanej turbosprężarki i osiąganymi. Wersja ze sprężarką o stałej geometrii łopatek rozwija moc 77 kW przy 4000 obr/min, natomiast wersja ze sprężarką o zmiennej geometrii łopatek osiąga moc 88 kW przy takiej samej prędkości obrotowej. Maksymalne wartości momentu obrotowego wynoszą odpowiednio 290 i 300 N·m przy 1500 obr/min ($N_e = 120 \text{ KM}$, $N_1 = 55 \text{ kW/dm}^3$, $N_c = 22 \text{ kW/cyl.}$, $p_{e,max} = 2,36 \text{ MPa}$).

Samochody Bravo z tymi silnikami mają jednakowy poziom emisji CO₂ wynoszący 129 g/km. Niższą wartość emisji CO₂ (119 g/km) ma samochód Bravo 1,6 MultiJet w wersji Eco (77 kW), który wyposażony będzie w dodatkowy specyficzny pakiet zmian obejmujący nadwozie i zespoły podwoziowe.

Oprac. na podst. www.fiatautopresse.com

Silnik TDI w układzie V12 firmy Audi

Jedną z europejskich nowości prezentowanych podczas styczniowego Salonu Samochodowego w Detroit był prototyp sportowego samochodu Audi R8 wyposażonego w nowy silnik ZS. Jest to najmocniejszy silnik jaki kiedykolwiek opracowano w tej firmie. Silnik w układzie V12 (o kącie rozwidlenia 60°) ma pojemność skokową 5,934 dm³, a do jego budowy wykorzystano elementy znanego silnika TDI V6 o pojemności 3,0 dm³ (między innymi tłoki i korbowa-

dy). Kadłub silnika odlewany jest ze specjalnego gatunku żeliwa (GJV-450), co pozwoliło uzyskać odpowiednio dużą sztywność przy masie zredukowanej o 15%. Stopień sprężania wynosi 16.

Nowoczesny system zasilania typu *common rail* pracuje pod ciśnieniem 200 MPa, które zapewniają dwie specjalne pompy firmy Bosch. Piezoelektryczne wtryskiwacze mają rozpylacze z ośmioma otworami. Zastosowano dwie turbosprężarki o zmiennej geometrii łopatek, a maksymalne ciśnienie doładowania wynosi 0,26 MPa. Silnik rozwija moc 367 kW, a wartość maksymalnego momentu obrotowego wynosi 1000 N·m i jest niemal stała w zakresie od 1750 do 3000 obr/min ($N_e = 500 \text{ KM}$, $N_1 = 62 \text{ kW/dm}^3$, $N_c = 30,5 \text{ kW/cyl.}$, $p_{e,max} = 2,1 \text{ MPa}$).

Konstruktorzy silnika zadbali także o małą szkodliwość silnika dla środowiska naturalnego. W samochodzie umieszczono dwa filtry cząstek stałych oraz dodatkowy katalizator typu AdBlue (redukujący tlenki azotu). Przy takim wyposażeniu pojazd spełnia wymagania proponowanej przyszłej normy Euro 6.

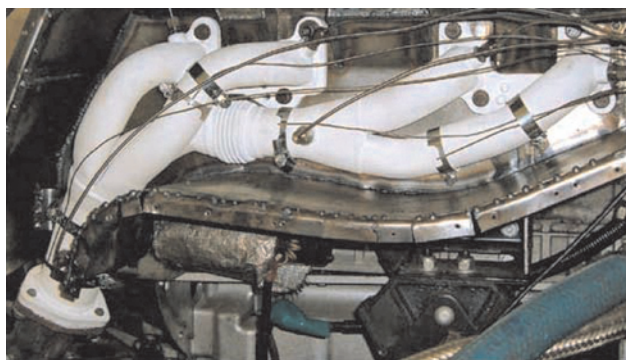


Oprac. na podst. www.audi.de

Osprzęt

Nowa powłoka układu wylotowego

Firma Zircotec skonstruowała układ wylotowy pokryty ceramiką w celu zmniejszenia radiacji ciepła. Z badań firmy wynika, że nastąpiło 26,7% zmniejszenie przepływu ciepła, co pozwoliło zmniejszyć temperaturę na powierzchni układu wylotowego do ok. 136°C. Firma Zircotec współpracuje z firmami wytwarzającymi samochody wyczynowe do Formuły 1, a także z firmą Koenigsegg.



Powłoka ceramiczna może zostać zastosowana także w celu zmniejszenia czasu nagrzewania reaktora katalitycznego do temperatury light-off. Firma prowadzi badania nad wdrożeniem tej technologii do budowy filtrów DPF (*Diesel Particulate Filter*).

Oprac. na podst. www.aei.com

Układ wylotowy wykonany z tworzywa sztucznego

Inżynierowie z firmy Woco Motor Acoustic Systems pracują nad skonstruowaniem układu wylotowego wykonanego z tworzywa sztucznych. Obecnie trwają badania nad zastosowaniem nowego układu wylotowego do silników ZS, ponieważ temperatura spalin w tych silnikach jest dużo niższa niż w silnikach o ZI. Zastosowanie nowatorskiego materiału do budowy układów wylotowych powoduje korzyści związane z obniżeniem hałasu, wagi oraz wyeliminowaniem problemu korozji.



Oprac. na podst. www.aei.com

"Czarna skrzynka" Hondy

Inżynierowie Hondy pracują nad urządzeniem, które nosi nazwę Drive Recorder. Będzie to odpowiednik czarnej skrzynki w samolocie. System będzie rejestrował informacje poprzedzające wypadek i następujące po nim.

W przypadku kolizji system będzie wykrywać uderzenie, a następnie zapisze informacje przechwycone 12 s przed wypadkiem oraz następne 8 s, które nastąpią po wykryciu przeciążeń.



Dane będą rejestrowane przez kamerę zamontowaną na przedniej szybie o szerokim polu widzenia. Przy okazji skrzynka będzie rejestrować dźwięk oraz dane, takie jak

prędkość, przyspieszenie, hamowanie. Wszystko będzie zapisywane na karcie pamięci SD.

Urządzenie ma 113 mm długości oraz 70 mm szerokości. Producent uważa, że takie rozwiązanie pozwoli zwiększyć bezpieczeństwo jazdy, a przy okazji będzie wykorzystywane przez firmy ubezpieczeniowe w przypadku konieczności wyjaśniania przebiegu wypadku. System będzie można uruchamiać na żądanie, np. aby nagrać inny wypadek na drodze. Urządzenie będzie dostępne wyłącznie w Japonii.

Oprac. na podst. www.motogazeta.pl

Nowe akumulatory Mercedesa

Firma Daimler AG dokonała przełomu w produkcji akumulatorów. Koncern ze Stuttgartu jest pierwszym producentem na świecie, któremu udało się przystosować technologię litowo-jonową do wymogów przemysłu motoryzacyjnego. W nowy akumulator będzie wyposażony w przyszłym roku seryjnie produkowany Mercedes klasy S 400 BlueHYBRID.

Wdrożenie tej technologii było możliwe dzięki 25 patentom należącym do Daimlera. Sukces inżynierów jest głównie efektem opracowanej przez Daimlera metody integracji baterii litowo-jonowych z systemem klimatyzacji. Dzięki temu akumulator zawsze działa w optymalnej temperaturze roboczej od 15 do 35°C, co zapewnia jego długą żywotność oraz maksymalną wydajność. Największymi zaletami nowej baterii są jej niewielkie rozmiary i o wiele większa wydajność niż w przypadku tradycyjnych akumulatorów nikielowo-wodorkowych. Stosunek masy do mocy całego akumulatora wynosi 1900 W/dm³. Ponadto akumulator cechuje wysoki współczynnik sprawności, długa żywotność oraz niezawodność, nawet w bardzo niskich temperaturach. Poziom bezpieczeństwa jest tak samo wysoki jak w innych współczesnych akumulatorach samochodowych.

Baterie litowo-jonowe nadają się do zastosowania w pojazdach o napędzie hybrydowym. Pozwalają zmniejszyć zużycie paliwa, a zatem również emisję CO₂. Inżynierowie Daimlera starają się także ustalić, w jakim stopniu technologię tę można wykorzystać w innych pojazdach, na przykład z napędem elektrycznym czy ogniwami paliwowymi.

Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

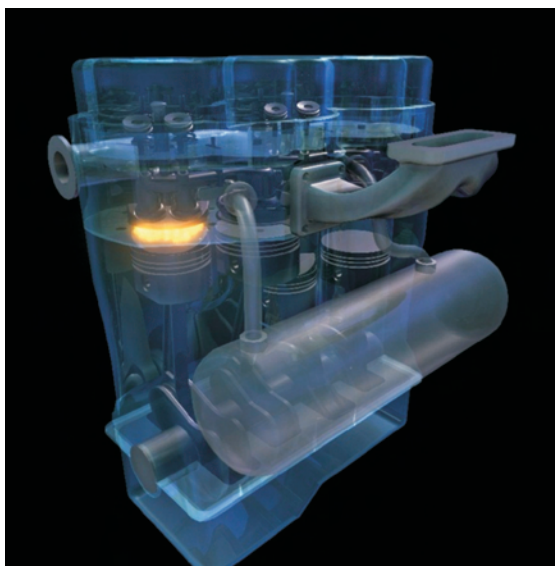
Napędy alternatywne

System ITS (Injection Timing System) Boscha

Firma Scuderi skonstruowała silnik typu Split-Cycle, a inżynierowie z firmy Bosch mają opracować prototyp tzw. powietrznej hybrydy (*air-hybrid*) do tego silnika. Zakres prac ma obejmować silniki ZI oraz ZS.

Istota rozwiązania polega na doprowadzeniu do komory spalania powietrza sprężonego do wartości ok. 50 bar. Zapewni ono lepsze napełnienie cylindra ładunkiem oraz spowoduje lepsze mieszanie się paliwa i powietrza.

Instytut Southwest Research (SwRI) opracował raport, z którego wynika, że silnik Scuderi Split-Cycle Engine w porównaniu do obecnie produkowanych silników turbodoładowanych będzie wykazywał większe wskaźniki pracy: większą moc efektywną, moment obrotowy oraz większą sprawność.



Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Silniki BMW zasilane biopaliwami

We wszystkich modelach BMW z silnikami benzynowymi wyprodukowanymi od 1998 roku można bez przeszkód stosować biopaliwa E10. Natomiast wszystkie silniki ZS, bez względu na datę produkcji, można zasilać paliwem o symbolu B7.

Paliwo oznaczone w Niemczech symbolem E10 to benzyna z 10-procentową domieszką etanolu. W przypadku starszych modeli, wyprodukowanych przed 1998 rokiem, stosowanie paliwa E10 jest dopuszczalne, o ile w instrukcji obsługi nie jest wymagane stosowanie paliwa z maksymalnie 5-procentową domieszką etanolu.

W odniesieniu do wszystkich silników wysokoprężnych wyprodukowanych do tej pory przez BMW, dozwolone jest stosowanie paliwa B7, czyli oleju napędowego z 7-procentową domieszką metyloestru, nawet jeśli nie mają zainstalowanego odpowiedniego filtra. To samo dotyczy wszystkich modeli MINI z silnikiem ZS wyprodukowanych po 2000 r.

Używanie paliw E10 oraz B7 w modelach, w których zastosowano technologię Efficient Dynamics ograniczającą emisję CO₂ zmniejsza emisję dwutlenku węgla. Dzieje się tak ze względu na to, że komponenty biogeniczne paliwa jako rośliny w fazie wzrostu wiążą CO₂.

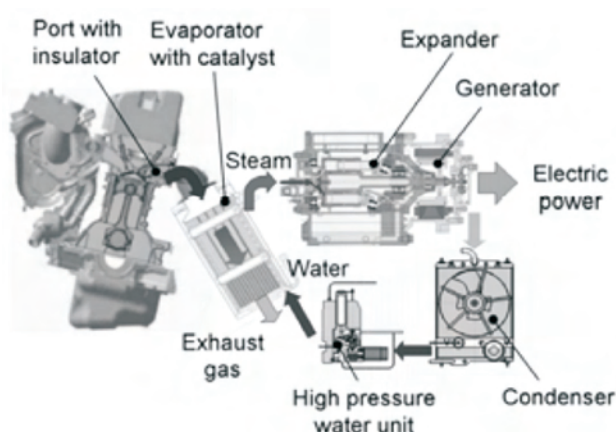
Oprac. na podst. www.motogazeta.pl

Nowy system hybrydowy Hondy

Japońscy konstruktorzy pracują obecnie nad technologią, która wykorzystuje tzw. obieg Rankine'a. Dzięki niemu specjalne urządzenie będzie przechwytywać ciepło wytwarzane przez układ wydechowy i przekształcać je w prąd.

Woda pod dużym ciśnieniem jest pompowana do parownika i zamieniana w parę wodną przy użyciu ciepła dostarczanego z silnika. Stamtąd jest puszczana do specjalnego urządzenia rozprężającego (tzw. ekspander), dzięki któremu napędza generator wytwarzający energię elektryczną.

Konstruktorzy Hondy pracują obecnie nad systemem, który jest dopiero w początkowej fazie rozwoju.



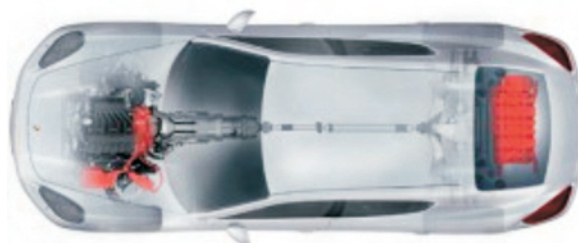
Oprac. na podst. www.honda.com

Napęd hybrydowy firmy Porsche

Najważniejszymi producentami samochodów z napędem hybrydowym są Japończycy, szczególnie światowy lider w rankingu sprzedaży – Toyota. Taka sytuacja może się zmienić w ciągu kilku lat, ponieważ produkcją ekologicznych technologii bardzo interesują się inne koncerny światowe. Konsorcjum dwóch niemieckich marek: Mercedes-Benz i BMW oraz koncernu GM pracuje nad wspólną konstrukcją napędu hybrydowego. Ostatnio do grupy producentów zainteresowanych wprowadzeniem takiej technologii do swoich samochodów dołączyło niemieckie Porsche. Firma ogłosiła, że wraz z debiutem modelu Panamera pojawi się wersja z silnikiem spalinowo-elektrycznym.

Konstrukcja hybrydowa, w jaką będzie wyposażony ten samochód nazywa się Full-Parallel-Hybrid. Według zapewnień producenta pozwoli ona na zmniejszenie przebiegowego zużycia paliwa w dużym pojeździe typu SUV do poziomu 9 dm³/100 km.

System ten jest całkowicie nową konstrukcją. W jego skład wchodzi zespół baterii umieszczony w podłodze, układy elektroniczne oraz moduł hybrydowy umiejscowiony pomiędzy silnikiem a przekładnią. W ramach tego elementu znajduje się silnik elektryczny oraz dodatkowe sprzęgło. Sterowany komputerowo system będzie analizował sposób jazdy kierowcy i, w zależności od sytuacji, będzie dołączać silnik spalinowy, elektryczny lub oba systemy napędowe jednocześnie.



Oprac. na podst. www.porsche.com

Napędy hybrydowe koncernu PSA

Na skutek zablokowania dofinansowania z budżetu państwa francuski koncern PSA Peugeot-Citroën zmuszony jest do przesunięcia terminu wprowadzenia do seryjnej

sprzedaży aut wyposażonych w kombinacyjne silniki ZS połączone z technologią hybrydową. Pierwotnie termin ten był określany na 2010 rok.

Dotychczas planowano wspomaganie sprzedaży napędów hybrydowych marek Peugeot lub Citroën przez system dotacji polegający na dopłacie do każdego pojazdu kwoty 2000 euro i zwolnieniu z części podatków. Jednak rząd Francji wycofał się z tego pomysłu. W związku z tym, ze względu na swoją wyższą cenę hybrydowe układy napędowe z silnikami ZS pojawiają się najpierw w modelach klasy Premium. Modele masowe będą mogły być wyposażane w takie napędy dopiero po uzyskaniu znaczącej redukcji kosztów wytwarzania.

Równoległe do planu wprowadzenia "pełnych" wysoko-średnich hybryd francuski producent zamierza realizować proces wdrażania tzw. "micro-hybryd". Pierwsze tego typu auta, wyposażone w system Start-Stop, automatycznie gasnący silnik np. przy postoju na światłach, zaczął pojawiać się coraz częściej, tak by do 2012 r. PSA mogło osiągnąć zakładany cel sprzedaży, ustalony na 1,6 mln sztuk.



Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Izrael zmienia politykę transportową

Rząd izraelski zamierza zmienić infrastrukturę transportową w kraju i przestawić ją na korzystanie z odnawialnych źródeł energii. W tym celu firmy Nissan, Renault i Project Better Place podpisały porozumienie, na mocy którego nastąpi masowe wprowadzenie na rynek samochodów z napędem elektrycznym, co umożliwi znaczne ograniczenie emisji CO₂ oraz cząstek stałych. Rząd Izraela będzie wspierał ten projekt poprzez zachęty podatkowe, m.in. wprowadzenie ulgi na zakup samochodu z zerową emisją zanieczyszczeń do 2019 r.

Samochody, jakie będą wprowadzone do sprzedaży najprawdopodobniej w 2011 r., będą pochodzić z francuskiego koncernu Renault. Wszystkie funkcje aut będą zasilane wyłącznie energią elektryczną, co zapewni zerową emisję CO₂. Jednocześnie ich osiągi powinny być porównywalne z osiąganymi pojazdami napędzanych silnikami benzynowymi o pojemności 1,6 dm³. Samochody elektryczne będą wyposażone w akumulatory litowo-jonowe (opracowane przez Nissan) zapewniające zwiększony zasięg i trwałość. Pierwsze testy drogowe przewidziano już na bieżący rok.

Project Better Place zbuduje sieć elektrycznych "stacji paliwowych" służącą do ładowania akumulatorów. Na tere-

nie całego kraju będzie ich docelowo nawet 500 tys., dzięki czemu ograniczony zasięg samochodów elektrycznych nie będzie już stanowił większego problemu. Dodatkowo, komputer pokładowy będzie na bieżąco pokazywać aktualny poziom naładowania akumulatorów i najbliższej położonej stacji ich ładowania.

Nowością ma być system zakupu. Nastąpi bowiem rozdział własności samochodu i akumulatorów. Klient nabydzie pojazd wraz z abonamentem na zasilanie energią, a opłata będzie liczona od liczby przejechanych kilometrów.

Oprac. na podst. www.motogazeta.pl

Firmy silnikowe

Recesja na amerykańskim rynku motoryzacyjnym

Carlos Ghosn, szef Nissan Motor i Renault, w swojej wypowiedzi stwierdził, że branża motoryzacyjna w USA znalazła się w recesji.

W roku 2007 na amerykańskim rynku sprzedano 16,1 mln samochodów i ciężarówek, tj. o ok. 500 tys. mniej niż rok wcześniej. Był to najgorszy wynik od 1998 r., ale ekonomiści prognozują, że obecny będzie jeszcze gorszy. Ghosn powiedział, że branża motoryzacyjna powinna skupić się obecnie na rynkach rozwijających się. Zwrócił uwagę, że w USA i Japonii rynki doświadczają stagnacji, podczas gdy w Rosji i Brazylii rosną o 25%, w Chinach o 23%, a Indiach 20%.

Oprac. na podst. www.dieselnet.com

Koncern BYD

Europejski debiut koncernu BYD Auto odbędzie się na najbliższym salonie w Genewie. Już obecnie wiadomo, że chińska firma zaprezentuje tam przynajmniej trzy modele, a wśród nich jeden z napędem hybrydowym. Najbardziej kontrowersyjnym autem będzie niewątpliwie F1 należący do klasy mini.

BYD F1 miał swoją oficjalną premierę pod koniec 2007 roku na salonie w Guangzhou, gdzie producent zaprezentował także nowe logo koncernu, zastępujące kontrowersyjny znaczek podobny do BMW.

Parametry silnika są bardzo podobne do jednostki Toyoty, choć Chińczycy nie zastosowali systemu VVT-i. Nowa jednostka (BYD371QA) ma poj. 0,988 dm³, trzy cylindry i 12-zaworową głowicę z dwoma wałkami rozrządu (DOHC). Uzyskuje ona maksymalną moc 68 KM przy 6000 obr/min i 90 N·m momentu obrotowego w przedziale 4000-4500 obr/min ($N_e = 50 \text{ KM}$, $N_l = 51 \text{ kW/dm}^3$, $N_c = 16,8 \text{ kW/cyl.}$, $p_{e,max} = 1,15 \text{ MPa}$). Producent zapowiada, że BYD F1 będzie jednym z najtańszych pojazdów na świecie.

Oprac. na podst. www.autochiny.pl

Honda rozwija markę Acura

Honda ogłosiła plany wybudowania ośrodka rozwoju pojazdów Acura w ramach nowego centrum badawczo-rozwojowego, tworzonego w miejscowości Sakura, w prefekturze Tochigi. Nowe centrum ma zajmować powierzchnię ok. 2,3 miliona metrów kwadratowych i stanowić inwestycję w wysokości ok. 48 miliardów jenów. Ma ono rozpocząć funkcjonowanie w 2009 roku. Będzie wyposażone w liczne torry testowe umożliwiające odtwarzanie rozmaitych warunków

jezdnych, takich jak jazda z dużą prędkością lub jazda w terenie miejskim. W połączeniu z istniejącymi torami testowymi Hondy, Tochigi Proving Ground i Takasu Proving Ground, nowy obiekt w Sakurze umożliwi firmie przyspieszenie tworzenia zaawansowanych technologii skoncentrowanych na ochronie środowiska i bezpieczeństwie.

Oprac. na podst. www.honda.com

Isuzu wycofuje się z USA

Po kilku latach spadku sprzedaży Isuzu podjęło decyzję o wycofaniu swoich modeli klasy SUV i Pick-up z Ameryki Północnej. Japońska marka od 2009 r. będzie koncentrować się głównie na dystrybucji lekkich pojazdów dostawczych.

W ubiegłym roku Isuzu w Stanach Zjednoczonych sprzedało zaledwie 7000 aut osobowych, jednak nie jest to jedyny powód małej popularności modeli japońskiego producenta. Ekspertki wskazują również na ograniczoną gamę oferowanych aut, a także małą konkurencyjność w porównaniu z pojazdami innych producentów.

Jak zapewnia przedstawiciel marki w Stanach Zjednoczonych, dotychczasowi właściciele nie muszą się obawiać utrudnień z serwisowaniem i obsługą posprzedażną swoich aut. Isuzu zapowiedziało, że w porozumieniu z koncernem General Motors nadal będzie zajmować się dystrybucją części zamiennych.

Isuzu nie wycofa się jednak całkowicie z USA. Po oficjalnym zakończeniu sprzedaży aut osobowych z dniem 1.01.2009 r., firma zaangażuje wszystkie swoje siły w rozwój i zwiększenie sprzedaży pojazdów użytkowych z segmentu LCV (*Light Commercial Vehicle*).

Oprac. na podst. www.isuzu.com

Koncern Tata będzie udziałowcem Jaguara i Land Rovera

Ford Motor nie zamierza zatrzymać dla siebie części udziałów w sprzedawanych właśnie luksusowych markach – Jaguar i Land Rover, jak to było w przypadku sprzedaży Aston Martina.

Jeszcze na początku stycznia, kiedy to indyjski koncern Tata Motors został oficjalnie ogłoszony najpoważniejszym kandydatem do przejęcia obu brytyjskich marek wydawało się, iż Ford będzie chciał zatrzymać dla siebie minimalny pakiet akcji. W ten sposób mógłby chronić swoje interesy, bowiem modele Jaguara i Land Rovera wykorzystują różne podzespoły, m.in. silniki Forda. Według Automotive News Europe oraz Economic Times Tata Motors zobowiązał się do dalszego wykorzystywania części od Forda.

Rzecznicy obu firm nie potwierdzają jednak tych informacji, podkreślają jedynie, że wciąż prowadzone są negocjacje. Ostateczne podpisanie umowy nastąpi najprawdopodobniej w pierwszej połowie 2008 r. Za obie marki indyjski koncern zapłaci od 1,5 do 2 miliardów dolarów.

Oprac. na podst. www.ford.com

Firmy Bosch i MAHLE utworzyły spółkę Turbocharger JV

Firmy Robert Bosch GmbH i MAHLE GmbH utworzyły spółkę Joint Venture w udziałach 50:50. Nowa firma, nazwana Bosch Mahle Turbo Systems, zaczyna działalność od

1 kwietnia 2008 i będzie mieścić się w Stuttgarcie. Firma ta będzie zajmować się produkcją systemów doładowania przeznaczonych dla silników ZI oraz ZS. Obie firmy twierdzą, że aby zmniejszyć emisję CO₂ należy zastosować koncepcję downsizingu, a jego podstawowym warunkiem jest doładowanie.



Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Porsche przejmuje VW

Producent sportowych samochodów Porsche przewiduje zwiększenie swoich udziałów w firmie Volkswagen z 31 do ponad 50% kosztem ok. 10 mld euro. Tym samym Porsche przejąłby kontrolę nad Volkswagenem, lecz – jak twierdzi prezes Porsche Wendelin Wiedeking – nie jest przewidziana fuzja obu firm.

Informacje o takich planach konsolidacyjnych pojawiały się już wcześniej, gdy prezesem koncernu Volkswagen był Ferdynand Piech, wnuk Ferdynanda Porsche. Rodzina Piechów posiada pakiet kontrolny firmy Porsche.

Firma Porsche, która jest małym producentem luksusowych samochodów sportowych, może przejąć firmę, która produkuje 60 razy więcej aut, dzięki decyzji Europejskiego Trybunału Sprawiedliwości. Uznał on, że niemieckie przepisy niepozwalające na przejęcie VW są niezgodne z prawem UE.

Oprac. na podst. Reuters, Gazeta Wyborcza

VW przejmuje Scanię

Volkswagen, znany do tej pory z produkcji samochodów osobowych i dostawczych, próbuje przejąć kontrolę nad rynkiem samochodów ciężarowych w Europie. Dotychczas kosztem prawie 3 mld euro dokupił dodatkowe akcje Scanii i uzyskał kontrolę nad szwedzkim producentem ciężarówek i autobusów.

Na transakcję z VW zdecydowała się rodzina Wallenbergów, szwedzkich magnatów finansowych, która była głównym akcjonariuszem Scanii od 1916 r. Niemiecki koncern, który miał już 20,89% akcji Scanii, dających prawo do niemal 38% głosów, po wspomnianej transakcji z Investor AB i fundacją Wallenbergów zwiększył ten pakiet do 37,73% akcji z prawem do 68,6% głosów. To zapewniła pełną kontrolę nad szwedzkim producentem ciężarówek i autobusów. Wartość transakcji oszacowano na 2,87 mld euro.

VW jest już największym akcjonariuszem niemieckiego producenta ciężarówek i autobusów MAN, a obecna transakcja w Szwecji przybliży fuzję Scanii z MAN i fabrykami ciężarówek VW w Brazylii. Taką fuzję już pod koniec 2006 r. próbował zaaranżować MAN, oferując akcjonariuszom

Scanii ponad 10 mld euro za tę firmę. Jednak zarząd Scanii i Wallenbergowie odrzucili wówczas ofertę MAN-a.

Połączenie Scanii z MAN-em i działem ciężarówek VW stworzyłoby największego w Europie producenta ciężarówek, którego największym akcjonariuszem byłby VW. Zdaniem analityków, połączenie MAN-a ze Scanią da też 8,4 mld euro oszczędności. Fuzja będzie miała duże znaczenie w Polsce, gdzie MAN i Scania mają własne fabryki autobusów, a MAN także fabrykę ciężarówek.

Oprac. na podst. Reuters, Gazeta Wyborcza

Volvo zwiększa zaangażowanie w Polsce

Zgodnie z ogłoszonymi ostatnio informacjami firma Volvo zamierza zlikwidować swoją fabrykę w Holandii i przenieść produkcję autobusów do Polski. Fabryka autobusów Volvo pod Wrocławiem stwarza korzystne warunki pod względem jakości produkcji i jej kosztów. Ostatnia decyzja władz koncernu umożliwi dalszą rozbudowę fabryki.

Oprac. na podst. pr. I PR

Książki o silnikach Books on combustion engines

TERMODYNAMICZNE ORAZ EKOLOGICZNE UWARUNKOWANIA EKSPLOATACJI TŁOKOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH

Postrzednik S., Żmudka Z.

Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2007

Podręcznik ujmuje dwa podstawowe aspekty (uwarunkowania termodynamiczne oraz ekologiczne) eksploatacji tłokowych silników spalinowych. Dokonano analizy porównawczej silników o zapłonie iskrowym oraz samoczynnym. Zwrócono szczególną uwagę na podstawowe sposoby regulacji obciążenia silników spalinowych. Przeprowadzono analizę uwarunkowań wielkości dawki paliwa oraz elementów kontroli procesu spalania. Przedstawiono zagadnienie wymiany ładunku i jej wpływu na efektywność pracy oraz sprawność silnika. Zaprezentowano rozwiązania układów niezależnego sterowania ruchem zaworów silnika spalinowego. Dokonano przeglądu współczesnych paliw pod względem ich przydatności do napędu silników.



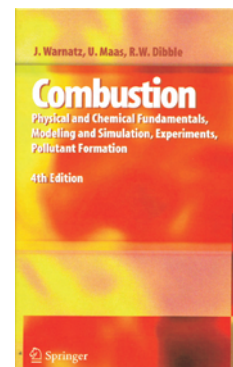
COMBUSTION

Physical and chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutant formation

Warnatz J., Maas U., Dibble R.W.

Wydawnictwo Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg 2006.

Książka zawiera matematyczny opis płomienia laminarnego (transport ciepła i masy, opis frontu płomienia), termodynamicę procesu spalania (prawa termodynamiki, spalanie równowagowe) oraz kinetykę reakcji chemicznych. W pracy zawarto analizę struktury i prędkości płomieni wstępnie wymieszanych i heterogenicznych. Przedstawiono procesy zapłonu w silniku ZI i ZS oraz procesy niskotemperaturowego utleniania. Analizie poddano procesy rozpylenia paliwa (spalanie pojedynczej kropli paliwa oraz rozpylonej cieczy). Przedstawiono formowanie tlenków azotu (oraz sposoby ich ograniczania), węglowodorów i sadzy wraz z przykładami modelowania i symulacji ich powstawania.



Doktoraty Doctorates

Dr inż. Andrzej Borodyn

Analiza wybranych parametrów operacyjnych silnika wysokoprężnego turbodoładowanego przy zasilaniu biopaliwami

Promotor: prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski – Politechnika Szczecińska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Oleh Klyus – Politechnika Szczecińska, dr hab. inż. Stanisław W. Kruczyński – prof. Politechniki Warszawskiej

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki Politechniki Szczecińskiej w dniu 30 października 2007 r.

Rozprawa dotyczy istotnego problemu, jakim jest poszukiwanie oszczędności paliwa oraz możliwości stosowania paliw zastępczych do zasilania silników wysokoprężnych. Ma to dwa aspekty: ekonomiczny i ekologiczny. Zmniejszenie zużycia paliwa powoduje również zmniejszenie zawartości szkodliwych składników w spalinach silnika. Sprawdzenie na drodze badań eksploatacyjnych właściwości różnych rozwiązań konstrukcyjnych oraz regulacyjnych było powodem podjęcia tematyki zawartej w tytule pracy. Badania zachowania się silnika wysokoprężnego w trakcie

eksploatacji przy zasilaniu olejem napędowym oraz paliwami pochodzenia roślinnego, szczególnie silnika doładowanego, nie były dotychczas prowadzone na tak szeroką skalę jak to wykonał autor rozprawy.

Wyniki badań autora obejmujące charakterystyki silnika wolnossącego o wtrysku komorowym oraz tego samego silnika z doładowaniem turbosprężarkowym, przedstawiono w formie wykresów przestrzennych, co pozwala na dostosowanie wymaganych parametrów roboczych do wymagań eksploatacyjnych, czyli pozwala na stworzenie mapy zachowania się silnika.

Wyniki przedstawione w pracy pozwalają także na ocenę rzeczywistych możliwości zastosowania paliwa pochodzenia roślinnego przy odmiennym sposobie przygotowania mieszaniny palnej i realizacji procesu spalania (komora Ricardo Comet Mark V). Szczególny nacisk położono na zadymienie spalin, które jest jednym z ważniejszych parametrów charakteryzujących proces przygotowania mieszaniny palnej i spalania. Wyniki przeprowadzonych badań opracowano metodami statystycznymi, określając pola ich tolerancji (odchylenie standardowe).

Dr inż. Adam Janiszewski***Badanie kinetyki spalania cząstek stałych w samochodowym filtrze spalin***

Promotor: prof. dr hab. inż. Andrzej Teodorczyk – Politechnika Warszawska
Recenzenci: dr hab. inż. Ryszard Miller – prof. Politechniki Wrocławskiej, prof. dr hab. inż. Rudolf Klemens – Politechnika Warszawska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej w dniu 4 lipca 2007.

W pracy zaprojektowano i wykonano oryginalne stanowisko do badań kinetyki reakcji utleniania cząstek stałych w warunkach zbliżonych do tych, jakie panują w samochodowych filtrach spalin. Stanowisko to składało się z trzech głównych części: układu zasilania gazami technicznymi, zespołu grzałek elektrycznych i oprzyrządowanej przestrzeni pomiarowej. Podstawowymi danymi pomiarowymi zbieranymi podczas eksperymentów były: masa płytki z sadzą oraz wartości temperatury strefy reakcji.

W trakcie badań określono wartości współczynników opisujących kinetykę reakcji utleniania cząstek stałych, energii aktywacji i współczynnika przedeksponencjalnego. W eksperymentach zastosowano sadzę techniczną N-772 i sadzę silnikową. Badania przeprowadzono w szerokim zakresie temperatur napływającego gazu (od 350 do 700°C) oraz przy różnych udziałach objętościowych tlenu w utleniaczu (od 8 do 21%). Część eksperymentów posłużyła określeniu minimalnej temperatury zapłonu sadzy przy najkorzystniejszych warunkach udziału tlenu.

Oprócz wyznaczenia stałych szybkości reakcji utleniania w równaniu Arrheniusa, przeprowadzono dyskusję wpływu doboru temperatury strefy reakcji na wyznaczone wartości. Wskazano na duże znaczenie określonej temperatury strefy reakcji na wartość energii aktywacji i współczynnika przedeksponencjalnego. W analizie uzyskanych wyników zwrócono również uwagę na potrzebę skorelowania ze sobą parametrów wyznaczonych dla różnych udziałów molowych tlenu w utleniaczu.

Kolejną część pracy stanowiło zbudowanie modelu numerycznego procesu regeneracji filtra cząstek stałych w oparciu o komercyjny program komputerowy FLUENT. Zbudowany model posłużył do przebadania zjawisk zachodzących w filtrze przy uwzględnieniu różnych modeli szybkości reakcji utleniania cząstek stałych. Zastosowano parametry opisujące proces utleniania dostępne w literaturze oraz wyznaczone w części doświadczalnej pracy.

Opierając się na zbudowanym modelu i literaturowych modelach szybkości reakcji utleniania cząstek stałych, określono wpływ następujących parametrów na proces regeneracji: materiał filtra, temperatura gazów wlotowych, skład spalin silnikowych, ilość cząstek osadzonych w filtrze. Analiza uzyskanych wyników symulacji wskazała na decydujący wpływ doboru parametrów szybkości reakcji utleniania na uzyskane wyniki. Wykorzystanie różnych modeli kinetyki chemicznej skutkowało odmiennym przebiegiem procesu regeneracji filtra.

Dr inż. Dariusz Klimkiewicz***Badanie systemu spalania silnika tłokowego o bezpośrednim wtrysku metanu***

Promotor: prof. dr hab. inż. Andrzej Teodorczyk – Politechnika Warszawska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Kazimierz Golec – Politechnika Krakowska, dr hab. inż. Janusz Przystek – Politechnika Warszawska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej w dniu 5 czerwca 2007 r.

Badania nad systemem bezpośredniego wtrysku metanu do cylindra przeprowadzono przy użyciu trzech zmodyfikowanych narzędzi badawczych. Były nimi: maszyna pojedynczego sprężu, jedno cylindrowy silnik do wizualizacji procesów zachodzących wewnątrz komory spalania oraz rzeczywisty silnik badawczy. Zasadniczą część badań przeprowadzono na silniku do wizualizacji procesów spalania. Specjalnie do badań przekonstruowano i wykonano nową głowicę tego silnika w celu umożliwienia zastosowania systemu bezpośredniego wtrysku metanu. Dzięki temu możliwa była realizacja wtrysku strugi gazu oraz zapłonu mieszanki w różnych konfiguracjach.

Badania miały na celu uzyskanie skutecznego i powtarzalnego zapłonu mieszanki gazowo-powietrznej uzyskanej w wyniku bezpośredniego, późnego wtrysku metanu do komory spalania silnika. Późny wtrysk rozumiany był jako wtrysk, którego początek miał miejsce w zakresie 100–0°OWK przed GMP. W toku badań wykonano analizę wpływu na parametry pracy układu takich parametrów, jak: chwila wtrysku, chwila zapłonu, skład mieszanki i miejsce zapłonu. Podjęto również próby polegające na intensyfikacji procesu spalania przez zastosowanie specjalnej komory zapłonowej oraz podwójnego wtrysku gazu do komory spalania.

W wyniku badań otrzymano przebiegi zmian ciśnienia maksymalnego w cylindrze silnika, przebiegi maksymalnych ciśnień kolejnych obiegów pracy silnika oraz serie zdjęć wizualizacyjnych z przebiegu procesów zachodzących wewnątrz komory spalania.

Wykazano, że jest możliwy skuteczny zapłon mieszanki uzyskanej w wyniku bezpośredniego wtrysku metanu do komory spalania silnika oraz uzyskano powtarzalność procesu spalania na wysokim poziomie, eliminując występowanie niedopalonych lub niezapalonych cykli pracy silnika. Ustalono, że parametrami wpływającymi na skuteczność i powtarzalność spalania w tym systemie są w dużej mierze chwila początku wtrysku gazu oraz skład mieszanki w cylindrze. W przebadanych różnych konfiguracjach układu wykazano również, że wtrysk wczesny (360–100°OWK przed GMP) nie zapewnia utrzymania skutecznego zapłonu mieszanki. Dodatkowo poprawną pracę silnika uzyskano przy spalaniu mieszanek ubogich ($\lambda = 1,6-2,1$). Dla mieszanek stechiometrycznych praca silnika była niemożliwa. Takie cechy układu skłaniają do wniosku, że w komorze spalania uzyskuje się bardzo silne uwarstwienie mieszanki gazowo-powietrznej, dzięki czemu jest możliwe spalanie mieszanek ubogich.

Dr inż. Konrad Prajowski***Współczynnik elastyczności silnika wysokoprężnego na mocach częściowych***

Promotor: prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski – Politechnika Szczecińska

Recenzenci: Prof. dr hab. inż. Oleh Klyus – Politechnika Szczecińska, dr hab. inż. Janusz Gardulski – prof. Politechniki Śląskiej

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki Politechniki Szczecińskiej w dniu 27 listopada 2007 r.

Rozprawa dotyczy istotnego poszukiwania oszczędności paliwa oraz możliwości poprawy właściwości dynamicznych samochodów ciężarowych o dużej ładowności. Sprawdzenie na drodze badań eksploatacyjnych właściwości różnych rozwiązań konstrukcyjnych oraz regulacyjnych jest zadaniem bardzo pracochłonnym, gdyż wymaga długotrwałych badań silników w rzeczywistej eksploatacji, niezależnie od przeprowadzonych badań hamownianych. W czasie badań hamownianych nie jest całkowicie możliwa symulacja wszystkich sytuacji, jakie mogą zaistnieć w eksploatacji. Aby zmniejszyć pracochłonność i koszt badań, zastosowano symulacje wykonane w oparciu o wcześniej przeprowadzone badania hamowniane.

Nieznany był rzeczywisty stan zużycia paliwa, zadymienia spalin oraz elastyczności silnika, które charakteryzują silnik pod względem jego przydatności eksploatacyjnej w aspekcie podstawowych parametrów roboczych. Jednocześnie wiadomym było, że silnik bardzo rzadko jest wykorzystywany przy mocy znamionowej i znamionowej prędkości obrotowej, stąd też cel pracy – badania na mocach częściowych, co bardziej odzwierciedla istniejąca rzeczywistość.

Rozprawa obejmowała określenie podstawowych parametrów pracy silnika, jak: wydatki pomp wtryskowych, sposób określania zadymienia spalin oraz sposób określania elastyczności silnika na pełnym i częściowym obciążeniu. Badania te przeprowadzono na silniku o wtrysku bezpośrednim, powszechnie stosowanym w Europie do napędu samochodów ciężarowych ze względu na dużą ekonomiczność pracy.

Cennym wkładem autora jest udowodnienie, że przy badaniach symulacyjnych z wykorzystaniem wzorów Leidemanna nie można stosować wartości współczynników liczbowych prawidłowych dla charakterystyki zewnętrznej. Wyznaczono wartości tych współczynników dla mocy częściowych i określono wiarygodność uzyskanych rezultatów za pomocą metody statystycznej, polegającej na wyznaczeniu współczynnika zbieżności.

Firma "Centrum Szkolenia Motoryzacji Autoelektronika Kędzia" posiada w swojej ofercie następujące produkty:

- ▣ oprzyrządowanie dla warsztatów i serwisów samochodowych, specjalizujących się w obsłudze elektronicznych systemów pojazdowych,
- ▣ oprzyrządowanie testowe i aparatura sterująca dla uczelni wyższych, instytutów naukowych oraz ośrodków badawczych
- ▣ wykonujemy indywidualne zamówienia z przeznaczeniem dla prac badawczych według potrzeb klientów,
- ▣ wyspecjalizowanym obszarem działania firmy są systemy sterownia elektronicznych systemów wtrysku silników ZS oraz ZI.



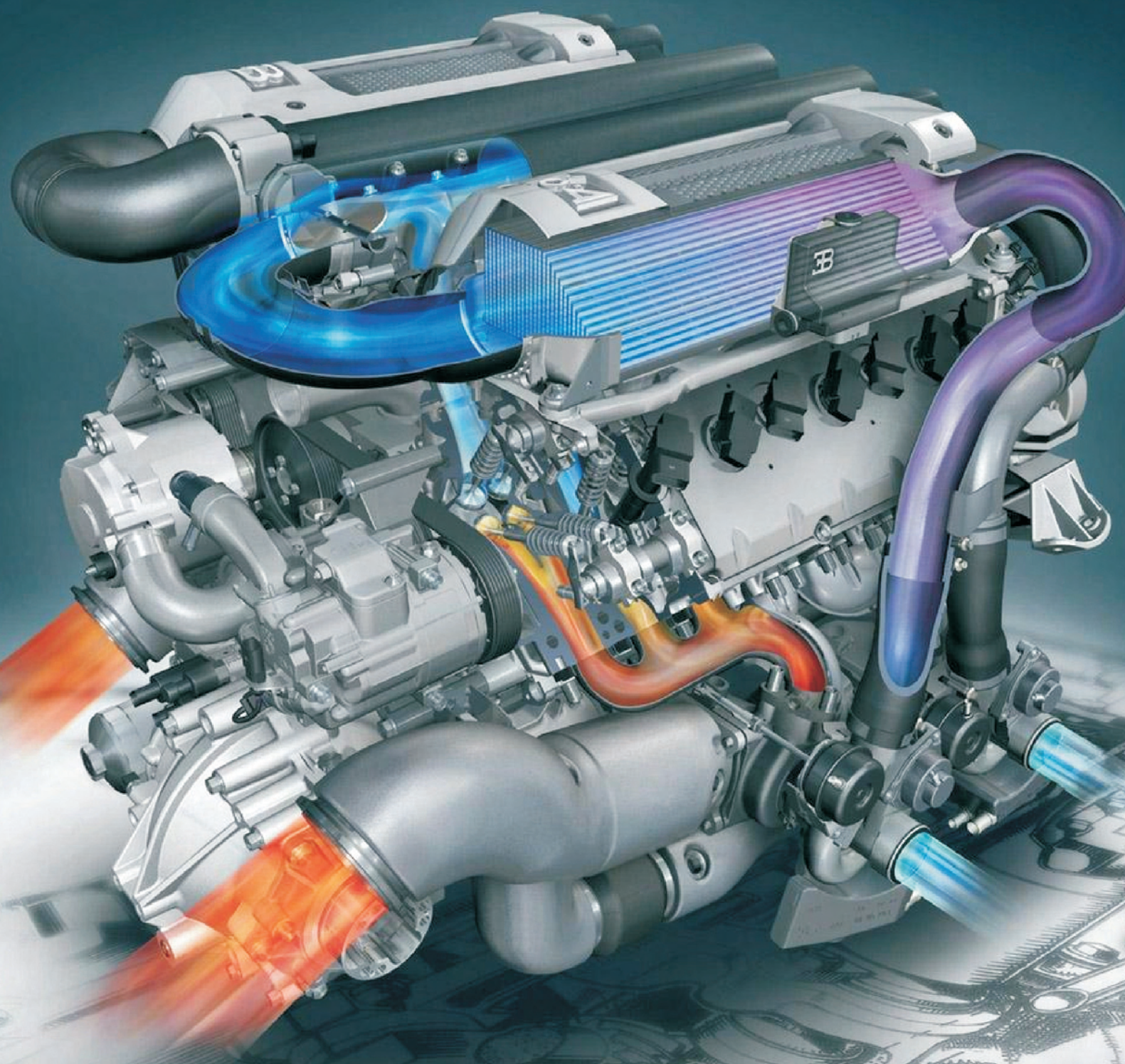
Pomoc technodydaktyczne produkowane przez firmę "Mechatronika" Wyposażenie Dydaktyczne Sp. z o.o. odzwierciedlają nowoczesne

technologie stosowane w technice motoryzacyjnej i są przeznaczone w szczególności do kształcenia w specjalnościach związanych z mechatronicznymi rozwiązaniami systemów sterowania.

Oferowane produkty umożliwiają:

- ▣ nauczanie podstaw mechatroniki, elektrotechniki i elektroniki pojazdowej (**zestawy panelowe**),
- ▣ naukę funkcjonowania systemów pojazdowych i ich diagnostykę (**tablice demonstracyjne systemów pojazdowych**),
- ▣ zajęcia z wykorzystaniem rzeczywistych zespołów i elementów pojazdowych (**pracujące silniki spalinowe na ramach, statyczne mechanizmy na stojakach obrotowych / silniki spalinowe, skrzynie biegów i inne**).





Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych
Polish Scientific Society of Combustion Engines

O Towarzystwie
Cele
Statut
Regiony

Władze
Zarząd
Komisja Rewizyjna

Członkowie
Założyciele
Honorowi
Zwyczajni
Wspierający

Kontakt
Kontakt

Członkostwo
Wniosek

Z życia PTNSS
Zebrania Zarządu
Zebrania Członków
Inicjatywy
Komunikaty

Konferencje
Konferencje PTNSS
Konferencje inne
Konferencje opisy

Kontakt

Prenumerata

Skład-osobowy

Koncepcja wyd.

Współpraca

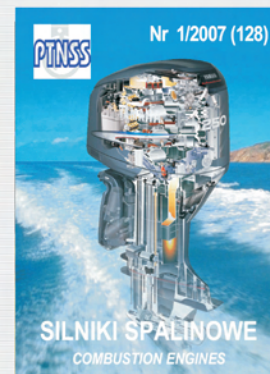
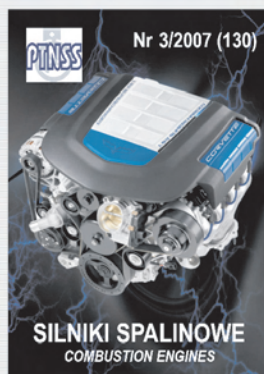
Zgłoszenia

Zapowiedź

Bieżący numer

Archiwum

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



www.ptnss.pl