SPIS TREŚCI

W skrócie	2
Nauka i Technika	
Zdzisław CHŁOPEK, Michał ŻEGOTA Emisja cząstek stałych PM10 z pojazdów samochodowych The emission of particulate matter PM10 from vehicles	3
Alvydas PIKUNAS, Arvydas MATULIAUSKAS, Bronislovas SPRUOGIS Research on the pipeline transport robots elements	14
Wiesław PIEKARSKI, Grzegorz DZIENISZEWSKI Analiza możliwości doładowania silnika o ZI zasilanego gazem LPG An analysis of the supercharge possibilities of a spark-ignition LPG engine	19
Tadeusz HEJWOWSKI, Hubert DĘBSKI FEM analysis of functionally graded coating applied to diesel engine piston crown	30
Miłosz P. WNUK Pojęcia i zależności w liniowej i nieliniowej mechanice pękania Concepts and relationships in linear and nonlinear fracture mechanics. Part I. Linear elastic fracture mechanics	35
Dariusz MAZURKIEWICZ Rozpoznawanie przypadków w zbiorze danych diagnostyki laserowej Features extraction from laser diagnostic data	19
Aktualności PNTTE	
Monika KŁOS, Jarosław MOMOT, Dariusz MAZURKIEWICZ Regionalna Strategia Innowacji – obecne i przyszłe efekty współpracy Urzędu Marszałkowskiego oraz Politechniki Lubelskiej	55

Działalność Oddziału PAN w Lublinie	
The scientific activity of PAN Branch in Lublin	. 59

Marek ROZMUS, Radosław DOLECKI

CHŁOPEK Z., ŻEGOTA M.: Emisja cząstek stałych PM10 z pojazdów samochodowych: EiN nr 1/2004, s. 3-13. Emisja cząstek stałych PM10 jest jedną z najważniejszych wielkości kryterialnych przy ocenie stanu powietrza atmosferycznego, zgodnie z wymaganiami dyrektywy Unii Europejskiej 1999/30/ EC. Przy ocenie stanu środowiska tylko w nielicznych wypadkach jest możliwe oparcie się na pomiarach imisji zanieczyszczeń. W pozostałych wypadkach oraz w celu oceny skutków przedsięwzięć, wpływających na zmianę stanu środowiska, konieczne jest wykorzystywanie modeli emisji i rozprzestrzeniania zanieczyszczeń. W pracy dokonano badań symulacyjnych modelu Lohmeyera, jednego z najbardziej rozbudowanych. W wyniku przeprowadzonych rozważań stwierdzono celowość podjęcia skoordynowanych działań nad modelowaniem emisji cząstek stałych PM10 ze źródeł motoryzacyjnych, w tym identyfikacji i weryfikacji modeli już opracowanych. CHŁOPEK Z., ŻEGOTA M.: The emission of particulate matter PM10 from vehicles: EiN nr 1/2004, s. 3-13.

The emission of particulate matter PM10 is one of the most important criterial values in the assessment of atmospheric air quality in compliance with European Union directive 1999/ 30/EC. The assessment of the state of the environment can be based on pollution measurement in few cases only. In other cases, as well as in environmental impact analysis it is necessary to use pollution emission and dispersion modeling. The paper presents simulation studies of Lohmeyer's model, which is one of the most complex. The results point is the necessity to undertake the coordinated researches into particulate matter PM10 emission modeling, including identification and verification of already existing models.

PIKUNAS A., MATULIAUSKAS A., SPRUOGIS B.: Research on the pipeline transport robots elements: EiN nr 1/2004, s. 14-18. In the article are reviewed constructions of the pipeline transport robots elements and scheme of new original construction is presented. The mathematical model of the pipeline transport robot is formed and its motion equations are presented.

PIEKARSKI W., DZIENISZEWSKI G.: Analiza możliwości doładowania silnika o ZI zasilanego gazem LPG: EiN nr 1/2004, s. 19-29.

W pracy dokonano przeglądu systemów doładowania i układów zasilania gazem LPG. Wybrano rozwiązania optymalne dla silnika PN 1600. Metodą symulacji komputerowych określono parametry doładowania i parametry regulacyjne doładowanego silnika gazowego. Wskazano na problemy techniczne doładowanych silników o zapłonie iskrowym i ich ekologiczne zalety silników gazowych. Uzyskane podczas symulacji numerycznych wskaźniki pracy silnika zasilanego LPG doładowanego mechanicznie, porównano ze wskaźnikami silnika wolnossącego zasilanego benzyną i gazem.

PIEKARSKI W., DZIENISZEWSKI G.: An analysis of the supercharge possibilities of a spark-ignition LPG engine: EiN nr 1/2004, s. 19-29.

The paper gives a review of supercharge and LPG feed systems. The optimum solutions for a PN 1600 engine were selected. The computer simulation method was used to define the supercharge and control characteristics of a supercharged gas engine. Technical problems of spark-ignition supercharged engines and ecological advantages of gas engines were discussed. The numerical simulation working coefficients for a mechanically supercharged LPG engine and a petrol and gas normally aspirated engine were compared.

HEJWOWSKI T., DEBSKI H.: FEM analysis of functionally graded coating applied to diesel engine piston crown: EiN nr 1/2004, s. 30-34.

Functionally graded thermal barrier coating was analytically investigated by using Abaqus FEM code. Transient temperature and stress distributions in coatings applied to diesel engine piston crowns were calculated throughout the entire working cycle. Results of calculations were compared against data obtained for metal piston and classical duplex TBC.

WNUK M., P.: Pojęcia i zależności w liniowej i nieliniowej mechanice pękania: EiN nr 1/2004, s. 35-48.

Na początku ubiegłego stulecia teoria sprężystości została uzupełniona nową hipotezą, która uwzględniła możliwość nieciągłości pola przemieszczeń w continuum sprężystym. Nieciągłością taką jest szczelina, stacjonarna lub też poruszająca się, a podstawową hipotezą jest tutaj hipoteza Griffitha, która uzupełnia wyrażenie na całkowitą energię potencjalną rozważanego systemu o jeden dodatkowy człon, mianowicie energię swobodnej powierzchni. Wzór Grifitha wyjaśnił ogromne rozbieżności miedzy mierzonymi wartościami wytrzymałości. a ich teoretycznymi oszacowaniami wynikającymi z rozważań molekularnych dotyczących ciał bez defektów. Wzór Griffitha został sprawdzony w praktyce inżynierskiej i dał początek nowej dziedzinie w teorii wytrzymałości ciał niedoskonałych, tzn. takich, które zawierają wewnętrzne (lub brzegowe) pęknięcia jeszcze w stanie nieobciążonym. Teoria ta nosi nazwę Mechaniki Zniszczenia lub też Mechaniki Peknieć.

WNUK M., P.: Concepts and relationships in linear and nonlinear fracture mechanics. Part I. Linear elastic fracture mechanics: EiN nr 1/2004, s. 35-48.

At the beginning of the past century the Theory of Elasticity was supplemented by a new hypothesis, which took into account occurrence of discontinuities within an elastic continuum. This discontinuity appears in form of a crack, either stationary or propagating, and the hypothesis, which was put forward by Griffith, appended a single additional term into the expression for the total potential energy of the considered system. Griffith formula explained the substantial differences between the measured values of material ultimate strength and those predicted by the molecular considerations carried out for a perfect continuum that does not posses any cracks. Extensive testing and the case studies stemming from the engineering practice confirmed the new formula, and it gave rise to the new domain within the theory of strength, namely the Mechanics of Fracture.

MAZURKIEWICZ D.: Features extraction from laser diagnostic data; EiN nr 1/2004, s. 49-54.

This paper describes how is it possible to extract knowledge from combustion engineering and its experimental data. It is far away to apply computer science approach for understanding of physical and chemical properties in combustion diagnostics data. In this paper, these subjects and the way of thinking are discussed: how to see the flow and combustion, how to make instrumentation, how to obtain and analyse the data, how optimize the experiment, and how to extract knowledge and optimize the system. This research is conceptual, that is focussing on understanding the problem and its solution. The aim of this paper is also to present and discuss new challenges for Computer Science engineering applications related to combustion. All presented results were obtained during author's scholarships at the Kobe University in Japan.

NAUKA I TECHNIKA

Zdzisław CHŁOPEK Michał ŻEGOTA

EMISJA CZĄSTEK STAŁYCH PM10 Z POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH

THE EMISSION OF PARTICULATE MATTER PM10 FROM VEHICLES

Emisja cząstek stałych PM10 jest jedną z najważniejszych wielkości kryterialnych przy ocenie stanu powietrza atmosferycznego, zgodnie z wymaganiami dyrektywy Unii Europejskiej 1999/30/EC. Emisja cząstek stałych z ruchu drogowego pochodzi: z układu wylotowego silnika spalinowego, z innych układów pojazdu oraz z nawierzchni drogi. Przy ocenie stanu środowiska tylko w nielicznych wypadkach jest możliwe oparcie się na pomiarach imisji zanieczyszczeń. W pozostałych wypadkach oraz w celu oceny skutków przedsięwzięć, wpływających na zmianę stanu środowiska, konieczne jest wykorzystywanie modeli emisji i rozprzestrzeniania zanieczyszczeń. Dotychczas nie opracowano ujednoliconych modeli emisji cząstek stałych PM10, których zgodność z przedmiotem modelowania została powszechnie udowodniona. W pracy dokonano badań symulacyjnych modelu Lohmeyera, jednego z najbardziej rozbudowanych. W wyniku przeprowadzonych rozważań stwierdzono celowość podjęcia skoordynowanych działań nad modelowaniem emisji cząstek stałych PM10 ze źródeł motoryzacyjnych, w tym identyfikacji i weryfikacji modeli już opracowanych.

Słowa kluczowe: emisja cząstek stałych PM10, modelowanie emisji zanieczyszczeń

The emission of particulate matter PM10 is one of the most important criterial values in the assessment of atmospheric air quality in compliance with European Union directive 1999/30/EC. The emission of particulate matter in road traffic comes from three sources: exhaust system of a combustion engine, other vehicle systems, and road surface. The assessment of the state of the environment can be based on pollution measurement in few cases only. In other cases, as well as in environmental impact analysis it is necessary to use pollution emission and dispersion modeling. So far, standardized models of particulate matter PM10 emission, which accordance with the subject of modeling was generally proved, have not been produced. The paper presents simulation studies of Lohmeyer's model, which is one of the most complex. The results point is the necessity to undertake the coordinated researches into particulate matter PM10 emission modeling, including identification and verification of already existing models.

Keywords: Emission of particular matters PM10, modeling of pollution emission

1. Wprowadzenie

Doświadczenia państw rozwiniętych gospodarczo w ocenie stanu środowiska wskazują, że jednym z najbardziej uciążliwych zagrożeń jest imisja cząstek stałych PM10, tzn. cząstek o wymiarach charakterystycznych mniejszych od 10 μ m [8, 10 – 13, 15 – 22]. Pył

1. Introduction

The experience of economically developed countries in environmental assessment indicates that one of the most troublesome threats to the environment is the emission of particulate matter PM10, that is particles less than 10 μ m in size [8, 10 – 13, 15 – 22]. Dust

o wymiarach mniejszych od 10 μ m znajduje się na liście substancji szkodliwych dla środowiska zgodnie z dyrektywą Unii Europejskiej 1999/30/EC i jest uwzględniany przy ocenie stanu środowiska m.in. ze względu na programy naprawcze środowiska [8, 10 - 13, 15-22].

Jednym z najbardziej intensywnych źródeł emisji cząstek stałych PM10 jest ruch drogowy [8, 10 - 12, 15 - 20]. Struktura czynników determinujących emisję cząstek stałych PM10 z pojazdów i źródeł tej emisji jest złożona – schematycznie została ona przedstawiona na rysunku 1 [8, 16]. consisting of particles smaller than 10 μ m was placed on the list of environmentally damaging substances in accordance with European Union directive 1999/ 30/EC and is taken into consideration in state–of–the– environment assessment [8, 10–13, 15–22].

One of the most intensive sources of particulate matter PM10 emission is road traffic [8, 10 - 12, 15 - 20]. The structure of the determining factors and sources of particulate matter PM10 emission from vehicles is very complex. It was schematically presented in Figure 1 [8, 16].



Rys. 1. Struktura czynników determinujących emisję cząstek stałych PM10 oraz źródeł emisji cząstek stałych PM10 Fig. 1. The structure of determining factors and sources of particulate matter PM10 emission

Najważniejszymi źródłami emisji cząstek stałych PM10 z pojazdów są [8, 10-13, 15-22]:

1. Silnik spalinowy.

Cząstki stałe powstają w cylindrach silnika i w jego układzie wylotowym, następnie ulegają rozrostowi w atmosferze. Jako cząstki stałe emitowane z układu wylotowego silnika przyjmuje się całą materię emitowaną z układu wylotowego silnika, osadzoną na filtrze absolutnym (o skuteczności filtrowania 99% cząstek o wymiarach mniejszych niż 0,3 mm) po ochłodzeniu spalin przez mieszanie z powietrzem atmosferycznym do temperatury mieszaniny $52 \pm 3 \text{ °C}$ [5]. W zbiorze cząstek stałych emitowanych z układu wylotowego silnika znaczący jest udział cząstek o wymiarach mniejszych od 10 µm. Struktura cząstek stałych jest przedstawiona na rysunku 2 [5]. W skład cząstek stałych wchodzi przede wszystkim frakcja węglowa - sadza oraz zaabsorbowane przez sadzę związki nieorganiczne i organiczne.

The most important sources of the emission of particulate matter PM10 from vehicles are the following [8, 10-13, 15-22]:

1. Combustion engine.

Particulate matter is produced in the engine cylinder and exhaust system. Next, they expand in the atmosphere. Particulate matter emitted from engine exhaust system are defined as all matter that is emitted from engine exhaust system and deposited on the absolute filter (which separation efficiency is 99% of particles smaller than 0,3 mm) after fumes have been cooled by mixing with atmospheric air to the mixture temperature of 52 \pm 3 °C [5]. In the mass of particulate matter emitted from engine exhaust system the proportion of particles smaller than 10µm is significant. The structure of particulate matter is presented in Figure 2 [5]. Particulate matter consists mainly of carbonic fraction, that is soot, and inorganic and organic compounds absorbed by soot.

NAUKA I TECHNIKA



- Rys. 2. Skład cząstek stałych: PM cząstki stałe, C_{SOLID} część węglowa cząstki stałej, INSOL frakcja nierozpuszczalna w dwuchlorometanie, SOF – frakcja rozpuszczalna w dwuchlorometanie, PM_{LUBE} – część wę glowodorowa cząstki stałej, pochodząca z oleju, PM_{FUEL} – część węglowodorowa cząstki stałej, pochodząca z paliwa, HC_p – część węglowodorowa cząstki stałej (wg [5])
- Fig. 2. Structure of particulate matter: PM particulate matter, C_{SOLID} carbonic part of particulate matter, INSOL – fraction insoluble in dichloromethane, SOF – fraction soluble in dichloromethane, PM_{LUBE} – hydrocarbonic part of particulate matter from oil, PM_{FUEL} – hydrocarbonic part of particulate matter from fuel, HC_n – hydrocarbonic part of particulate matter
 - 2. Węzły trybologiczne w pojeździe.

Podstawowymi węzłami trybologicznymi w pojeździe, ulegającymi intensywnemu zużyciu, są układy trące hamulców i sprzęgła. W skład materiału zużywanych części wchodzą również materiały niemetalowe, w tym m.in. organiczne, oraz metale, w tym również metale ciężkie.

- 3. Ogumienie kół jezdnych, które są zużywane we współpracy z nawierzchnią jezdną. Głównym składnikiem materiału zużywanego ogumienia kół jezdnych są związki organiczne, przede wszystkim guma, oraz w niewielkiej ilości metale.
- 4. Inne materiały części pojazdu ulegających zużyciu.

Udział materiałów części pojazdu ulegających zużyciu, wydalanych z pojazdu w czasie ruchu, jest w stosunku do innych składowych cząstek stałych PM10 niewielki. Są to głównie metale.

- 5. Nawierzchnia jezdna ulegająca zużyciu we współpracy z ogumieniem kół jezdnych. Składnikami materiału nawierzchni ulegającej zużyciu we współpracy z ogumieniem kół jezdnych są związki zarówno nieorganiczne, jak i organiczne.
- 6. Pył wzniecany z nawierzchni jezdnej przez poruszające się po niej pojazdy. Skład pyłu wzniecanego z nawierzchni jezdnej przez poruszające się po niej pojazdy jest zależny od bardzo wielu czynników, m.in. od otoczenia drogi oraz od warunków atmosferycznych. W tej części cząstek stałych znaczny jest udział cząstek dwutlenku krzemu.

2. Friction pairs in a vehicle.

The basic friction pairs in a vehicle are parts of brakes and clutch. The material that is worn consists of non-metal materials, such as organic materials, and metals, including heavy metals.

3. Tyres, the material of which is worn in contact with road surface.

The main components of the materials rubbed from tyres are organic compounds, mainly rubber and, in small quantities, metals.

- 4. Other materials of a vehicle which wear out. The participation of vehicle materials subject to abrasive wear that are expelled from a vehicle during motion is, in relation to other components comprising particulate matter PM10, insignificant. These are mainly metals.
- 5. The material of road surface that is worn in contact with tyres.

The material of road surface that is worn in contact with tyres consists mainly of organic as well as inorganic compounds.

6. Dust stirred from road surface by passing vehicles.

The composition of dust stirred from road surface by passing vehicles depends on a great variety of factors, among others, on the surroundings of the road and on atmospheric conditions. In this portion of particulate matter the participation of silicon dioxide particles is significant. Czynnikami determinującymi emisję cząstek stałych z pojazdów są m.in. [2-5, 8, 9-13, 15-22]:

1. Właściwości ekologiczne pojazdów ze względu na emisję cząstek stałych.

W zależności od rodzaju silnika (o zapłonie iskrowym lub o zapłonie samoczynnym) oraz od poziomu ekologicznego pojazdu różnice w intensywności emisji cząstek stałych są bardzo znaczne.

- 2. Właściwości części węzłów trybologicznych w pojeździe oraz materiałów tych części. Właściwości części węzłów trybologicznych w pojeździe oraz materiałów tych części mają wpływ na intensywność emisji cząstek stałych oraz na ich skład, a więc również na szkodliwość dla środowiska a w szczególności dla zdrowia organizmów żywych.
- 3. Właściwości ogumienia kół jezdnych oraz materiałów ogumienia.

Uwaga podobna jak w punkcie 2.

4. Parametrów pojazdów.

Podstawowym parametrem pojazdu mającym wpływ na intensywność emisji cząstek stałych jest jego masa. W wyniku badań stwierdza się również rosnący wpływ na emisję cząstek stałych liczby kół jezdnych.

5. Warunki ruchu pojazdów.

Najistotniejszym parametrem charakteryzującym ruch pojazdów, mającym wpływ na emisję cząstek stałych, jest prędkość. Znaczenie ma nie tylko wartość prędkości, ale i np. również wartość przyspieszeń: dodatnich i ujemnych, szczególnie w wypadku utraty przyczepności kół.

6. Warunki atmosferyczne.

Najważniejszy jest wpływ na emisję cząstek stałych oraz na ich rozprzestrzenianie się: wiatr i opady atmosferyczne. Szczególnie duży jest wpływ opadów atmosferycznych na emisję cząstek stałych pochodzących ze ścierania się materiałów ogumienia i nawierzchni jezdnej oraz – przede wszystkim – na intensywność pyłu wzniecanego z jezdni.

- 7. Rodzaj i jakość nawierzchni jezdnej.
- Właściwości nawierzchni jezdnej mają wpływ na emisję cząstek stałych podobny jak w wypadku punktów 2 i 3. Dodatkowym czynnikiem wpływającym na emisję cząstek stałych jest m.in. rodzaj drogi (np. drogi w mieście, poza miastami lub drogi szybkiego ruchu i autostrady) oraz ukształtowanie terenu.

Należy zwrócić uwagę, że wymienione czynniki determinujące emisję cząstek stałych z pojazdów nie są od siebie całkowicie niezależne, co jeszcze bardziej utrudnia badania emisji cząstek stałych PM10. PrzyThe following are, among others, the factors determining the emission of particulate matter from vehicles [2-5, 8, 9-13, 15-22]:

1. Ecological properties of vehicles with regard to particulate matter emission.

Depending on the kind of engine (with spontaneous or spark ignition) and on the degree of environment–friendliness of the vehicle, differences in the intensity of particulate matter emission may be significant.

2. Properties of materials used in parts of friction pairs in a vehicle.

The properties of materials used in parts of friction pairs in a vehicle have influence on the intensity of particulate matter emission and its composition. Consequently, they also affect damage to the environment, and, in particular, to the health of living organisms.

3. Properties of tyre materials.

Remarks similar to those in point no. 2.

4. Vehicle parameters.

The basic parameter of a vehicle which has influence on the intensity of particulate matter emission is its mass. Studies have indicated a growing influence of the number of vehicle wheels on particulate matter emission.

5. Traffic conditions.

The most crucial traffic parameter affecting particulate matter emission is velocity. Not only the value of velocity is significant, but also, for instance, the values of acceleration: positive and negative ones, especially in case when wheels lose their grip.

6. Atmospheric conditions.

Atmospheric conditions, namely wind and precipitation, affect particulate matter emission and dispersion. Particularly significant is the influence of precipitation on particulate matter emission from tyre materials and road abrasion, and, most importantly, its influence on the intensity of dust stirred from the roadway.

7. Type and quality of the road surface.

The influence that properties of the road surface have on particulate matter emission is similar to that described in points 2 and 3. Type of the road (e.g. urban roads, rural roads or throughways and highways) and natural features of terrain are additional factors affecting particulate matter emission.

It should be stressed that the above mentioned factors determining particulate matter emission from vehicles are not completely independent of one another, which makes the research into particulate matter PM10 kładowo: materiał ogumienia, parametry pojazdów, warunki atmosferyczne oraz rodzaj i jakość nawierzchni jezdnej mają wpływ na warunki ruchu pojazdów.

Zdecydowanie najlepiej jest rozpoznana emisja cząstek stałych z układu wylotowego silnika. W wyniku rozbudowanych programów badawczych z wykorzystaniem obszernych danych powstały bazy danych i procedury, umożliwiające modelowanie emisji cząstek stałych w zależności od [1-5, 14]:

- ekologicznych właściwości pojazdów ze względu na emisję zanieczyszczeń,
- warunków ruchu pojazdów,
- warunków atmosferycznych.

Istniejące modele emisji cząstek stałych PM10 mają charakter bardzo uproszczony i nie doczekały się dotychczas ogólnej akceptacji środowisk specjalistów zajmujących się ochroną środowiska. Najważniejsze prace w zakresie modelowania emisji cząstek stałych PM10 powstały w US EPA (Environmental Protection Agency w Stanach Zjednoczonych) [8, 11 – 13] oraz w instytutach badawczych Europy Zachodniej [8, 15 - 22]. Opracowane modele opierają się jedynie na zasadach podobieństwa funkcjonalnego i sprowadzają się zazwyczaj do prostych zależności korelacyjnych, popartych stosunkowo ubogim materiałem empirycznym:

- Emisja cząstek stałych PM10 jest modelowana jako zależność funkcyjna wielkości charakteryzujących jakość nawierzchni jezdnej, masę pojazdu oraz – w niektórych wypadkach – udział dni z opadami atmosferycznymi, a w innych modelach jest również uwzględniana średnia prędkość pojazdów [8, 10–13, 15–22].
- 2. W drugiej metodzie jest wykorzystywana zależność korelacyjna imisji cząstek stałych PM10 i imisji tlenków azotu, postulowana jako liniowa na podstawie wyników badań empirycznych [8, 16, 18]. Na podstawie tej zależności jest formułowany wniosek o liniowej zależności emisji cząstek stałych PM10 i emisji tlenków azotu.

W wypadku obydwu metod modelowania emisji cząstek stałych PM10 nie ma dostatecznej zgodności między sobą oraz z wynikami badań weryfikacyjnych [15–22]. Celowe jest w związku z tym podjęcie prac o charakterze systematycznym i rozpoznanie podstawowych problemów związanych z modelowaniem emisji cząstek stałych PM10. emission even more difficult. For example, tyre material, vehicle parameters, atmospheric conditions and the type and quality of road surface affect traffic conditions.

Particulate matter emission from exhaust system of an engine is decidedly the best researched area. As a result of extensive research programmes utilizing vast amount of data, databases and procedures were created, which enabled modeling of particulate matter emission dependent on [1-5, 14]:

- ecological properties of vehicles with regard to pollution emission,
- road traffic conditions,
- atmospheric conditions.

The existing models of particulate matter PM10 emission are very simplified and have not, so far, gained a widespread acceptance of specialists dealing with environmental protection. The most important papers concerning the modeling of particulate matter PM10 emission were written in US EPA (United States Environmental Protection Agency) 8, 11 - 13] and in West European research institutes [8, 15 - 22]. The models that were generated are based only on functional similarity principles and usually boil down to simple corelational dependences supported by relatively modest empirical material:

- 1. Particulate matter PM10 emission is modeled as functional dependence of quantities characterizing the quality of road surface, vehicle mass and, in some cases, the participation of days with precipitation. In other models average velocity of vehicles is taken into consideration as well [8, 10 - 13, 15 - 22].
- 2. The second method uses corelational dependence of particulate matter PM10 emission and nitric oxides emission, postulated to be linear on the basis of the findings of empirical studies [8, 16, 18]. On the basis of this dependence, a conclusion about linear dependence of particulate matter PM10 emission and nitric oxides emission is formulated.

In case of both methods of modeling particulate matter PM10 emission is no sufficient conformability between ones and with results of verification studies [15-22]. With that it is advisable to undertake the systematic research character and recognition basic problems related to modeling particulate matter PM10 emission.

2. Modelowanie emisji cząstek stałych PM10 z pojazdów samochodowych

Najogólniej emisję cząstek stałych PM10, modelowaną na podstawie modeli fizycznych zbudowanych na zasadzie podobieństw strukturalnego i funkcjonalnego [6, 7], można przedstawić w postaci funkcji wielkości charakteryzujących: pojazd, otoczenie i warunki ruchu. W postaci cząstkowej taki sposób modelowania znajduje swe potwierdzenie w literaturze [8, 10 - 13, 15-22].

2. The modeling of particulate matter PM10 emission from vehicles

In the most general terms, particulate matter PM10 emission, modeled with the use of physical models built according to the principle of structural and functional similarities [6, 7], can be presented in the form of the function of quantities characterizing a vehicle, environment, and traffic conditions. In fragmentary form, this method of modeling has been acknowledged in literature [8, 10-13, 15-22].

$$b_{PM10} = f(k, s(j, W), j, m(F, W), v_{AV}(j, r, F, W), p, r, F, W)$$
(1)

gdzie: $b_{PMI0} [g/km]$ - emisja drogowa cząstek stałych PM10, k [g/km] - bazowa emisja drogowa cząstek stałych PM10 wg EPA, $s [g/m^2]$ - masa osadu na jezdni w odniesieniu do pola powierzchni jezdni, j - jakość nawierzchni jezdnej (kategoria), m [Mg] - średnia masa pojazdów reprezentatywna dla poszczególnych kategorii pojazdów, $v_{AV} [km/h]$ - średnia prędkość jazdy pojazdów, p – średnia liczba kół pojazdu, r - udział dni deszczowych w okresie bilansowania emisji, F - kategoria pojazdów, np. samochody osobowe, samochody ciężarowe, autobusy, W - kategoria drogi, np. drogi w miastach, poza miastami, drogi szybkiego ruchu i autostrady oraz tunele.

Zmienne występujące w równaniu (1) nie są od siebie całkowicie niezależne, co znajduje wyraz w zidentyfikowanych modelach poddanych weryfikacji [10 - 13, 15–22].

Do modelowania emisji cząstek stałych PM10 z wykorzystaniem empirycznej zależności imisji cząstek stałych PM10 i imisji tlenków azotu można wykorzys-tać zależność postulowaną jako liniową [8, 16, 18].

$$I_{PM10} = c_I(W) + g_I(W) \cdot I_{NO_x}$$
 (2)

gdzie: $I_{PMI0} [g/m^3]$ – imisja cząstek stałych PM10,

 I_{NO_x} [g/m³] – imisja tlenków azotu, $c_1(W)$, $g_1(W)$ – współczynniki równania liniowego zależne od kategorii dróg.

Na podstawie zależności (2) postuluje się liniową zależność emisji drogowej cząstek stałych PM10 i emisji drogowej tlenków azotu (3).

$$b_{PM10} = c_b(W) + g_b(W) \cdot b_{NO_x}$$
 (3)

gdzie: $b_{NO_x} [g/km]$ – emisja drogowa tlenków azotu, $c_b(W)$, $g_b(W)$ – współczynniki równania liniowego zależne od kategorii dróg.

Jako przykład modelu emisji cząstek stałych PM10 (1) rozpatruje się model EPA (4) [8, 10-13, 16].

where: b_{PMI0} [g/km] - specific distance mass emission of particulate matter PM10, k [g/km] - base specific distance mass emission of particulate matter PM10 according to EPA, s [g/m²] - mass of sediment on the roadway with reference to the area of the roadway, j - quality of road surface (category), m [Mg] - average mass of vehicles representative of individual vehicle categories, v_{AV} [km/h] - average velocity of vehicles, p - average number of vehicle wheels, r - participation of rainy days in the period of emission balancing, F - vehicle category, e.g. passenger cars, heavy duty vehicles, buses, W - road category, e.g. urban roads, rural roads, throughways, highways, and tunnels.

The variables appearing in equation (1) are not totally independent of one another, which is reflected in identified models that have been subjected to verification [10-13, 15-22].

For modeling of particulate matter PM10 emission, with the use of empirical dependence of particulate matter PM10 emission and nitric oxides emission, a dependence postulated to be linear can be used [1, 16, 18].

$$I_{PM10} = c_I(W) + g_I(W) \cdot I_{NO_x}$$
(2)

where: I_{PMI0} [g/m³] – particulate matter PM10 imission, I_{NO_x} [g/m³] – nitric oxides imission, $c_l(W)$, $g_l(W)$ – coefficients of linear equation dependent on road category.

On the basis of dependence (2) a linear dependence of specific distance mass emission of particulate matter PM10 and specific distance mass emission of nitric oxides (3) is postulated.

$$b_{PM10} = c_b(W) + g_b(W) \cdot b_{NO_x}$$
 (3)

where: $b_{NO_x} [g/km]$ – specific distance mass emission of nitric oxides, $c_b(W)$, $g_b(W)$ – coefficients of linear equation dependent on road category.

Model EPA (4) is presented as an example of a model of particulate matter PM10 emission (1) [8, 10–13, 16].

$$b_{PM10} = k \cdot s^{\alpha} \cdot m^{\beta} \cdot v^{\eta}_{AV} \cdot p^{\gamma} \tag{4}$$

gdzie: α , β , η , γ - dodatnie wykładniki potęg.

Model Lohmeyera, będący uogólnieniem modelu EPA, jest opisany równaniem [8, 16, 17]

$$b_{PM10} = b_{PM} + a \cdot k \cdot s^{0.52} \cdot m^{2.14} \cdot (1 - 0.5 \cdot r) / 0.85$$
(5)

[8, 16, 17]

gdzie: b_{PM} [g/km] - emisja drogowa cząstek stałych z układu wylotowego silnika, *a* - współczynnik korekcyjny ze względu na jakość drogi.

W obszernej literaturze tematu przedstawiono wyniki identyfikacji parametrów modeli (4, 5) na podstawie systematycznych badań imisji cząstek stałych PM10 oraz ruchu pojazdów oraz innych zjawisk determinujących emisję i rozprzestrzenianie się cząstek stałych [10-13, 15-22].

Mimo znacznych środków przeznaczonych na badania wyniki weryfikacji istniejących modeli emisji cząstek stałych PM10 są często niejednoznaczne, w szczególności są silnie zależne od warunków nie uwzględnionych w jawny sposób w modelach.

3. Badania symulacyjne modelu Lohmeyera emisji cząstek stałych PM10 z pojazdów samochodowych

W pracy przeprowadzono badania symulacyjne modelu Lohmeyera (5) wpływu na emisję cząstek stałych PM10 udziału dni deszczowych w okresie bilansowania emisji. Badania przeprowadzono dla modelu ruchu pojazdów w miastach ze średnią prędkością ruchu równą 30 km/h dla struktury pojazdów w Polsce w 2003 r. Do wyznaczania emisji cząstek stałych PM z silników wykorzystano model INFRAS [1, 14]. Wartości parametrów modelu (5) do celów badań symulacyjnych przyjęto zgodnie z [8, 16, 17].

Badania symulacyjne przeprowadzono dla samochodów: osobowych, dostawczych i ciężarowych oraz dla autobusów miejskich i dalekobieżnych.

Wyniki badań przedstawiono na rysunkach 3 – 7.

Przeprowadzono również badania symulacyjne w dziedzinie czasu modelowania. Badania przeprowadzono dla modelu ruchu pojazdów w miastach ze średnią prędkością ruchu równą 30 km/h dla struktury pojazdów w Polsce w latach 2003 – 2010. Przy wyznaczaniu emisji cząstek stałych PM10 przyjęto udział dni deszczowych w okresie bilansowania emisji r = 0, 3. Wyniki badań symulacyjnych przedstawiono na rysunkach 8 - 12.

where: $b_{PM} [g/km]$ - specific distance mass emission of particulate matter from engine exhaust system, *a* - corrective coefficient with regard to road quality.

 $b_{PM10} = k \cdot s^{\alpha} \cdot m^{\beta} \cdot v^{\eta}_{AV} \cdot p^{\gamma}$

Lohmeyer's Model, which is a generalized version

of EPA model, is described by the following equation

where: α , β , η , γ -positive exponents of powers.

(4)

In a vast literature on the subject, the results of identification of parameters of models (4,5) have been described on the basis of systematic studies of particulate matter PM10 emission, road traffic and other phenomena determining emission and dispersion of particulate matter [10-13, 15-22].

Despite considerable funds allocated for the studies, the results of verification of existing models of particulate matter PM10 emission are often ambiguous, as they are highly dependent on conditions not openly taken into consideration in the models.

3. Simulation studies of Lohmeyer's model of particulate matter PM10 emission from vehicles

The paper conducted simulation studies of Lohmeyer's model (5) the influence of the participation of rainy days in the period of emission balancing on particulate matter PM10 emission. The studies were conducted for the model of urban traffic with average velocity of 30 km/h for the structure of vehicles in Poland in 2003. Model INFRAS [1, 14] was used for estimating particulate matter PM emission from engines. Values of parameters in model (5) for simulation studies purposes were estimated in accordance with [8, 16, 17]

The simulation studies were conducted for passenger cars, light duty vehicles, and heavy duty vehicles, as well as for urban buses and coaches.

The results of the studies are presented in Figures 3 - 7.

Simulation studies concerning time of modeling were also conducted. The studies were conducted for the model of urban traffic with average velocity of 30 km/h for the structure of vehicles in Poland in years 2003 – 2010. In the estimation of particulate matter PM10 emission, it was assumed that the participation of rainy days in the period of emission balancing r = 0,3. The results of the simulation studies are presented in Figures 8 – 12.



- Rys. 3. Zależność emisji drogowej cząstek stałych PM i PM10 z samochodów osobowych w ruchu w miastach od udziału dni deszczowych w okresie bilansowania emisji
- Fig. 3. Dependence between the specific distance mass emission of particulate matter PM and PM10 from passenger cars in urban traffic and the participation of rainy days in period of emission balancing



- Rys. 5. Zależność emisji drogowej cząstek stałych PM i PM10 z autobusów miejskich od udziału dni deszczowych w okresie bilansowania emisji
- Fig. 5. Dependence between the specific distance mass emission of particulate matter PM and PM10 from urban buses in urban traffic and the participation of rainy days in period of emission balancing



- Rys. 7. Zależność emisji drogowej cząstek stałych PM i PM10 z samochodów ciężarowych w ruchu w miastach od udziału dni deszczowych w okresie bilansowania emisji
- Fig. 7. Dependence between the specific distance mass emission of particulate matter PM and PM10 from heavy duty vehicles in urban traffic and the participation of rainy days in period of emission balancing



- Rys. 4. Zależność emisji drogowej cząstek stałych PM i PM10 z samochodów dostawczych w ruchu w miastach od udziału dni deszczowych w okresie bilansowania emisji
- Fig. 4. Dependence between the specific distance mass emission of particulate matter PM and PM10 from light duty vehicles in urban traffic and the participation of rainy days in period of emission balancing



- Rys. 6. Zależność emisji drogowej cząstek stałych PM i PM10 z autobusów dalekobieżnych w ruchu w miastach od udziału dni deszczowych w okresie bilansowania emisji
- Fig. 6. Dependence between the specific distance mass emission of particulate matter PM and PM10 from coaches in urban traffic and the participation of rainy days in period of emission balancing



- Rys. 8. Zależność emisji drogowej cząstek stałych PM i PM10 z samochodów osobowych w ruchu w miastach od roku bilansowania emisji
- Fig. 8. Dependence between the specific distance mass emission of particulate matter PM and PM10 from passenger cars in urban traffic and the year of emission balancing



- Rys. 9. Zależność emisji drogowej cząstek stałych PM i PM10 z samochodów dostawczych w ruchu w miastach od roku bilansowania emisji
- Fig. 9. Dependence between the specific distance mass emission of particulate matter PM and PM10 from light duty vehicles in urban traffic and the year of emission balancing



- Rys. 11. Zależność emisji drogowej cząstek stałych PM i PM10 z autobusów dalekobieżnych w ruchu w miastach od roku bilansowania emisji
- Fig. 11. Dependence between the specific distance mass emission of particulate matter PM and PM10 from coaches in urban traffic and the year of emission balancing

Dla modelu emisji cząstek stałych PM10 wg Lohmeyera (ze źródeł emisji innych niż układ wylotowy silnika) jest znamienne, że jest on niezależny od czasu bilansowania emisji . Oznacza to, że nie opracowano dotychczas modelu zmniejszania się emisji cząstek stałych PM10 w miarę postępu technicznego, związanego z rozwojem cywilizacyjnym. Stosunek emisji drogowej cząstek stałych PM10 i PM jest największy dla dużych pojazdów: przyjmuje nawet wartość zbliżoną do 100 dla autobusów miejskich. Stosunek ten jest najmniejszy dla samochodów osobowych i dostawczych, dla których emisja cząstek stałych z silnika i z pozostałych źródeł pojazdu i drogi może być porównywalna.



- Rys. 10. Zależność emisji drogowej cząstek stałych PM i PM10 z autobusów miejskich w ruchu w miastach od roku bilansowania emisji
- Fig. 10. Dependence between the specific distance mass emission of particulate matter PM and PM10 from urban buses in urban traffic and the year of emission balancing



- Rys. 12. Zależność emisji drogowej cząstek stałych PMi PM10 z samochodów ciężarowych w ruchu w miastach od roku bilansowania emisji
- Fig. 12. Dependence of the road emission of particulate matter PM and PM10 from heavy duty vehicles in urban traffic and the year of emission balancing

What is distinctive of Lohmeyer's model of particulate matter PM10 emission (from sources other than engine exhaust system), is that it is independent of the time of emission balancing. This indicates, that so far there have not been developed a model presenting how particulate matter PM10 emission has been reduced along with technical progress, related to development of civilization. The ratio of road emission of particulate matter PM10 and PM is the biggest for large vehicles: approaching even the quantity of 100 for urban buses. This ratio is the smallest for passenger cars and light duty vehicles, for which particulate matter emission from the engine, other sources of a vehicle, and from the road surface, is comparable.

4. Podsumowanie

Emisja cząstek stałych PM10 jest jednym z najpoważniejszych zagrożeń środowiska, szczególnie w aglomeracjach miejskich. Imisja cząstek stałych PM10 jest zgodnie z dyrektywą Unii Europejskiej 1999/30/EC objęta kontrolą przy ocenie stanu środowiska.

Istotny udział w emisji cząstek stałych PM10 ma motoryzacja, co znajduje potwierdzenie w wynikach długoterminowych badań imisji zanieczyszczeń w otoczeniach dróg komunikacyjnych.

Przy ocenie stanu środowiska tylko w nielicznych wypadkach jest możliwe oparcie się na pomiarach imisji zanieczyszczeń. W pozostałych wypadkach oraz w celu oceny skutków przedsięwzięć, wpływających na zmianę stanu środowiska, konieczne jest wykorzystywanie modeli emisji i rozprzestrzeniania zanieczyszczeń.

W odróżnieniu od modeli emisji cząstek stałych z układu wylotowego silnika, które są obecnie wszechstronnie zweryfikowane, emisja cząstek stałych PM10 z pojazdów samochodowych nie doczekała się dotychczas ujednoliconych modeli, których zgodność z przedmiotem modelowania nie została powszechnie udowodniona. Jednocześnie jest wiadome, że udział innych źródeł niż układ wylotowy w emisji cząstek stałych PM10 jest w niektórych wypadkach dominujący. Konieczne jest w związku z tym podjęcie skoordynowanych działań nad modelowaniem emisji cząstek stałych PM10 ze źródeł motoryzacyjnych, w tym identyfikacji i weryfikacji modeli już opracowanych.

4. Recapitulation

Particulate matter PM emission is one of the most serious threats to the environment, especially in urban areas. Particulate matter PM10 emission is, in compliance with EU directive 1999/30/EC, monitored while assessing the state of the environment.

Motorization accounts for a significant share in particulate matter PM10 emission, which has been confirmed by results of long-term studies on pollution emission in road surroundings.

Only in few cases can the assessment of the state of the environment be based on pollution emission measurements. In other cases, as well as in environmental impact analysis, it is necessary to use pollution emission and dispersion models.

While models of particulate matter emission from engine exhaust system are now thoroughly verified, particulate matter PM10 emission from vehicles has not been so far presented in the form of standardized models, in which consistency with the subject of modeling has not been generally proved. At the same time, it has been recognized that the participation of sources other than exhaust system in particulate matter PM10 emission is, in some cases, dominant. It is necessary, therefore, to conduct coordinated studies on modeling particulate matter PM10 emission from motor vehicles, that would include identification and verification of already existing models.

5. Literatura

- 1. BUWAL, INFRAS AG: Luftschadstoffemissionen des Strassenverkehrs 1950 2010. BUWAL–Bericht Nr. 255, 1995.
- 2. Chłopek Z.: Foundations for modeling of environmentally toxic compounds emission from vehicles. TRANS– BALTICA. Wilno 2001.
- 3. Chłopek Z.: *Główne problemy modelowania emisji substancji szkodliwych dla środowiska z silników spalinowych*. Komitet Transportu PAN. "MODES" Modelowanie Systemów Energetycznych z Silnikami Spalinowymi. Gdańsk 2001.
- 4. Chłopek Z.: *Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych*. Prace Naukowe. Seria "Mechanika" z. 173. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1999.
- 5. Chłopek Z.: Pojazdy samochodowe. Ochrona środowiska naturalnego. WKŁ 2002.
- 6. Chłopek Z., Piaseczny L.: *O roli modelowania w badaniach naukowych*. Zeszyty Na-ukowe Akademii Marynarki Wojennej. Rok XLII Nr 2(146). Gdynia 2001.
- Chłopek Z., Piaseczny L.: Remarks about the modelling in science researches. Eksploatacja i Niezawodność Nr 4/2001. PAN – Oddział w Lublinie.
- 8. Chłopek Z., Żegota M.: *Problemy modelowania emisji cząstek stałych PM10 w ruchu drogowym*. Archiwum Motoryzacji (praca w druku).
- 9. COPERT III *Methodology and Emission Factors*. European Environment Agency. European Topic Center on Air Emission. 2000.
- 10. Environment Australia: *Emission estimation technique manual for aggregated emission from motor vehicles*. Version 1.0. Canberra 2000.

- EPA: Compilation of Air Pollution Emission Factors AP 42, Emission Factor Documentation, Section 13.2.1, Paved Roads. Appendix C.1: Procedures for Sampling Surface Dust Loading and Appendix C.2: Procedures for Laboratory Analysis of Surface Loading Samples. 1993.
- 12. EPA: *Addendum to Emission Factor Documentation for AP-42*, Section 11.2.5 and 11.2.6 (now 13.2.1). Paved Roads. Final Report. September 1997.
- 13. EPA: *Compilation of Air Pollutant Emission Factors AP–42*, 5. Edition, Vol. I, Chapter 13, Section 13.2.1. Miscellaneous sources. October 1997.
- 14. INFRAS AG: Handbuch für Emissionsfaktoren des Strassenverkehrs. Version 1.2. Bern 1999.
- 15. Lohmeyer A., Düring I.: *Quantifizierung der Feinstaubausbildung im Nahbereich von Straβen. Senatsverwaltung für Stadtentwicklung*, Umweltschutz und Technologie. Berlin, Januar 2001.
- Lohmeyer A., Düring I.: Validierung von PM10–Immissionsberechnungen im Nahbereich von Straßen und Quantifizierung der Staubbildung von Straßen, Lützner Straße in Leipzig. Sächsisches Landesamt für Umwelt und Geologie, Dresden über Staatliche Umweltbetriebsgesellschaft. Radebeul, Februar 2001.
- Lohmeyer A., Düring I., Lorentz H.: Validierung von PM10–Immissionsberechnungen im Nahbereich von Stra
 ßen und Quantifizierung der Staubbildung von Stra
 ßen, Schildhornstra
 ße in Berlin. Senatsverwaltung f
 ür Stadtentwicklung. Berlin, April 2001.
- 18. Loibl W., Orthofer R.: *Modelling the regional exposure of the Austrian population to NO*₂, *TSP and PM10*. http://www.arcs.ac.at/0xc1aa8791_0x0008bd92.1999.
- 19. LUA Brandenburg: Telefonische Mitteilung des LUA Brandenburg. Dezember 2000.
- 20. LUA Brandenburg: Vorgehensweise bei der Schwebstaubimmissionsberechnung nach Richtlinie 1999/30/ EG. Entwurf des Referats I3. 21.12.2000.
- 21. Rauterberg–Wulff A.: *Beitrag des Reifen– und Bremsenabriebs zur Rußemission an Straßen (Dissertation)*. Fortschrittberichte VDI, Reihe 15: Umwelttechnik, Nr. 202, VDI–Verlag. Düsseldorf 1998.
- 22. Venkatram A.: A critique of empirical emission factor models: a case study of the AP-42 model for estimating PM10 emissions from paved roads. Atmospheric Environment 34, 2000.

Dr hab. inż. Zdzisław CHŁOPEK prof. PW

Politechnika Warszawska 02-524 Warszawa, ul. Narbutta 84 tel./fax (22) 8490314 e-mail zchlopek@simr.pw.edu.pl; chlopek@ptnss.pl

Mgr inż. Michał ŻEGOTA

Politechnika Warszawska 02-524 Warszawa, ul. Narbutta 84 tel. 607389039 e-mail m.zegota@chello.pl

RESEARCH ON THE PIPELINE TRANSPORT ROBOTS ELEMENTS

In the article are reviewed constructions of the pipeline transport robots elements and scheme of new original construction is presented. The mathematical model of the pipeline transport robot is formed and its motion equations are presented.

Keywords: a pipeline transport robot, robots elements, vibration exciter.

1. Introduction

Robots of various types and designs are widely used for effective control and repair of gas pipelines, water pipelines or communication lines [1, 2, 5, 6]. One kind namely, the pipeline transport robots those with elastic elements is discussed here. The object of the present project is the development of an original robot with elastic elements and the investigation of its movement.

2. Designs of Robots Elements

Usually a robot consists of several transporting blocks connected with elastic elements [3] (Fig 1). The transporting blocks are equipped with elements that contact with the internal surface of the pipe in several points and ensure fixing of the block in the pipe. Because of a simple structure and sufficiently good fixation in the pipe robots with elastic elements consisting of rings, half-rings and similar easily deformable elements may be usable as well.



Fig. 1. The scheme of the transport robot with ringshaped elements: 1 - pipe, 2 - transporting blocks, 3 - elastic support elements

A transporting block of such robots consists of a drive, deformable elastic elements that pay a role of block fixing supports and block connecting elements.

When one block is fixed, other blocks may turn and move along the fixed block. This enables the equip-

ment to go round obstacles on a movement in the pipe.

However, some robots with transporting blocks of this type have some imperfections (such as large sizes, limited power supply possibilities) that cause limited possibilities of their application.

The most frequent imperfection – such robots may be used only in straight fragments of pipelines (Fig. 1) and their capability to move in sections of different diameters of pipes is limited.

So, one of newer designs providing extended possibilities of application is a robot with ring elements, consisting of transporting blocks connected with elastic elements (Figs 2, 3). Such robots consist of rings or their elements with the ends of the latter connected with elastic link elements and with each other forming blocks.



Fig. 2. The schemes of the robot block with ring elements a) and its connection b): 1 - ring-shaped elastic element, 2 - the element connecting blocks and their ring elastic elements, 3 - damper, 4 - spring

The interconnected blocks form a chain of the blocks. In such a way an increased capability of the robot to manoeuvre and permeability of the robot on its movement in pipes is ensured.



Fig. 3. The scheme of a robot blocks with ring elements located along the direction of its movement: 1 - elastic ring element, 2 - supports with excitable masses, 3,5 - electrostatic exciting elements, 4 - elastic element, 6 - hinge block jointing element

3. The Mathematical Model of the Transport Robot with Ring Elements Located Perpendicularly to the Direction of its Movement

The mathematical model of a robot is developed for the determination of its characteristics and at the beginning it may be usable in a simplified form. So, a robot with elastic ring elements situated perpendicularly to the direction of its motion (Fig 3) may be simulated by one-support dynamic model and examined as a dynamic model of one-dimensional vibration exciter with two degrees of freedom (Fig 4).



Fig. 4. The scheme of the dynamic model of the system of the one-dimensional vibration exciter with two degrees of freedom

The coordinates of the point $A(x_0, y_0)$ of the excitable mass *m* in the coordinate system $X_0 \partial_0 Y_0$ and the point A(x, y) of the same mass in the coordinate system X0Y are expressed by the following equations [3,4]:

$$x = z + x_0 \cos \alpha - y_0 \sin \alpha; \tag{1}$$

$$y = x_0 \sin \alpha + y_0 \cos \alpha; \tag{2}$$

$$x_0 = (x - z)\cos\alpha + y_0 \sin\alpha; \qquad (3)$$

$$y_0 = -(x - z)\sin\alpha + y\cos\alpha.$$
(4)

The kinetic and potential energy of the system as well as its dissipative function shall be expressed as follows:

$$T = 0.5 \left[m_0 \dot{z}^2 + m(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \right];$$
(5)

$$\Pi = 0.5 \left[c_x x_0^2 + c_y y_0^2 + c_a (y - y_s)^2 \right]; \quad (6)$$

$$D = 0.5 \left[H_x \dot{x}_0^2 + H_y \dot{y}_0^2 + H_a \dot{y}^2 \right]; \tag{7}$$

where m - mass; $x, x_{o}, y, y_o - \text{shifts of the robot and its mass}$; $y_s - \text{distance between support and the coordinate axel X, <math>c_x, c_y, c_a - \text{coefficients of stiffness}$; $H_x, H_y, H_a - \text{coefficients of resistance of a linear shift}$; $f_o, f_1 - \text{the coefficients of dry and liquid friction.}$

The mathematics expression of the dynamic model of the system shall be the following equations:

• when *y*≤*y_s*, there is no contact with the support at the point *A*:

$$\begin{split} m\ddot{x} + c_x \left[(x-z)\cos\alpha + y\sin\alpha \right] \cos\alpha + \\ + c_y \left[(x-z)\sin\alpha - y\cos\alpha \right] \sin\alpha + \\ + H_x \left[(\dot{x} - \dot{z})\cos\alpha + \dot{y}\sin\alpha \right] \cos\alpha + \\ - H_y \left[(\dot{x} - \dot{z})\sin\alpha - \dot{y}\cos\alpha \right] \sin\alpha = F_x; \end{split}$$
(8)

$$\begin{split} m\ddot{y} + c_x [(x-z)\cos\alpha + y\sin\alpha]\sin\alpha - \\ -c_y [(x-z)\sin\alpha - y\cos\alpha]\cos\alpha + \\ + H_x [(\dot{x}-\dot{z})\cos\alpha + \dot{y}\sin\alpha]\sin\alpha - \\ -H_y [(\dot{x}-\dot{z})\sin\alpha - \dot{y}\cos\alpha]\cos\alpha = F_y; \end{split} \tag{9}$$

$$m_{0}\ddot{z} - c_{x}[(x-z)\cos\alpha + y\sin\alpha]\cos\alpha - -c_{y}[(x-z)\sin\alpha - y\cos\alpha]\sin\alpha - -H_{x}[(\dot{x}-\dot{z})\cos\alpha + \dot{y}\sin\alpha]\cos\alpha - -H_{y}[(\dot{x}-\dot{z})\sin\alpha - \dot{y}\cos\alpha]\sin\alpha = F_{z}; \quad (10)$$

• when $y \ge y_s$, there is a contact with the support at the point *A* and the following forces appear.

Along the axis ∂Y :

$$F_{so} = H_a \dot{y} + c_a (y - y_s). \tag{11}$$

Along the axis ∂X :

$$F_f = f_0 N sign \dot{x} + f_l \dot{x}.$$
 (12)

The normalized force of pressure:

$$N = F_{so}; \tag{13}$$

15

$$m\ddot{x} + c_{x} [(x-z)\cos\alpha + y\sin\alpha]\cos\alpha + + c_{y} [(x-z)\sin\alpha - y\cos\alpha]\sin\alpha + + H_{x} [(\dot{x}-\dot{z})\cos\alpha + \dot{y}\sin\alpha]\cos\alpha + + H_{y} [(\dot{x}-\dot{z})\sin\alpha - \dot{y}\cos\alpha]\sin\alpha + F_{f} = F_{x}; \quad (14)$$
$$m\ddot{y} + c_{x} [(x-z)\cos\alpha + y\sin\alpha]\sin\alpha - + c_{y} [(x-z)\sin\alpha - y\cos\alpha]\cos\alpha + + H_{x} [(\dot{x}-\dot{z})\cos\alpha + \dot{y}\sin\alpha]\sin\alpha -$$

$$-H_{v}[(\dot{x}-\dot{z})\sin\alpha - \dot{y}\cos\alpha]\cos\alpha + F_{so} = F_{v}; (15)$$

$$m_{0}\ddot{z} - c_{x} [(x - z)\cos\alpha + y\sin\alpha]\cos\alpha -$$
$$- c_{y} [(x - z)\sin\alpha - y\cos\alpha]\sin\alpha -$$
$$- H_{x} [(\dot{x} - \dot{z})\cos\alpha + \dot{y}\sin\alpha]\cos\alpha -$$
$$- H_{y} [(\dot{x} - \dot{z})\sin\alpha - \dot{y}\cos\alpha]\sin\alpha = F_{z}.$$
(16)



Fig. 5. The shifts of the exciter according to X axis dependence upon the time



Fig. 6. The shifts of the exciter according to Y axis dependence upon the time

After the solution of the above-presented equations we find the characteristics of the dynamic model of the one-dimensional vibration exciter with two degrees of freedom (Figs 5, 6).

On the further analysis of the obtained solution and the optimization of the parameters of the dynamic models it was concluded that the design of the robot requires improvement. The obtained shifts of the vibration exciter were very small increasing the exciting force. So in order to ensure more effective dynamic characteristics of the robot it was decided to change its design for the one where deformable rings are deformed in the direction of the movement of the robot (Figs 2, 7).

4. The Mathematical Model of the Transport Robot with Ring Elements Situated Along the Direction of its Movement

Developing a mathematical model of a robot with elastic ring-shaped elements (Figs 2, 7) some changes are introduced to simplify the calculations. Points of a ring element may be singled out and their coordinates may be used for the description of the model or the ring elements may be replaced with solid members.



Fig. 7. The scheme of a robot with ring elements 1-pipe, 2, 3, 4 - the blocks formed of elastic elements and united into the chain

The coordinates of the points of the simplified model of a robot (Fig 8) [4] may be written as follows:



Fig. 8. The simplified scheme of a robot calculation

$$A_{i,j+1}(X_{i,j+1,L_0} + Y_{i,j+1});$$
(17)

$$X_{i,i+1} = \frac{1}{2} (X_i + X_{i+1});$$
(18)

$$Y_{i,i+1} = \sqrt{R^2 - \frac{1}{4} (X_i - X_{i+1})^2} ; \qquad (19)$$

here *R*-the length of a section;

$$\dot{X}_{i,i+1} = \frac{1}{2} (\dot{X}_i + \dot{X}_{i+1});$$
 (20)

$$\dot{Y}_{i,i+1} = -\frac{X_i - X_{i+1}}{4Y_{i,i+1}} (\dot{X}_i - \dot{X}_{i+1}); \qquad (21)$$

here $=\frac{d}{dt}$.

The kinetic energy of the system:

$$T = \frac{1}{2} m \sum_{i=1}^{q} \left(\dot{X}_{i,i+1}^{2} + \dot{Y}_{i,i+1}^{2} \right) + \frac{1}{2} m_{0} \sum_{i=1}^{q+1} \left(\dot{X}_{i}^{2} \right);$$
(22)

here *q*=1,2,...*n*; where

$$\dot{X}_{i,i+I}^{2} + \dot{Y}_{i,i+I}^{2} = \frac{1}{4} (\dot{X}_{i} + \dot{X}_{i+I})^{2} + \frac{1}{4} K_{i,i+I} (\dot{X}_{i} - \dot{X}_{i+I})^{2}; \qquad (23)$$

$$K_{i,i+1} = \frac{1}{4} \left(\frac{X_i - X_{i+1}}{Y_{i,i+1}} \right)^2 = K_{i,i+1} (X_i - X_{i+1}); \quad (24)$$

$$T = \frac{m}{8} \left[(1 + K_{12}) (\dot{X}_1^2 + \dot{X}_2^2)^2 + 2(1 - K_{12}) \dot{X}_1 \dot{X}_2 + (1 + K_{23}) (\dot{X}_2^2 + \dot{X}_3^2)^2 + 2(1 - K_{23}) \dot{X}_2 \dot{X}_3 + (1 + K_{34}) (\dot{X}_3^2 + \dot{X}_4^2)^2 + 2(1 - K_{34}) \dot{X}_3 \dot{X}_4 + (1 + K_{45}) (\dot{X}_4^2 + \dot{X}_5^2)^2 + 2(1 - K_{45}) \dot{X}_4 \dot{X}_5 \right] + m_0 (\dot{X}_1^2 + \dot{X}_2^2 + \dot{X}_3^2 + \dot{X}_4^2 + \dot{X}_5^2). \quad (25)$$

The forces of inertia are found:

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{X}_{i}} - \frac{\partial T}{\partial X_{i}} = I(X_{i}); \qquad (26)$$

$$I(X_{1}) = \frac{m}{4} \left[(l + K_{12}) \ddot{X}_{1} + (l - K_{12}) \ddot{X}_{2} + \frac{1}{2} (K_{12})'_{X_{1}} (\dot{X}_{1} - \dot{X}_{2})^{2} \right] + m_{0} \ddot{X}_{1};$$

$$I(X_{j}) = \frac{m}{4} \left[(l + K_{j-l,j}) \ddot{X}_{j} + (l - K_{j-l,j}) \ddot{X}_{j-l} + (l + K_{j,j+l}) \ddot{X}_{j} - (l - K_{j,j+l}) \ddot{X}_{j+l} - \frac{1}{2} (K_{j-l,j})'_{X_{j-l}} (\dot{X}_{j-l} - \dot{X}_{j})^{2} + \frac{1}{2} (K_{j,j+l})'_{X_{j}} (\dot{X}_{j} - \dot{X}_{j+l})^{2} \right] + m_{0} \ddot{X}_{j}; \qquad (27)$$

here *j*=2,...,*q*-1

$$I(X_q) = \frac{m}{4} \left[\left(1 + K_{q-1,q} \right) \ddot{X}_q + \left(1 - K_{q-1,q} \right) \ddot{X}_{q-1} - \frac{1}{2} \left(K_{q-1,q} \right)_{X_{q-1}} \left(\dot{X}_{q-1} - \dot{X}_q \right)^2 \right] + m_0 \ddot{X}_q \,. \tag{28}$$

The potential energy of the system:

$$\Pi'_{X_{I}} = C(X_{I} - X_{2} + L);$$
(29)

$$\Pi'_{Xj} = C \Big(2X_j - X_{j-1} - X_{j+1} \Big); \tag{30}$$

$$\Pi'_{X_q} = C \Big(X_q - X_{q-l} - L \Big).$$
(31)

The dissipative function:

$$D = \frac{H}{2} \left[\left(\dot{X}_1 - \dot{X}_2 \right)^2 + \left(\dot{X}_2 - \dot{X}_3 \right)^2 + \dots + \left(\dot{X}_{q-1} - \dot{X}_q \right)^2 \right]; \qquad (32)$$

$$D'_{\dot{X}_{1}} = H(\dot{X}_{1} - \dot{X}_{2}); \qquad (33)$$

$$D'_{\dot{X}_{jl}} = H \Big(2 \dot{X}_j - \dot{X}_{j-l} - \dot{X}_{j+l} \Big); \tag{34}$$

$$D'_{\dot{X}_{q}} = H(\dot{X}_{q} - \dot{X}_{q-1}).$$
(35)

The differential equations of the movement of the system

$$I(X_{1}) + \Pi'_{X_{1}} + D'_{\dot{X}_{1}} + F_{f_{12}} = F_{12} ;$$
 (36)

$$I(X_{j}) + \Pi'_{X_{j}} + D'_{X_{j}} + F_{f_{j,j-1}} + F_{f_{j,j+1}} =$$

= -F_{j,j-1} + F_{j,j+1}; (37)

$$I(X_q) + \Pi'_{X_q} + D'_{\dot{X}_q} + F_{f_{q,q-1}} = -F_{q,q-1} - F_n; \quad (38)$$

here F_n – the useful resistance force.

,

The friction force in the point $A_{i,i+1}$ is equal to

$$F_{f_{j,j-l}} = \frac{1}{2} N_{j,j-l} f_0 sign(\dot{X}_j + \dot{X}_{j-l}); \quad (39)$$

here $N_{j,j-1}$ – the normalised force at the point $A_{j,j-1}$ acting between the immovable surface of support and the robot's ring element point $A_{j,j-1}$; f_0 – dry friction coefficient.

At the point $A_{j,i}$ the external exciting force is equal to:

$$F_s = -F_{j,j-1} + F_{j,j+1}; (40)$$

$$sign(\dot{X}_{j} + \dot{X}_{j-1}) = \begin{cases} +1, kai\dot{X}_{j} + \dot{X}_{j-1} > 0, \\ -1, kai\dot{X}_{j} + \dot{X}_{j-1} < 0, \\ (-1,+1), kai\dot{X}_{j} + \dot{X}_{j-1} = 0. \end{cases}$$
(41)

When $Y_{j,j-1} = Y_a$, i.e. to the distance to the support, in the equations $F_{j,j-1}q0$. And when $Y_{j,j-1} < Y_a$, then $F_{j,j,j-1} = 0$. The solution of these equations and a further ana-

The solution of these equations and a further analysis of the obtained results as well as the optimization of parameters of the mathematical model allow to improve the design of the robot and to develop its optimal variant.

5. Conclusions

Designs of pipeline transport robots elements are reviewed and the scheme of a new original construction is presented. Mathematical models of robots with elastic elements are developed and their dynamic equations are written.

6. References

- Komori M., Suyama K.: Inspection robots for gas pipelines of Tokyo Gas. Advanced Robotics, Vol 15, No 3, 2001, p. 365 - 370.
- [2] Choi H.R., Ryew S.M.: Robotic system with active steering capability for internal inspection of urban gas pipelines. Mechatronics, Vol 12, Issue 5. 2002, p. 713-736.
- [3] Kulvietis G., Mištinas V., Matuliauskas A., Ragulskis K., Spruogis B.: *Dynamic Parameter Investigation of Pipe Robots*. Journal of Vibroengineering No 2 (7). 2001, p. 55 58.
- [4] Timoshenko S.P., Yang D.Kh., Weaver W.: *Vibrations in engineering (Колебание в инженерном деле)*. Mashinostrojenije, 1985. 472 р. (in Russian).
- [5] Matuliauskas A., Spruogis B.: Pipeline Robots With Elastic Elements. TRANSPORT. Vilnius: Technika, 2002, XVII t. Nr.5, p. 177-181.
- [6] Spruogis B., Ragulskis K., Bogdevičius M., Ragulskis M., Matuliauskas A., Mištinas V.: In pipeline walking robot. Patent of Lithuania (Vamzdyno viduje žingsniuojantis robotas. Lietuvos patentas) LT4968B.-Vilnius, 2000. (in Lithuanian).

Prof. dr hab. Alvydas PIKUNAS

Automobile Transport Department Vilnius Gediminas Technical University, Basanaviciaus g. 28, LT-2009 Vilnius, Lithuania, Tel.: 370-5-2744789; Fax: 370-5-2745068 E-mail: vaida@ti.vtu.lt

Prof. dr hab. Bronislovas SPRUOGIS Mgr inż. Arvydas MATULIAUSKAS

Department of Transport Technologic Equipment, Vilnius Gediminas Technical University, Plytins g. 27, LT-2040 Vilnius, Lithuania, Tel.: 370-5-2744783; Fax: 370-5-2745060 E-mail: tti@ti.vtu.lt

ANALIZA MOŻLIWOŚCI DOŁADOWANIA SILNIKA O ZI ZASILANEGO GAZEM LPG

AN ANALYSIS OF THE SUPERCHARGE POSSIBILITIES OF A SPARK-IGNITION LPG ENGINE

W pracy dokonano przeglądu systemów doładowania i układów zasilania gazem LPG. Wybrano rozwiązania optymalne dla silnika PN 1600. Metodą symulacji komputerowych określono parametry doładowania i parametry regulacyjne doładowanego silnika gazowego. Wskazano na problemy techniczne doładowanych silników o zapłonie iskrowym i ich ekologiczne zalety silników gazowych. Uzyskane podczas symulacji numerycznych wskaźniki pracy silnika zasilanego LPG doładowanego mechanicznie, porównano ze wskaźnikami silnika wolnossącego zasilanego benzyną i gazem.

Słowa kluczowe: silnik gazowy, doładowanie, analiza komputerowa, parametry pracy, charakterystyki silnika

The paper gives a review of supercharge and LPG feed systems. The optimum solutions for a PN 1600 engine were selected. The computer simulation method was used to define the supercharge and control characteristics of a supercharged gas engine. Technical problems of spark-ignition supercharged engines and ecological advantages of gas engines were discussed. The numerical simulation working coefficients for a mechanically supercharged LPG engine and a petrol and gas normally aspirated engine were compared.

Keywords: gas engine, supercharging, computer analysis, working parameters, engine characteristics

1. Wprowadzenie

Dążenie do ograniczenia emisji toksycznych składników spalin przez kraje o wysokim poziomie nasycenia motoryzacyjnego, znajduje odzwierciedlenie w sukcesywnym zaostrzaniu norm. Prace badawcze z zakresu silników spalinowych dowiodły, że najtańszą i najprostszą metodą spełnienia norm toksyczności spalin jest gazowe zasilanie silnika. Jednym z najbardziej rozpowszechnionym na świecie paliw gazowych jest propan-butan. Niestety zasilanie gazem LPG posiada także istotną wadę polegającą na pogorszeniu wskaźników pracy silnika spowodowanych obniżeniem współczynnika napełniania cylindra oraz specyfiką zasilania gazowego.

Jednakże doładowanie silnika zasilanego paliwem LPG, może skutecznie wyeliminować jego wspomnianą zasadniczą wadę i dodatkowo zintensyfikować proekologiczne zalety. Propan-butan posiada bowiem bardzo wysoką liczbę oktanową, znacznie wyższą od maksymalnej wartości dla benzyn będących w sprzedaży, dlatego też jest szczególnie predestynowany do stosowania w silnikach doładowanych o zapłonie iskrowym ze względu na odporność na spalanie stukowe.

1.Introduction

Reduction of toxic fumes emission in highly motorized countries is reflected in stricter regulation standards. Research on combustion engines has proved that the cheapest and simplest method of compliance with fumes toxicity standards is the gas feeding of engines. One of the most common gas fuels in the world is propane-butane. However, working parameters of an LPG engine are relatively low due to a lower cylinder filling coefficient and to the character of gas feeding.

The supercharging of an LPG engine can not only eliminate the above-mentioned disadvantage but also strengthen the pro-ecological character of the engine. As propane-butane's octane rating is very high, much higher than the maximum rating in the petrol fuels on the market , the gas is especially suitable for use in supercharged spark-ignition engines because of its resistance to knock combustion.

Turbo-supercharging of LPG engines is not very common, mainly because of high exhaust fumes temperature, turbo-compressor's durability and lower Turbodoładowanie silników zasilanych gazem LPG nie jest powszechnie stosowane głównie ze względu na wysoką temperaturę spalin, trwałość turbosprężarki i mniejszą elastyczność silnika. Należy jednak sądzić, że sprężarki napędzane mechanicznie nadają się wyjątkowo dobrze do doładowania silników zasilanych LPG, a temperatura spalin nie stanowi ograniczenia.

Nowatorstwo podejmowanego zagadnienia oraz brak podobnych konstrukcji, mogą być istotnym rozwiązaniem przy prowadzenie badań metodą symulacji komputerowych. Analiza komputerowa umożliwia wieloparametrową symulację, która byłaby trudna do realizacji oraz kosztowna w warunkach badań silnika na hamowni. Metody numeryczne umożliwiają także "zadawanie" ekstremalnych zmiennych parametrów pracy, których praktyczna realizacja grozi uszkodzeniem obiektu badań. Istotnym jest, że obecnie wyniki analiz komputerowych stanowią etap wstępny większości projektów i są "fundamentem" jego praktycznej realizacji. Do analiz użyto programu OPD [5] oraz DBOPD pracującego w środowisku MATLAB, opracowanego przez autorów niniejszej publikacji.

Celem badań jest ocena słuszności zastosowania doładowania w silniku o ZI zasilanym gazem LPG oraz rozeznanie poziomu trudności technicznych wynikających z przeprowadzonych zmian. Analiza obejmuje wybór odpowiedniego rodzaju sprężarki, systemu doładowania oraz optymalnego stopnia zwiększenia gęstości ładunku i nastaw regulacyjnych silnika. Efektem końcowym jest porównanie wskaźników pracy silnika zasilanego benzyną i gazem LPG w wersji wolnossącej z silnikiem zasilanym gazem LPG wyposażonym w odpowiedni rodzaj doładowania, sprowadzającym się do oraz zaopiniowanie celowości dokonanych modyfikacji.

2. Układy zasilania gazem LPG

Aby optymalnie wykorzystać zalety paliw gazowych, należy zaprojektować "od podstaw" silnik przeznaczony do takiego zasilania. Z przyczyn ekonomicznych przyjmuje się, że współczesne silniki samochodowe zasilane gazem to prawie wyłącznie zaadaptowane jednostki o ZI lub o ZS. Należy wyróżnić tu trzy grupy silników:

• Silniki dwupaliwowe o zapłonie iskrowym, mogące pracować zarówno na paliwie gazowym, jak i na benzynie z możliwością zmiany rodzaju paliwa w czasie jazdy. Adaptacja polega w tym przypadku na montażu układu zasilania gazem i nastaw regulacjnych silnika. Główną wadą tego rozwiązania jest obniżenie mocy silnika oraz niewykorzystanie w pełni wysokiej liczby oktanowej paliwa gazowego. engine's flexibility. It seems, however, that mechanically driven compressors are especially suitable for LPG engines supercharging and the high temperature is not a drawback here.

Due to the pioneer character of the present research and lack of similar constructions, the method of computer simulations seems the best solution here. The computer analysis makes a multi-parameter simulation possible, which would be very difficult and expensive in an engine test house. Numerical methods also allow for experiments with extreme variables of working parameters, the practical realization of which may cause damage to the object. It is crucial that nowadays results of computer analyses are taken into consideration during an initial phase of most of the projects and serve as the basis for their practical realization.

The analyses were made with the programs OPD [5] and DBOPD working in the MATLAB environment, created by the authors of the present paper.

The research aimed at an evaluation of the validity of supercharging an LPG engine with ZI and an assessment of the level of technical difficulties resulting from the introduced changes.

The analysis involves a selection of an adequate kind of compressor, supercharging system, an optimum density level and regulation settings of an engine. Finally, a comparison is made between the working parameters of a petrol and LPG normally aspirated engine and an LPG properly supercharged engine so that the validity of the introduced modifications can be assessed.

2.LPG feed systems

In order to make an optimum use of gas fuels advantages an engine for that kind of feeding should be originally designed. For economical reasons it is generally accepted that modern gas-fed car engines are almost exclusively adapted units with ZI or ZS. Three groups of engines should be distinguished here:

• Dual-fuel spark-ignition engines can work on both gas and petrol fuel with a possibility of changing the kind of fuel in motion. In this case the adaptation consists in the fitting of the gas feeding system and the regulation settings of an engine. The lowering of an engine's power and an impossibility to fully use the high octane rating of gas fuel are the main disadvantages of this solution.

- Silniki dwupaliwowe o zapłonie samoczynnym, zasilane olejem napędowym lub paliwem gazowym w systemie "dual-fuel", gdzie zapłon gazu następuje w wyniku wtrysku niewielkiej dawki oleju napędowego. Wyniki ekologiczne, eksploatacyjne i ekonomiczne tego rozwiązania są niezadowalające, dlatego też badania nad tymi rozwiązaniami zostały ograniczone.
- Silniki jednopaliwowe zasilane tylko paliwem gazowym i zoptymalizowane pod kątem tego paliwa. Wspomniana optymalizacja obejmuje zwiększenie stopnia sprężania i zmianę charakterystyk regulatorów kąta zapłonu. Bardziej złożona jest adaptacja silnika o ZS do zasilania gazem i jednocześnie zapłonu iskrowego [1].

Z aktualnie stosowanych systemów zasilania gazem LPG można wyróżnić następujące rodzaje:

- układy mieszalnikowe;
- układy z wtryskiem gazu w fazie lotnej;
- układy z wtryskiem fazy ciekłej.

3. Rodzaje i systemy doładowania

Powiększenie ciśnienia, a stąd także gęstości powietrza dostarczonego do cylindra, uzyskuje się przez [2]:

- Doładowanie z wykorzystaniem skrzyni korbowej i wewnętrznej strony tłoka. W silniku czterosuwowym przypada wówczas dwa suwy sprężania powietrza na jeden suw ssania silnika. W silnikach dwusuwowych spręża się ładunek wewnętrzną stroną tłoka w skrzyni korbowej w celu napełnienia (ładowania) cylindra lub zwiększenia ciśnienia powietrza już sprężonego wstępnie w zespole turbosprężarkowym;
- Doładowanie mechaniczne, w którym sprężarka napędzana jest przez doładowany silnik lub przez inne źródło energii;
- Doładowanie zespołem turbosprężarkowym, w którym sprężarka napędzana jest przez turbinę gazową zasilaną spalinami doładowanego silnika;
- Doładowanie dynamiczne (bezsprężarkowe), przy którym wykorzystuje się zjawiska dynamiki gazów w specjalnie dobranych układach ssąco wydechowych.

Do doładowania mechanicznego używa się najczęściej sprężarek typu Rootsa lub Lysholma oraz niekiedy sprężarek tłokowych; natomiast bardzo rzadko sprężarek promieniowych lub łopatkowych. Przy stosowaniu turbiny gazowej najczęściej stosuje się sprężarki promieniowe, a rzadziej osiowe. Dolną granicą mocy silnika, poniżej której nie stosuje się doładowania zespołem turbosprężarkowym (poza sporadycz-

- Dual-fuel self-ignition engines fed with diesel oil or gas fuel in the dual-fuel system, where gas ignition results from an injection of a small amount of diesel oil. The ecological, exploitation and economical results of this solution are unsatisfactory so further research in this field is being discouraged.
- Mono-fuel engines fed only with gas fuel and optimized for that fuel. The optimization involves an increase of compression ratio and change of the characteristics of ignition angle regulators. A more complicated adaptation is that of an engine with ZS to be fed with gas and of a spark ignition at the same time [1].

The following kinds of currently used LPG feeding systems can be distinguished:

- mixing systems
- systems with gas injection in volatile phase
- systems with liquid phase injection.

3. Supercharge kinds and systems

An increase of pressure and the resulting increase of air density in the cylinder are obtained by [2]:

- Supercharge by a crankcase and the inner side of a piston. Then in a four-stroke engine two strokes of air compression fall on one stroke of an engine's aspiration. In two-stroke engines the load is compressed by the inner side of the piston in the crankcase in order to load the cylinder or to increase the pressure of the air pre-compressed in the turbo-compressor unit.
- Mechanical supercharge in which a compressor is driven by a supercharged engine or by another energy source.
- Supercharge by a compressor unit in which a compressor is driven by a gas turbine fed by the fumes from the supercharged engine.
- Dynamic (without a compressor) supercharge in which the dynamic principles of gases are used in especially selected aspiratory-exhaust units.

For mechanical supercharge the Rootse or Lysholm type compressors and sometimes piston compressors are used; centrifugal or bucket compressors are very rarely used. With a gas turbine centrifugal compressors or, more rarely, axial-flow compressors are used. 100-150 KM is the lowest engine's power limit, below which supercharge by a turbo-compressor unit is not used (apart from sporadic cases). At this kind of an nymi przypadkami) jest moc ok. 100 - 150 KM. Przy takiej mocy silnika powstają trudności w zaprojektowaniu dostatecznie sprawnej turbiny gazowej oraz w opanowaniu dużych prędkości obrotowych, których wymagają zespoły turbosprężarkowe małych rozmiarów. Przy mniejszych mocach stosuje się raczej doładowanie mechaniczne [4].

4. Dobór i optymalizacja układu doładowującego silnik PN 1600 zasilany gazem LPG

Podczas doboru i optymalizacji układu doładowującego silnik o ZI głównym kryterium jest niedopuszczenie do wystąpienia spalania stukowego. Możliwość wystąpienia nienormalnego spalania, ogranicza maksymalny stopień zwiększenia ciśnienia przed cylindrem i jednocześnie wyznacza granice doładowania [3]. Jednocześnie stosując doładowanie silnika dąży się do wzrostu jego mocy, momentu i sprawności ogólnej. Do doładowania silnika PN 1600 zasilanego gazem LPG, racjonalnym rozwiązaniem jest zastosowanie doładowania mechanicznego, powszechnie stosowanego, w tłokowych silnikach lotniczych. Wydatek sprężarki Rootsa proponowanej do doładowania silnika PN1600, jest wprost proporcjonalny do prędkości obrotowej silnika, a więc nie jest w tym przypadku zmieniany charakter przebiegu współczynnika napełniania w stosunku do silnika wolnossącego.

Zastosowanie przesłon przeciwwybuchowych podyktowane jest możliwością powstania wybuchu powrotnego w kolektorze dolotowym. Przesłony umożliwiają "rozszczelnienie" kolektora i ochronę sprężarki w czasie wybuchu. Czujnik spalania stukowego umożliwia przesterowanie (zmniejszenie) kąta wyprzedzenia zapłonu, tak aby możliwa była poprawna praca silnika doładowanego przy zasilaniu benzyną. Układ sterowania wtryskiem MULTEC ma możliwość obsługi czujnika spalania stukowego i korekty kąta wyprzedzenia zapłonu.

Stopień doładowania należy tak dobrać, aby doładowany silnik zasilany gazem LPG wykorzystywał standardowe mapy kąta wyprzedzenia zapłonu systemu MULTEC XM opracowane dla silnika PN 1600, a przy "przejściu" na zasilanie benzynowe (LOB = 98, zamiast LOB = 103 dla gazu LPG), analizując sygnały z czujnika spalania stukowego, korygował kąt wyprzedzenia zapłonu tak, aby wykluczyć spalanie stukowe. Taka optymalizacja pozwoli prawidłowo wykorzystać charakterystyki zapisane w pamięci układu oraz uniknąć konieczności ponownego programowania pamięci stałej kalkulatora wtrysku.

Rozważono trzy najlepsze z dziesięciu możliwych konfiguracji regulacyjnych oznaczonych jako '4', '9', '10' (tab. 1). engine power it is difficult to design an adequately efficient gas turbine or to control the high rotational speeds required by small turbo-compressor units. At such low power values it is more typical to use mechanical supercharge [4].

4. Selection and optimization of a supercharging unit for a PN 1600 LPG-fed engine

During selection and optimization of a supercharging unit for an engine with ZI the main criterion is an elimination of knock combustion. The possibility of an occurrence of abnormal combustion causes a limitation of the maximum pressure increase level before the cylinder and consequently determines the supercharging limitations [3]. At the same time, the supercharging of an engine aims at an increase of its power, torque and general efficiency. A rational solution for the supercharging of an LPG-fed PN 1600 engine is an application of mechanical supercharge, generally used in piston engines for aviation. An output of Rootse compressor recommended for supercharging a PN1600 engine is directly proportional to an engine's rotational velocity, so in this case the course of the filling factor is not changed in relation to a normally aspirated engine.

Application of anti-explosion walls is necessary due to a possibility of counter-explosion in the suction manifold. The walls make it possible to 'unseal' the manifold and to protect the compressor during an explosion. The knock combustion sensor allows for a shift (reduction) of an ignition advance angle so as to enable a supercharged engine to work normally on petrol. The injection control unit MULTEC XM can control the knock combustion sensor and adjust the ignition advance angle.

Supercharging level must be set at such a value as to enable a supercharged LPG-fed engine to use standard maps of an ignition advancement angle of the MULTEC XM system worked out for a PN1600 engine, and as to enable it, by means of an analysis of signals from the knock combustion sensor, to adjust the ignition advance angle and thus to eliminate knock combustion during the shift to petrol feeding (LOB=98, instead of LOB=103 for LPG). This optimization will allow for a correct application of the characteristics stored in the system's memory and to avoid the necessity of reprogramming the ROM of the injection's calculator.

The best three out of ten possible regulation configurations were considered (here they are named '4', '9', '10' - Table1).

Punkt	N _e [kW]	M _o [Nm]	$N_s[W]$	$N_e/N_e[4]$	$M_o/M_o[4]$	$N_s/N_s[4]$	n[obr/min]	p_d/p_o
4	67,1	116,6	2357,5	1	1	1	5500	1,3
9	69,1	120	3422,2	1,029806	1,0291595	1,451622	5500	1,4
10	71,4	123,9	4528,3	1,064083	1,0626072	1,920806	5500	1,5

Tab. 1. Zestawienie wybranych parametrów dla analizowanych punktów optymalizacjiTab. 1. Comparison of selected parameters for the analyzed optimization points

Z przedstawionego porównania (rys. 1) wynika, że niewielkiemu względnemu przyrostowi mocy i momentu w punktach 9 i 10 towarzyszy bardzo znaczny względny (w odniesieniu do 4 punktu) przyrost mocy do napędu sprężarki. Ponadto istotnym atutem optymalizacji wg parametrów punktu 4 jest brak konieczności zmiany stopnia sprężania. W tabeli 2 przedstawiono wartości optymalnych parametrów.

Tab. 2.	Optymalne wartości parametrów zmiennych
Tab. 2.	The optimum values of variable parameters

From the presented comparison (Fig.1) it can be seen that a small relative power and torque growth at points 9 and 10 is accompanied by a very significant relative (in relation to point 4) growth of power to the compressor's drive. Moreover, optimization according to the parameters of the point 4 does not require any change of compression level ,which is a significant advantage. Table 2 presents values of the optimum parameters.

Static ignition advance angle	Level of pressure growth before cylinder	Compression level		
$\alpha_{ m wz}$	p_d/p_o	3		
5	1,3	9,5		

Przyjęty uprzednio optymalny stopień doładowania umożliwia zachowanie dwupaliwowego charakteru silnika. W przypadku zasilania benzyną (LOB = 98), parametry według tab. 2 pozwalają wyeliminować spalanie stukowe przez opóźnienie kąta wyprzedzenia zapłonu. Sygnałem inicjującym zmianę kąta jest impuls czujnika spalania stukowego. Przy zasilaniu gazem LPG silnik wykorzystuje mapy kąta wyprzedzenia zapłonu opracowane z systemem MULTEC XM dla standardowego silnika PN 1600.

5. Problemy aparatury paliwowej związane z zastosowaniem doładowania

Podczas adaptacji doładowania wykorzystnej dla silnika PN 1600 wyposażonego w układ wtryskowy MULTEC XM, szczególnej uwagi wymagają następujące elementy składowe tego układu: regulator ciśnienia paliwa, czujnik ciśnienia bezwzględnego, czujnik temperatury powietrza.

Regulator ciśnienia paliwa ma za zadanie utrzymywanie stałej różnicy ciśnienia, między ciśnieniem paliwa w kolektorze wtryskiwaczy, a podciśnieniem (nadciśnieniem dla silnika doładowanego) w kolektorze dolotowym. Gdy nadciśnienie w komorze paliwowej przekracza 300 kPa, w stosunku do podciśnienia (nadciśnienia) występującego w kolektorze dolotowym, regulator otwiera zawór przelewowy. W silniku wolnossącym dla podciśnienia 90 kPa ciśnienie paliwa wynosi 210 kPa, przy pełnym obciążeniu (podciśnienie około The previously accepted optimum supercharge level enables the preservation of a dual-fuel character of an engine. In case of feeding with petrol (LOB = 98), the parameters according to Table 2 allow to eliminate knock combustion by delaying the ignition advance angle. The signal that initiates the angle's change is an impulse from the knock combustion sensor. At LPG feeding the engine uses maps of the ignition advance angle worked out by means of the system MULTEC XM for a standard engine PN 1600.

5. Supercharge related problems with fuel equipment

During a supercharge adaptation used for a PN 1600 engine equipped with an injection unit MUL-TEC XM, special consideration should be given to the following elements of the unit: fuel pressure regulator, absolute pressure sensor, air temperature sensor.

Fuel pressure regulator has to maintain a stable pressure difference between the fuel pressure in injector collector and subatmospheric (above atmospheric for a supercharged engine) pressure in suction manifold. When above atmospheric pressure in the fuel chamber exceeds 300 kPa, in relation to the subatmospheric (above atmospheric) pressure in the suction manifold, the regulator opens the overflow valve. In a normally aspirated engine for subatmospheric pressure 90 kPa the fuel pressure is 210 kPa, at full

NAUKA I TECHNIKA



Rys. 1. Zestawienie charakterystyk wybranych parametrów Fig. 1. Survey of the characteristics of selected parameters

0 kPa) ciśnienie paliwa wynosi 300 kPa. W silniku doładowanym (maksymalne nadciśnienie w kolektorze dolotowym równe jest 30 kPa przy całkowicie otwartej przepustnicy), wówczas ciśnienie paliwa wynosi około 330 kPa. "Seryjnie" zamontowany regulator spełnia zatem wymagania silnika doładowanego, zapewniając odpowiednio wyższe ciśnienie w kolektorze wtryskiwaczy, co umożliwia dostarczenie większych ilości paliwa, odpowiednich do dodatkowych ilości powietrza dostarczanych przez sprężarkę. Ponieważ regulator jest przyłączony za przepustnicą, uwzględnia różne stany pracy silnika (np. hamowanie silnikiem przy zamkniętej przepustnicy) i realizuje odpowiednią korektę ciśnienia paliwa w kolektorze wtryskiwaczy.

Niewielkich zmian wymaga usytuowanie czujnika temperatury powietrza, gdyż "fabrycznie" jest on umieszczony w obudowie filtra powierza. W silniku doładowanym należy umieścić ten czujnik pomiędzy sprężarką a kolektorem dolotowym, ponieważ sprężarka powoduje podniesienie temperatury powietrza (mieszanki dla zasilania LPG), a przy standardowym położeniu czujnik rejestrowałby zaniżoną temperaturę. Jest to bardzo istotne ze względu na to, że sygnały z czujnika temperatury zasysanego powietrza pozwalają centralnej jednostce sterującej korygować informacje otrzymywane z czujnika ciśnienia bezwzględnego, dotyczące ilości powietrza dostarczanego do cylindrów.

Czujnik ciśnienia bezwzględnego mierzy wartość podciśnienia (lub nadciśnienia) w kolektorze dolotowym podczas pracy silnika. W związku z tym, że czujnik za "punkt odniesienia" przyjmuje próżnię, podciśnienie ma wartość "dodatnią". Nie występują więc problemy w sytuacji, gdy ciśnienie w kolektorze dolotowym jest wyższe od atmosferycznego (silnik doładowany). We wspomnianym przypadku wartość ciśnienia jest także prawidłowo interpretowana przez kalkulator wtrysku. Na podstawie sygnałów z czujnika ciśnienia bezwzględnego jednostka centralna oblicza ilość powietrza dostarczonego do silnika, kompensując wahania jego gęstości (czujnik temperatury powietrza). Fabryczne położenie czujnika ciśnienia bezwzględnego nie wymaga zmiany w silniku doładowanym.

6. Analiza porównawcza osiągów silnika wolnossącego i doładowanego zasilanego gazem LPG

Porównanie wskaźników pracy silnika PN 1600 zasilanego gazem LPG w wersji wolnossącej i doładowanej, umożliwia zaopiniowanie celowości stosowania doładowania w silniku gazowym. Do analizy wybrano: silnik zasilany paliwem LPG wolnossący, silnik zasilany LPG doładowany według optymalnych parametrów pracy przyjętych uprzednio oraz silnik benzynowy wolnossący stanowiący punkt odniesienia dla uzyskanych loading (subatmospheric pressure about 0 kPa) the fuel pressure is 300 kpa. In a supercharged engine (the maximum above atmospheric pressure in suction manifold equals 30kPa at a completely open choke valve), the fuel pressure is about 330 kPa. A 'serially' fitted regulator then fulfills the requirements of a supercharged engine ensuring adequately higher pressure in the injector collector, which enables to provide larger quantities of fuel, suitable for additional amounts of air supplied by the compressor. As the regulator is fitted behind the choke valve, it accounts for different working states of an engine (e.g. braking the engine at a closed choke valve) and adequately adjusts the fuel pressure in the injector collector.

Certain changes are needed in the location of air temperature sensor, as 'serially' it is fitted in the casing of an air filter. In a supercharged engine the sensor should be placed between the compressor and suction manifold, as the compressor raises the temperature of the air (mixture for LPG feeding), and at standard location the sensor would record a lower temperature. This is extremely important because signals from an aspirated air temperature sensor enable the central unit to adjust information from an absolute pressure sensor as to the amount of air supplied to the cylinders.

An absolute pressure sensor measures the subatmosheric (above atmospheric) pressure in the suction manifold during an engine's work. As the sensor accepts vacuum as the 'reference point', subatmospheric pressure has a 'positive' value. So, there are no problems in the situation when pressure in suction manifold is higher than the atmospheric one (a supercharged engine). In such a case the pressure value is also correctly read by the injection calculator. On the basis of signals from the absolute pressure sensor the central unit counts the amount of the air supplied to an engine compensating the fluctuations of its density (air temperature sensor). The manufacturing location of an absolute air sensor does not require to be changed in a supercharged engine.

6. A comparative analysis of results in normally aspirated and supercharged LPGfed engines.

Comparison of working parameters between PN 1600 LPG-fed supercharged and normally aspirated engines enables to give an opinion on an effectiveness of application of supercharging to an LPG engine. The analysis involved: a normally aspirated LPG-fed engine, an LPG-fed engine supercharged according to the previously applied maximum working parameters and a normally aspirated petrol engine as a reference point for the obtained results. The compa-

NAUKA I TECHNIKA



Rys.2. Charakterystyki porównawcze Fig. 2. Comparative characteristics

wyników. Porównanie wskaźników pracy zaprezentowano graficznie w postaci zbioru charakterystyk rys. 2, oraz na wykresie indykatorowym rys. 3.

Prezentowana na rys. 2 i rys. 3 analiza porównawcza dowodzi, że zastosowanie doładowania do silnika zasilanego gazem LPG, powoduje znaczne zmniejszenie emisji toksycznych składników spalin oraz wzrost mocy i momentu obrotowego do poziomu przewyższającego parametry pracy standardowego silnika benzynowego.

Podsumowaniem analizy jest porównanie charakterystyk ogólnych silników zasilanych gazem LPG – rison of the working parameters has been presented graphically as a set of characteristics in Fig. 2. and on the indicator chart in Fig.3.

The comparative analysis presented in Fig.2 and Fig.3 proves that an application of supercharging to an LPG-fed engine results in a significant reduction of toxic fumes emissions as well as in the growth of power and torque to a level higher than the working parameters of a standard petrol engine.

The analysis is summarized by a comparison of the general characteristics of LPG-fed engines (the normally aspirated one in Fig.4 and the mechanically



Rys. 3. Porównawcze wykresy indykatorowe Fig. 3. Comparative indicator charts



Rys.4. Charakterystyka ogólna silnika wolnossącego zasilanego gazem LPG Fig. 4. General characteristics of a normally aspirated LPG-fed engine



Rys.5. Charakterystyka ogólna silnika doładowanego zasilanego gazem LPG Rys.5. General characteristic of supercharged engine sed with LPG



Rys.6. Wykres jednostkowego zużycia paliwa dla silnika doładowanego zasilanego LPG Rys.6. Chard of unitary consumption for supercharged engine sed with LPG

wolnossącego (rys. 4) oraz doładowanego mechanicznie (rys.5) wraz z wykresem przestrzennym jednostkowego zużycia paliwa przez silnik doładowany zasilany gazem LPG (rys.6).

7. Podsumowanie i wnioski

Prezentowane porównania wyników symulacji komputerowych dowodzą korzystnego wpływu doładowania mechanicznego na wskaźniki pracy silnika zasilanego gazem LPG. Zastosowanie sprężarki sprawia, że moc i moment gazowego silnika doładowanego przekracza w sposób istotny osiągi wolnossącego silnika zasilanego benzyną, jednocześnie poprawia się jednostkowe zużycie paliwa i sprawność ogólna. supercharged one in Fig.5) involving a three-dimensional chart of specific fuel consumption by a supercharged LPG-fed engine (Fig.6).

7. Conclusions

The presented comparison of the results of computer simulations prove a positive effect of a mechanical supercharging on the working parameters of an LPG-fed engine.

Due to the application of a compressor, the power and torque of a supercharged gas engine significantly exceeds the results of a normally aspirated petrolfed engine, at the same time the specific fuel consumpWśród czynników ekologicznych efektowna jest redukcja NO_x możliwa dzięki zastosowaniu doładowania w silniku gazowym. Moc potrzebna do napędu sprężarki jest niewielka, podobnie jak wzrost temperatury czynnika za sprężarką, której poziom wyklucza konieczność chłodzenia ładunku. Zaprezentowane wykresy indykatorowe (rys. 3) dla analizowanych systemów zasilania, potwierdzają brak spalania stukowego i prawidłowy przebieg procesu oraz dowodzą poprawności przyjętych parametrów doładowania i regulacyjnych.

Poprawa parametrów ekologicznych doładowanego silnika zasilanego LPG, związana jest z dwoma uzupełniającymi się wzajemnie czynnikami. Po pierwsze zastosowanie doładowania w silniku zasilanym gazem, pozwala osiągnąć bardzo niskie jednostkowe zużycie paliwa i utrzymać wysoką sprawność ogólną silnika, czyli umożliwia bardzo racjonalne wykorzystywanie energii zgromadzonej w paliwie. Skutkuje to mniejszą ilością spalanego paliwa w celu wytworzenia określonej mocy. Po drugie - specyfika gazu LPG wpływa bardzo pozytywnie na obniżenie zawartości toksycznych składników w spalinach. Proekologiczne cechy propanu-butanu są dodatkowo potęgowane w wyniku zastosowania doładowania w silniku zasilanym gazem. Szczególnie spektakularna jest redukcja tlenków azotu uzyskana dzięki doładowaniu silnika zasilanego LPG. Synteza wymienionych czynników sprawia, że silnik doładowany mechanicznie zasilany LPG spala "mniej" paliwa i wytwarza "czystsze" spaliny w odniesieniu do silnika wolnossącego zasilanego propanem-butanem.

tion and total efficiency achieve better results. A spectacular ecological factor is the reduction of NO_x due to the supercharging of a gas engine. The power needed for a compressor's drive is not high, neither is the growth of the temperature of the factor behind the compressor, which eliminates the necessity of load cooling. The presented indicator charts (Fig. 3) for the analyzed feeding systems confirm the lack of knock combustion and the proper course of the process and prove the correctness of the applied supercharging and loading parameters.

The improved ecological parameters of a supercharged LPG-fed engine involves two complementary factors. Firstly, the application of supercharging in a gas-fed engine results in a very low specific fuel consumption and in high total efficiency of the engine, consequently it allows for a very rational exploitation of the energy stored in fuel. It results in a smaller amount of fuel burnt to generate a certain amount of power. Secondly, the characteristics of the LPG fuel has a very positive effect on the reduction of the toxic substances content in fumes. The pro-ecological characteristics of propane-butane are additionally strengthened due to the application of supercharging in a asfed engine. The reduction of nitric oxides due to the supercharging of an LPG-fed engine is especially spectacular.

All the above-mentioned factors make the mechanically supercharged LPG-fed engine burn 'less' fuel and exhaust 'cleaner' fumes than a normally aspirated engine fed with propane-butane.

8. Literatura

- [1] Burzyński L.: Spalinowe silniki tłokowe zasilane paliwami gazowymi. Silniki spalinowe 1989, nr 2-3.
- [2] Kowalewicz A.: Doładowanie silników spalinowych. Politechnika Radomska, Radom 1998.
- [3] Kowalewicz A.: Tworzenie mieszanki i spalanie w silnikach o zapłonie iskrowym. WKŁ, Warszawa 1984.
- [4] Wisłocki K.: Systemy doładowania szybkoobrotowych silników spalinowych. WKŁ, Warszawa 1991.
- [5] Zając P.: *Doładowanie mechaniczne silników o zapłonie iskrowym*. Materiały X Konferencji Międzynarodowej SAKON'99, Rzeszów 1999.

Prof. dr hab. inż. Wiesław PIEKARSKI Mgr inż. Grzegorz DZIENISZEWSKI

Akademia Rolnicza w Lublinie Katedra Pojazdów i Silników ul. Głęboka 28 20-612 Lublin gzaja@hortus.ar.lublin.pl

FEM ANALYSIS OF FUNCTIONALLY GRADED COATING APPLIED TO DIESEL ENGINE PISTON CROWN

Functionally graded thermal barrier coating was analytically investigated by using Abaqus FEM code. Transient temperature and stress distributions in coatings applied to diesel engine piston crowns were calculated throughout the entire working cycle. Results of calculations were compared against data obtained for metal piston and classical duplex TBC.

Keywords: Thermal Barrier Coating, Diesel engine, Finite Element Method, Functionally graded coatings

1. Introduction

It follows from an approximate heat balance for naturally aspirated diesel engine that the extent of heat rejected to exhaust can be reduced by 35-45%, that transferred to cooling system by 15-35% and mechanical losses can be reduced by 5-10% [1]. The most promising way to raise fuel economy is heat insulation of combustion chamber walls and elimination of cooling system. According to early prognoses fuel consumption can be reduced by 30%. Results of analytical studies of Groth and Thiemann demonstrated that the major efficiency benefit can be obtained through piston crown insulation and an attempt to apply thermal insulation to liner surface alone is groundless [2,3]. The temperature raise at the surface of thermal barrier coating (TBC) made of 0.5 mm thick zirconia layer was estimated at approximately 20% and the drop in volumetric efficiency at 0.4%. Schnabel [4] found that application of thermal insulation to diesel engines can reduce fuel consumption by 10-15%. Other studies on adiabatic engines showed that improvement of thermal insulation by 60% raises fuel economy by 8% and application of thermal insulation of cylinders and exhaust system combined with turbocompounding increases by 11%, further gain by another 4% is due to cooling system partial elimination with its attendant mass and space [5].

At present, two concepts of an engine are distinguished: the adiabatic engine with ideal heat insulation and the engine with low heat rejection (LHR). Computer simulations reveal that in passenger car engine higher fraction of energy, compared to heavy-duty truck engine, is transferred to cooling system [6]. The most effective way to gain higher economy of LHR engine is turbocompounding, the effect depends on engine load which favours large engines [7].

The LHR approach is realized through applying TBC coatings, monolithic ceramic inserts, articulated pistons with air gaps or, finally, applying new piston materials.

Because of combustion knock risk, low heat conducting TBCs are considered ill-suited to spark ignition engines.

The following arguments were put forward to explain lower than expected engine economy [8]: the alteration of heat release history in the engine cycle, the need of injection timing optimization, the convection-vive effect. Two competitive effects appear- higher temperatures of combustion chamber walls deteriorate volumetric efficiency but, on the other hand, it makes combustion process better.

Kvernes [9] applied thick (2mm) coatings to piston crowns of marine diesels and claimed 5% reduction in fuel consumption. Schihl et al. [10] found in tests on diesel engines with cast iron pistons minute increase in fuel consumption compared to baseline engine, which was explained by longer combustion phase.

In [11] the results of the test performed on the baseline spark ignition Daihatsu engine and the engine with pistons covered with TBC are presented. It was found that TBC increases maximum cylinder pressures and lowers by 6% fuel consumption at low loads. Mendera [8] in his analysis of published results of tests carried out on thermally insulated engines claimed that efficiency of turbocharged engines can be achieved at low engine speeds and low loads, whereas for naturally aspirated engines- at low loads. Kamo et. al. [12] considered a problem of optimum coating thickness. Compared to thick coatings, thin coatings offer the advantage of longer durability and the moderate increase in surface temperature.

Thermally sprayed TBCs are usually two-layer, the layer adjoining the substrate provides adequate adherence of the coating, protects base metal from corrosion and facilitates stress relaxation, the outermost layer is sprayed with ceramic material. Typical TBC on aviation gas turbine comprises 0.13 mm thick bond coat and a 0.25 mm thick layer of partially stabilized zirconia [13]. An example of a sophisticated coating is the triplex TBC applied to the walls of combustion chamber of the Rolls-Royce RB 211 engine. In this case, the TBC consists of a nickel-chromium bond coat and zirconia with 24 wt.% magnesia interlayered with a coating sprayed with the mixture of both [14].

Because the substrate and the coating typically have different physical and mechanical properties, failure of the coating is commonly associated with the interface. To reduce the likelihood of failure, additional layers having intermediate chemical compositions are applied between the bond coat and the ceramic coating. Numerical calculations, along with experimental data on graded coatings, lead to the conclusion that distribution of thermal stresses caused by a mismatch in thermal expansion coefficients is more even than in duplex coatings and their magnitude lower, stress concentrations at coating edges could be less dangerous and crack propagation in the coating hindered [15,16].

2. Calculation of temperatures and stresses in coating applied to diesel engine piston crown

The aim of FEM calculations presented in the paper was to find transient temperature and stress distributions throughout the entire working cycle. Values of assumed average in-cycle convection coefficients and temperatures of surroundings are given in [17], the top view of half piston crown and mesh are shown in Fig. 1. The piston model is simplified, which was necessary to complete the calculations in reasonable time, static temperature and stress distributions were, however, close to those obtained by using more precise model.

In analysis, the following assumptions were made:

- Metal piston is made of Al-Si (AK 12) alloy. Piston height is 87 mm, diameter – 89 mm. Piston side surface is assumed to be even. Piston alloy and coating are isotropic and linearly elastic. Convection coefficients and temperatures of surroundings at bottom and side piston surfaces are constant throughout the cycle. The contact between successive layers of material is tight.
- Temperatures of gas and values of heat convection coefficients over piston's crown at any moment of time are equal to the product of their average values by values of relative temperature or heat convection coefficient, similarly to [17].
- The moments of time, at which actual gas temperature and heat convection coefficient are equal to their average values, are considered to correspond to the same crankangle. Stresses and temperatures were plotted as functions of time measured from this moment.
- Piston was motionless, the effect of gas forces is omitted.

The analysis was divided into two steps, in the first, the engine was warmed-up and conditions of steady operation were achieved, in the second, final calculations were done. Input values are listed in Tab. 1. Piston crown was covered with 0.15 mm thick NiCrAl bond coat and the 0.35 mm thick three-layer coating containing partially stabilized zirconia. The content of ceramics gradually increased toward the free surface. The engine was naturally aspirated 4C90 diesel engine with swirl chamber, calculations were performed for engine speed of 1800 rpm. Results of calculations are shown in Figs 2-7. Fig.2 presents variation of temperatures at TBC's surface throughout the cycle. Numbers of data lines refer to locations of points (see Fig. 1). Maximum temperature attained by the sur-



Fig.1. Piston model, mesh and locations of points

face is 543.6 K with the swing of 36.2 K. It is seen that temperatures at particular points considerably differ. Fig. 3 shows temperature variations over surface of the metal piston covered with TBC. The maximum temperature is 477.2 K, whereas temperature variations in the cycle are only 1.2 K. Compared to Figs 2 and 4, temperature gradient is considerably lower. Fig. 4 shows temperature distribution in the piston covered



Fig. 2. Temperature variations throughout the cycle at the TBC's surface



Fig. 3. Temperature variations throughout the cycle at the metal surface



Fig. 5. Variation of von Mises' stresses in the cycle at the TBC's surface

Motorial	AK12	NiCrAl	ZrO ₂ +8wt%	33 vol.%	66vol.%
Material	alloy	bond coat	Y_2O_3	ceramics	ceramics
Young's modulus,GPa	80	150	11.25	104	57.5
Poisson's ratio	0.28	0.25	0.25	0.25	0.25
Thermal expansion coeff.,	21	10	10.0	16.2	12.6
[1/K]·10 ⁻⁶	21	19	10.9	10.5	15.0
Specific heat [J/kgK]	960	452	620	495.28	549.7
Thermal conductivity [W/mK]	155	15	1.4	3.539	2.006
Density, [kg/m ³]	2700	8000	5560	7187	6373

Tab. 1. Input properties of Al.-Si alloy and coatings

with TBC. It can be noticed that maximum temperatures are higher than those recorded at chosen points (Fig.2). Variation of von Mises' reduced stresses at the free surface of the coating is depicted in Fig. 5. Incycle stress variations are relatively small, coating failure does not commence at the surface. Uneven distribution of temperatures at TBC's surface causes stress gradients to appear- Fig. 6. Fig. 7 shows the distribution of the normal component of stress at the bond coat/piston interface. At the edge of the recess in metal piston crown, the normal component of stress exceeds the adhesion force of plasma sprayed coatings.

3. Discussion

The maximum temperature at the metal piston crown is 485.8 K, cyclic temperature variation at this point is of approx. 8.9 K. Double layer coating containing 0.3 mm thick ceramic layer reduces metal temperature by approx. 10 K, functionally graded coating comprising bond coat and three layers containing ceramics reduces metal temperature by 8.6 K. Maximum temperature of ceramics is of 543.6 K. Metal surface covered with TBC is no longer exposed to thermal fatigue. In graded coating, temperature variations at the top surface are even 36.2 K. Application of TBC, either duplex or graded, considerably increases temperature differences between particular points at the free surface.

4. Conclusions

Calculations showed that spalling of the functionally graded coating is most likely to appear at the edge of the recess. To alleviate this effect, edges of the recess should be redesigned to reduce stress concentration. Functionally graded coating comprising bond coat and three layers containing ceramics reduces metal temperature by 8.6 K. Metal surface covered with TBC is no longer exposed to thermal fatigue. Maximum temperature of ceramics is 543.6 K. In graded coating, maximum temperature swings at the top surface were 36.2 K.



Fig. 4. Temperature distribution in the piston covered with TBC's at 12ms



Fig. 6. Distribution of von Mises' stresses at the TBC's surface at 12ms



Fig. 7. Distribution of normal component of stress at bond coat/substrate interface at 15.5 ms

4. References

- [1] Wajand J.A.: Silniki o zapłonie samoczynnym. WNT, Warszawa 1988.
- [2] Groth K., Thiemann W.: *Beitrag zur Brennraumisolierung bei Viertaktdieselmotoren*. Teil 1. MTZ 1983, vol. 44 no 5, pp. 189-197.
- [3] Groth K., Thiemann W.: *Beitrag zur Brennraumisolierung bei Viertaktdieselmotoren-Teil 2*. MTZ 1983, vol. 44 no 7/8, s. 287-289.
- [4] Schnabel W: Keramikteile im Dieselmotor von Ford. MTZ 1986, vol.47 no 12, pp. 501-502.
- [5] French C.C.J.: *Silniki alternatywne-ciekawostki czy rzeczywista alternatywa*. Auto-Technika Motoryzacyjna 1990 no 9, pp. 5-10.
- [6] Siegla D.C., Amann C.A.: *Exploratory study of low-heat-rejection diesel for passenger car application*, SAE paper 840435.
- [7] Anonim: An uncooled diesel for cars?. Automotive Engineering 1984, vol. 92, August, pp.67-71.
- [8] Mendera K.Z.: *Efektywność barier termicznych komory spalania silnika tłokowego*. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 1998.
- [9] Kvernes I.: *Thermal barrier coatings in internal combustion engineS*. referat na Conf. Interfacial Engineering of Materials, Castelvecchio Pasoli, Italy, 9-14 October 1996.
- [10] Schihl P., Schwartz E., Bryzik W.: Performance characteristics of a low rejection direct-injection military diesel engine retrofitted with thermal barrier coated pistons. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 2001, vol. 123, pp.644-651.
- [11] Chan S.H., Khor K.A.: *The effect of thermal barrier coated piston crown on engine characteristics*. Journal of Materials Engineering and Performance 2000, vol. 9 no 1, pp. 103-109.
- [12] Kamo R., Assanis D.N., Bryzik W.: *Thin thermal barrier coatings for engines*. SAE Transactions 1989, No 980143.
- [13] Miller R.A.: *Progress toward life modeling of thermal barrier coatings for aircraft gas turbine engines.* Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 1987, vol. 109, pp. 448-451.
- [14] Steffens, H-D, Kaczmarek, R.: Welding in the World, vol.28 no. 11-12, 1990, pp. 224-230.
- [15] Finot, M., Suresh, S., J.: Mech. Phys. Solids, vol. 44 no. 5, 1996, pp. 683-721.
- [16] Musil, J., Oberacker, R., J.: Thermal Spray Technology, vol 6 no.4, 1997, pp. 449-455.
- [17] Hejwowski, T., Weronski, A.: Advances in Plasma Science, vol. 3, 2001, pp.155-160.

Dr Tadeusz HEJWOWSKI

Department of Materials Engineering Faculty of Mechanical Engineering Technical University of Lublin 36 Nadbystrzycka Str 20-618 Lublin e-mail: thejwowski@lublin.home.pl

Dr inż. Hubert DĘBSKI

Department of Machine Construction Faculty of Mechanical Engineering Technical University of Lublin 36 Nadbystrzycka Str 20-618 Lublin

POJĘCIA I ZALEŻNOŚCI W LINIOWEJ I NIELINIOWEJ MECHANICE PĘKANIA

CONCEPTS AND RELATIONSHIPS IN LINEAR AND NONLINEAR FRACTURE MECHANICS

PART I. LINEAR ELASTIC FRACTURE MECHANICS

Na początku ubiegłego stulecia teoria sprężystości została uzupełniona nową hipotezą, która uwzględniła możliwość nieciągłości pola przemieszczeń w continuum sprężystym. Nieciągłością taką jest szczelina, stacjonarna lub też poruszająca się, a podstawową hipotezą jest tutaj hipoteza Griffitha, która uzupełnia wyrażenie na całkowitą energię potencjalną rozważanego systemu o jeden dodatkowy człon, mianowicie energię swobodnej powierzchni. Energia ta powstaje w trakcie propagacji szczeliny, a źródłem jej jest albo praca sił zewnętrznych, albo też energia sprężysta zmagazynowana w ciele poddanym obciążeniu.

Z kryterium energetycznego Griffitha wynika wzór na krytyczne naprężenie, przy którym następuje inicjacja pęknięcia. Wzór ten jest rożny od wzoru Neubera zawierającego współczynnik koncentracji naprężeń, a różnice między obydwoma wzorami są tym większe im mniejszy jest promień krzywizny u wierzchołka szczeliny, kiedy to współczynnik Neubera zmierza do nieskończoności, a klasyczne wyrażenie na naprężenie krytyczne traci sens. Okazuje się, ze iloczyn współczynnika Neubera oraz promienia krzywizny posiada skończoną granice, proporcjonalną do miary intensywności pola naprężeń w pobliżu wierzchołka szczeliny. Taką miarą jest "SIF", wprowadzony przez Irwina, czyli współczynnik intensywności naprężenia, zależny od przyłożonych sił, wielkości defektu oraz geometrii próbki.

Wzór Grifitha wyjaśnił ogromne rozbieżności między mierzonymi wartościami wytrzymałości, a ich teoretycznymi oszacowaniami wynikającymi z rozważań molekularnych dotyczących ciał bez defektów. Wzór Griffitha został sprawdzony w praktyce inżynierskiej i dał początek nowej dziedzinie w teorii wytrzymałości ciał niedoskonałych, tzn. takich, które zawierają wewnętrzne (lub brzegowe) pęknięcia jeszcze w stanie nieobciążonym. Teoria ta nosi nazwę Mechaniki Zniszczenia lub też Mechaniki Pęknięć.

Słowa kluczowe: proces pękania, szczelina Grifitha, współczynniki intensywności naprężenia, ocena materiału, odporność na pękanie, funkcja naprężeń Westergaarda, całka Greena, dekohezja, schematy pękania

At the beginning of the past century the Theory of Elasticity was supplemented by a new hypothesis, which took into account occurrence of discontinuities within an elastic continuum. This discontinuity appears in form of a crack, either stationary or propagating, and the hypothesis, which was put forward by Griffith, appended a single additional term into the expression for the total potential energy of the considered system. The additional term describes the surface energy of the newly formed crack, and it is drawn either from the work of the external forces or from the strain energy stored in an elastic medium.

The energy criterion of Griffith produced an expression for the critical stress, at which the crack growth will initiate. The predicted values of this stress are significantly different from those calculated on the basis of Neuber's classic formula involving he stress magnification factor. The differences become unacceptable for the limiting case, when the radius of curvature, measured at the crack tip, approaches zero. While the classic formula looses then its sense, it turns out that the product of the radius of curvature and the Neuber's factor reduces in the limit of sharp crack to a finite value, namely the SIF. The symbol designates "stress intensity factor" and - as defined by Irwin - it depends on the applied stress, size of the defect and geometry of the specimen.

Griffith formula explained the substantial differences between the measured values of material ultimate strength and those predicted by the molecular considerations carried out for a perfect continuum that does not posses any cracks. Extensive testing and the case studies stemming from the engineering practice confirmed the new formula, and it gave rise to the new domain within the theory of strength, namely the Mechanics of Fracture.

Keywords: fracture, stress intensity factors, Griffith crack, Westergaard stress function, Green integral, material fracture toughness, material evaluation

1. Introduction. Why do we need Fracture Mechanics?

Loss of structural integrity may occur in a number of ways. The most puzzling and dangerous way is that which is commonly described as "brittle fracture". When metals of high strength and of relatively high yield stress are applied in engineering practice certain unexpected phenomena may occur. Let us mention here, choosing out of numerous examples of spectacular failures of large structures, just three events which have drawn attention of engineers and scientists alike to a material property called "brittleness" or "notch sensitivity". These events were:

- in-flight fractures of the first few passenger jet airliners "Comet" manufactured by the British firm DeHavilland;
- catastrophic and rather expensive fractures of heavy rotating components of large steam turbine electric generators made by the General Electric Company in the USA; and
- the "explosive" fractures of the rocket chambers during the pre-flight tests performed at the Jet Propulsion Laboratory in Pasadena, California.

In all of these cases the fracture problem was related to use of a relatively new metallic alloy of high strength.

To understand the origin of the problem let us take a closer look at the diagram shown in Fig. 1. Two steels are compared with respect to their respective "notch sensitivities". Steel A is an expensive material of high strength σ_M^A , while the other steel B is of lesser quality and lower ultimate strength σ_M^B but of hi-

gher fracture toughness, $K_{lc}^{\ B} > K_{lc}^{\ A}$. One is tempted to conclude that steel A is a "better" material. This indeed is the case if no initial defects of any kind are present in the components made of these two steels. To ensure this condition, we would have to exclude the residual stresses, surface scratches, notches or other fabrication defects. If we allow, however, that no structure is ever perfect, then a different picture emerges. The graphs shown in Fig. 1, which depict the material sensitivity to the pre-existing defects (like, say, one existing at the point P), should convince us that in certain situations it would indeed be dangerous to use the high strength steel. Suppose that the component is subjected to a nominal service stress σ_{now} , which is much lower than the ultimate stress for either of the steels considered. Suppose also that the material, of which the component is fabricated, contains a certain small initial defect, which under service conditions may grow slowly in a stable manner due to fatigue or stress corrosion cracking. Let the initial size of such pre-existing defect be denoted by a*. We see from Fig. 1 that the point corresponding to a* determines the actual stress, at which structure made of such imperfect material will fail when subjected to the nominal stress σ_{non} , well below the ultimate strength of both materials considered. Obviously, our conclusion is that should the condition represented by point P occur in service, the structure made of steel A (the "strong" one) will fail, while that made of steel B (the "weaker" one) will remain undamaged.

Why does this happen and how were the two graphs shown in Fig. 1 obtained? What is the meaning of the "stress intensity factor" K_i and of the material



Fig. 1. Principles for material selection based upon the fracture toughness

property named "fracture toughness", denoted by K_{lc}^{A} and K_{lc}^{B} in the equations supporting Fig. 1? In the following sections we shall attempt to answer these questions. It should be realized that a design based on the classical criterion of safety, which involves such concepts as admissible stresses and safety factors of various kinds, may not be a sufficient tool to ensure the structural integrity of a component. In particular, this insufficiency may become prominent when any one (or all) of the following conditions occur in service

- 1 use of welded structures containing residual stresses of unknown magnitude;
- 2 low service temperature or high rates of loading associated with dynamic loads;
- 3 large dimensions of the component;
- 4 presence of fatigue or an aggressive environment during the service life of the component.

To further illustrate the statement about inadequacy of the design based on "admissible stress" concept, we shall give here three numerical examples. All examples involve the high strength pressure vessel steel designated by AISI as 4340. The input data are as follows:

- ultimate strength, $\sigma_M = 2000 MPa$,
- fracture toughness, $K_{L_c} = 40 MPa(m)^2$. (1)

Examples 1 and 2

Consider a plate subjected to a tensile stress oriented perpendicularly to a small centrally located cracklike defect. Supposing that the size of the defect is about 3 mm, calculate the critical stress at which the plate will break in half. We shall choose first to ignore the crack altogether and apply the strength criterion of admissible stress. Then, of course, the plate should not break until the applied tensile stress attains the magnitude of the ultimate strength, which is 2000 MPa. If we accept the fact that the crack is there, then employing the fracture mechanics approach we arrive at this equation

$$\sigma \sqrt{\pi a} = K_{L} \tag{2}$$

and thus we would predict

$$\sigma_{cr} = \frac{K_{lc}}{\sqrt{\pi a}} = \frac{40}{\sqrt{\pi (1.5 \Box 0^{-3})}} = 582.7 MPa$$
(3)

This is 243% lower than the critical stress for an undamaged plate. If this crack-like defect was two times smaller but located at the surface of the plate, then the fracture mechanics prediction for the critical stress would be

$$[\sigma_{cr}]_{edge\cdots crack} = \frac{K_{lc}}{1.12\sqrt{\pi a}} = \frac{40}{1.12\sqrt{\pi (1.5\square 0^{-3})}} = 520.2MPa$$
(4)

This is about 284% smaller than the breaking stress predicted without use of fracture mechanics.

Example 3

Consider a cylindrical pressure vessel manufactured out of the same steel 4340. The vessel is pressurized to a pressure level p. Let the cylinder be weakened by a small initial defect inclined at a certain angle to the cylinder axis, see Fig. 2. Let the crack length be denoted by 2a, the radius of the cylinder by R and the thickness of its wall by t. The maximum allowable internal pressure can be found (without regard to fracture mechanics) from the well-known formulae

$$\sigma_{\theta} = pR/t \quad \sigma_{z} = pR/2t \tag{5}$$

Setting $\sigma_{\theta} = \sigma_{M}$ we would obtain the critical pressure $p_{crit} = 2000(t/R)$ for the undamaged material. If, however, one accepts the presence of the initial defect located in a bi-axially loaded element (see Fig. 3), then the state of stress turns out to be most severe at



Fig. 2. Crackedcylindrical pressure vessel



Fig. 3. Cracked element under biaxial tension

the tip of the defect. Severity of stress concentration at the dangerous point, i.e., at the tip of the crack, is described by two stress intensity factors

$$K_{I} = \frac{pR}{2t} \sqrt{\pi a} (1 + \sin^{2} \beta)$$

$$K_{II} = \frac{pR}{2t} \sqrt{\pi a} (\sin \beta \cos \beta)$$
(6)

The energy contained in a small volume element adjacent to the crack front can be shown to depend on the angle β and the two *K*-factors, K_1 and K_{11} , corresponding to the two modes of deformation prevalent at the root of the defect. When this energy attains a certain critical magnitude, the pressure vessel will explode; and the higher is the ultimate strength of the steel used to manufacture the vessel, the more disastrous will be appearance of the final act of fracture. Pressure at which such catastrophe will occur may be computed in a rather lengthy way. Omitting the details, let us quote the end result. For the input data given above and for $\beta = 60^{\circ}$, a = 3 mm, v = 0.25, the critical pressure is found to be

$$p_{cr} = 545.4(t/R)$$
 MPa (7)

This is about 254% lower than the critical pressure predicted by a designer who has never heard of fracture mechanics.

This philosophy of fail-safe design, based on the notion of the pre-existing defects in a structure of any kind, can perhaps be best summarized by the schematic drawing shown in Fig. 4. Suppose that the smallest crack, which may be detected by a NDT technique (such as X-rays, neutron diffraction, magnetic method or acoustic emission detection) is denoted as "NDT threshold" as it appears to the extreme left in Fig. 4. Suppose we want to be on the safe side and will not accept any component, which contains cracks greater than that of the specific size designated in Fig. 4 as "acceptance limit". Of course, the acceptance limit should be greater than the NDT threshold, since only then we can detect a defect of this size. At the same time it must be smaller than the fracture growth initiation level, K_{i} . Imagine now that due to a human error or some other unpredictable factor, an initial defect of size slightly greater than the growth initiation limit

was present in the component under service conditions, and that it began to enlarge in a stable manner due to ductile tear process (the toughness threshold for this process is denoted by K_i). This growth is accelerated when the crack attains the size, at which the stress corrosion mechanism becomes active (this level is denoted by K_{lscc}). Finally, if the crack remains unnoticed during the subsequent inspections, it may well reach the critical size, denoted by K_{lc} , at which fracture can no longer be controlled. At this point the structure undergoes catastrophic failure.

Without any further discussion of catastrophic fractures encountered in service (examples of such are indeed numerous), let us proceed to describe briefly the mathematical and physical concepts, which are fundamental in understanding fracture.

2. Fundamental Relations in Linear Elastic Fracture Mechanics (LEFM)

The basic assumption of the linear fracture mechanics (shortly: LEFM) is that of validity of Hooke's law within the bulk of the material containing a crack. At the same time, however, it is recognized that within a small volume near the crack tip a nonlinear physical law prevails, and thus the strains and stresses in this small domain cannot be really computed from the elastic theory. Characteristic dimension of this non-linear zone can be estimated as

$$r_p = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{K_{lc}}{\sigma_{\rm Y}} \right)^2 \tag{8}$$

in which the denominator is a measure of material strength in presence of the defects of finite size, the so-called "fracture toughness", denoted customarily by K_{Lc} if measured under plane strain condition and by K_{c} if measured under the plane stress situation. Symbol σ_{y} is used to denote the yield stress corrected for tri-axiality condition existing at the crack tip.

The quantities K_{lc} or K_{c} can be theoretically evaluated from the integral

$$K_{lc}(or K_c) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^R \frac{S(x)dx}{\sqrt{R-x}}$$
(9)



Fig. 4. Characteristic defect size levels for crack growth

Here, the symbol S(x) denotes the stresses, or the "restraining force" within the non-linear zone which extends by the distance $R = 2r_p$ ahead of the crack front. Formula (9) has rather a limited use, since the distribution of the stresses S(x) prevailing within the non-linear domain adjacent to the crack front is not known. In (9) symbol "x" is used to designate the distance measured from the crack tip. Despite of this uncertainty about the precise nature of the distribution of the restraining forces, the integral (9) can be determined in an empirical way (it has been observed that the value of K_{lc} is not strongly dependent on the specific form of the function S(x)). Therefore, the quantity defined by equation (9) can be directly measured by one of the experimental techniques discussed in detail in the later sections concerned with measurements of fracture toughness. One useful relation can be derived from equation (9), if one assumes the most simple form of the function S(x), namely S(x) = const. = σ_{T} . Then it follows

$$K_{lc}(or K_c) = 2\sigma_T \sqrt{2R/\pi}$$

$$R = 8K_{lc}^2 / \pi \sigma_T^2$$
(10)

which differs only by a constant factor from the Irwin's approximation $R = 2r_p = (1/\pi) (K_{lc}/\sigma_p)^2$. The specific fracture energy required to create a unit area of new fracture surface is related to the quantity K_{lc} by a simple equation

$$K_{lc}^{2} = E G_{lc} (1 - v^{2})^{-1}$$
(11)

This equation will be derived in the next section. An extensive research in the materials sciences field is directed toward determination of the influence of the microstructural parameters such as the average inclusion spacing, volume fraction of the particles of the second phase, the ferrite grain size, and the geometrical parameters, such as notch depth and notch tip radius on the value of the specific fracture energy G_{b} .

Now, when the characteristic dimension, the so called "radius of the plastic zone", r_p , is evaluated and found negligible against the initial crack size and the dimension of the component containing a crack, one may conclude that the LEFM approach to the computation of stresses and strains in the space surrounding the defect is applicable. Argument to justify this approach is that while the small non-linear domain is totally contained within the elastic stress field, its effect on the distribution of stresses some distance away from the crack front may be neglected. Interestingly, one may use the purely elastic solution for stress ahead of the crack front (see Fig.5):

$$\left[\sigma_{y}(x,y)\right]_{y=0,x>0} = \frac{K_{I}}{\sqrt{2\pi x}} + \dots$$
 (12)



Fig. 5. Crack profile end the opening stress in the plane of the crack. External load is perpendicular to the crack plane. The size of nonlinear zone $2r_p$ is small compared to crack lenght (LEFM)

and for the opening displacement within the crack, i.e., considered at the distance -x from the crack tip,

$$\begin{bmatrix} u_{y}(x,y) \end{bmatrix}_{y=0,x<0} = \frac{(\kappa+1)(1+\upsilon)}{E} K_{I} \sqrt{\frac{-x}{2\pi}} + \dots$$

$$\kappa = 3 - 4\upsilon \text{ plane strain} \qquad \kappa = \frac{3-\upsilon}{1+\upsilon} \text{ plane stress}$$
(13)

to evaluate the work required to propagate the crack by an incremental distance da. In order to do so, we shall consider the energy balance for an extending crack.

Since only the dominant term is given (note the symbol +...) in the equations written above, the formulae (12) and (13) are valid in the asymptotic sense, i.e. for the distance x approaching zero, and restricted by any particular requirement regarding geometry of the component containing the crack. Tensile loading is applied remotely from the crack in the direction perpendicular to the crack plane (Mode I loading). We shall restrict the derivations which follow to a Mode I crack only (cleavage crack), but analogous considerations could be given for cracks opened in in-plane shear (Mode II crack) and in anti-plane shear (Mode III crack), see Fig.6.



Fig. 6. Three modes of fracture

Influence of the geometry, specimen dimensions and loading configuration are all included in one parameter, denoted by K_p , and named "stress intensity factor". By definition, the stress intensity factor for the opening mode is a measure of the stress magnitude directly ahead of the crack tip, namely

$$K_I = \lim_{x \to 0^+} \left\{ (\sigma_y \sqrt{2\pi x}) \right\}$$
(14)

Now, let us return to the considerations of the energy balance at the crack tip. General equation of the energy balance set up for a virtual increase of crack length (δa) reads

$$\delta (W - U) = \delta S \tag{15}$$

Here, W denotes work of external forces, U is the strain energy contained within the elastic body, and S stands for the surface energy. The increment δS will be assumed equal to a product of a certain material constant G_{IC} , which is a specific energy of fracture, and the area δA . Equation (14) may be re-written in an equivalent form

δ (Energy available) = δ (Energy absorption) (15a)

The increments appearing in this equation, δ (*En. Av.*) and δ (*En. Ab.*), can be replaced by the appropriate derivatives

$$\delta(En.Av.) = (-\partial P / \partial A) \delta A$$

$$\delta(En.Abs.) = G_{lc} \delta A (or G_c \delta A)$$
(16)

in which the symbol P denotes the potential energy of the system (note that the system consists of a body containing the crack and of the external forces which eventually cause the crack to propagate), while the symbol δA is employed to denote the area of the newly created fracture surface. If the rate of the potential energy decrease $-\partial P/\partial A$, is denoted by G_p , then the fracture criterion assumes the form

$$G_{I} = G_{Ic} (or \ G_{c}) \tag{17}$$

The quantity G_{lc} (G_c) represents the energy per unit area required to create a new surface behind the front of a propagating crack. This quantity can be measured in a laboratory test (see the following sections concerned with the experimental techniques aimed at determination of fracture toughness). The quantity appearing on the left hand side of equation (17), G_r , is called "energy release rate" or "crack driving force". G_l can be evaluated by solving an appropriate stress analysis problem, which most likely is a boundary value problem belonging to a class of problems considered in the theory of elasticity.

Let us now relate the energy release rate G_i to the stress intensity factor, K_r . In order to perform this computation, we consider a virtual growth of a crack by the amount da. Fig. 5 is now re-drawn as shown in Fig. 7, so that both states before the crack has extended and after crack extension, are shown. The energy necessary to propagate the crack by an incremental distance da may be calculated as an integral over the newly created area δA of the product (1/2) (displacement x stress). Following Irwin we take the displacement in this product to be that corresponding to a slightly longer crack, i.e., $u_y = u_y (x, a + \delta a)$, while the stresses are taken to be those for the crack at its original length "a", namely $\sigma_{u} = \sigma_{u}(x,a)$. The energy required to open up the crack by an amount δA (= $B \delta a$, in which B denotes thickness) can be thus calculated as follows

$$G = -\left(\frac{\Delta U}{\Delta A}\right) = 2 \lim_{\delta A \to 0} \frac{B}{2 \,\delta A} \int_{0}^{\delta_{a}} \sigma_{y}(x, a) u_{y}(x, a + \delta a) dx =$$

$$= \lim_{\delta a \to 0} \frac{1}{\delta a} \int_{0}^{\delta_{a}} \frac{K_{I}}{\sqrt{2\pi x}} \frac{(\kappa + 1)(1 + \upsilon)}{E} \sqrt{\frac{\delta a - x}{2\pi}} K_{I} dx =$$

$$= \frac{(\kappa + 1)(1 + \upsilon)K_{I}^{2}}{4\pi E} \lim_{\delta a \to 0} \left[\frac{2}{\delta a} \int_{0}^{\delta_{a}} \sqrt{\frac{\delta a - x}{x}} dx\right]$$
(18)



Fig. 7. Crack shown before and after the incremental virtual growth

The integral involved in the equation above is elementary and it equals $(\pi/2)\delta a$, thus the final result assumes this simple form

$$G_{I} = \begin{cases} K_{I}^{2} / E - plane \, stress \\ (1 - \upsilon^{2}) K_{I}^{2} / E - plane \, strain \end{cases}$$
(19)

The global energy criterion for fracture, as expressed by the Eq. (15), can now be written in a form of a local criterion for failure, which involves only the stress intensity factors, the applied K_l -factors, and their critical values K_{lc} or K_c , namely

$$K_{I} = \begin{cases} K_{Ic} - plane \, strain \\ K_{c} - plane \, stress \end{cases}$$
(20)

Critical magnitude of the K-factor could in principle be computed from the expression (9), but in fact it is established in an empirical way during a laboratory test. The quantity of energy absorbed during an incremental extension of fracture can be computed from the known value of the critical *K*-factor in the following way

$$G_{lc} = \frac{(1-v^2)K_{lc}^2}{E} - plane \, strain$$
(21)

$$G_c = \frac{K_c^2}{E}$$
 – plane stress (21a)

Quantity G_{lc} is believed to be a material property independent of a particular geometry and loading configuration of the component in question. Some representative values of this material constant are given in Table 1.

3. Methods for determination of the stress intensity factors

Application of equation (20) to specific fracture mechanics problems requires that the stress intensity factor K_i is known for any particular geometry and loading configuration encountered in engineering practice. We shall discuss now briefly three techniques for determination of this important stress field characteristics, namely

- 1- semi-empirical method for determination of *K*-factor by measurements of compliance.
- 2- determination of the *K*-factor by the complex stress function, i.e., Westergaard approach
- 3- determination of the *K*-factor by the Green function and method of superposition (integral representation).

Compliance method

The first of the methods listed here can be applied to a component of an arbitrary shape, provided that one is willing to perform a series of compliance tests, i.e., measurements of load (F) vs. load point displacement curves recorded at various initial sizes of the defect. It is realized that an increasing defect will tend to reduce the slope of the F. v line as shown in Fig. 8. Thus, the compliance, which is given by the reciprocal of this slope, will increase with an increasing size of the initial defect. If the elastic spring constant is denoted by k, then the compliance *C* equals k^{i} , as it follows from the known relations

$$F = kv \quad or \quad F = \frac{v}{C} \tag{22}$$



Fig. 8. Compliance calibration of the signal edge noth specimen

Consider now the work δW_{pr} absorbed while the crack has propagated by an infinitesimal amount δa at a constant load. This work, on one hand, equals the product of the energy release rate and the increment in the area of fracture surface, $G_{lc} B \delta a$; on the other hand, δW_{pr} can be calculated from the known area of the triangle ABC in Fig. 8, i.e.,

$$\delta W_{pr} = \begin{cases} G_I B \,\delta a \\ (1/2) F \,dv = (1/2) F^2 dC \end{cases}$$
(23)

The increment in load point displacement dv is calculated as $F\delta C$, which follows from the Eq. (22) when F is considered constant during the virtual crack growth, while the compliance increases when the crack extends. Setting

$$G_{I}B\delta a = (1/2) F^{2} dC \qquad (24)$$

we obtain the energy release rate G_i as a function of the compliance *C*, or strictly speaking, of the derivative dC/da, namely

$$G_I = \frac{1}{2} \frac{F^2}{B} \frac{dC}{da}$$
(25)

The approach suggested by the equation (25) requires that the reciprocal of the slope of the F vs. v curves is recorded (see Fig. 9a) as a function of the crack length, and then by a graphical procedure the derivative of this curve is generated and replotted (see Fig. 9b) as a function of crack length. This latter diagram, in fact, gives the desired result, which is the dependence of the energy release rate on the initial crack size for a given specimen geometry. The multiplicative factor ($F^2/2B$) should of course be taken into account to obtain G_1 from the dC/da vs. "a" curve. The usual way to generate the compliance curve shown in Fig. 9a is to pre-cut the cracks of varying length in the specimens of the same geometry and dimensions, subjected to identical loading configuration. In this way one obtains the G_1 vs. "a" relationship, i.e., the curve shown in Fig. 9b, from which the stress intensity factor K_1 can be computed as follows

$$K_{I} = (E'G_{I})^{1/2}$$

$$E' = \begin{cases} E & -plane \ stress \\ E(1-\upsilon^{2})^{-1} & -plane \ strain \end{cases}$$
(26)

To conclude this section we note that the same relationships, i.e., (25) and (26), can be used to determine the critical values of the energy release rate and the stress intensity factor, i.e., G_{lc} and K_{lc} . All one needs to do then is to record F vs. v curve till the point of fracture, characterized by the set of critical parameters, F_c and a_c . Evaluating dC/da at a_c and substituting F_c for F in equation (25) yields the critical energy release rate (G_{lc}) and the fracture toughness (K_{lc}) in equation (26).

Complex stress function, Westergaard method

For any two-dimensional crack problem the stresses can be calculated from the complex stress function suggested by Westergaard, Z = Z(z), in which *z* denotes the complex variable, z=x + iy, and *i* is the imaginary unit $\sqrt{-1}$. Function Z(z) is related to the Airy stress function F(x,y) in this way

$$F(x, y) = \operatorname{Re}[\int (\int Z \, dz) dz] + y \operatorname{Im}[\int Z dz] \qquad (27)$$

From the theory of elasticity we recall that the components of the stress tensor for a two-dimensional problem can be calculated as partial derivatives of F(x,y), i.e.,

$$\sigma_{x} = \frac{\partial^{2} F}{\partial y^{2}}, \ \sigma_{y} = \frac{\partial^{2} F}{\partial x^{2}}, \ \tau_{xy} = -\frac{\partial^{2} F}{\partial x \partial y}$$
(28)

If we also recall the Cauchy relations applicable to function of complex variable

Fig. 9. Compliance and its derivative shown as function of crack lenght

$$\frac{\partial \operatorname{Re} Z}{\partial x} = \operatorname{Re} Z' \qquad \frac{\partial \operatorname{Im} Z}{\partial x} = \operatorname{Im} Z'$$
$$\frac{\partial \operatorname{Re} Z}{\partial y} = -\operatorname{Im} Z' \qquad \frac{\partial \operatorname{Im} Z}{\partial y} = \operatorname{Re} Z' \qquad (29)$$

in which Z' denotes dZ/dz, we can reduce equations (28) to the following form suggested first by Westergaard (it is a special case of Kolosov-Muschelishvili potential)

$$\sigma_x = \operatorname{Re} Z - y \operatorname{Im} Z' \quad \sigma_y = \operatorname{Re} Z + y \operatorname{Im} Z' \quad \tau_{xy} = -y \operatorname{Re} Z \quad (29a)$$

The components of the displacement vector $(u_x u_y)$, and in particular, the so-called "opening displacement", i.e., u_y evaluated at y=0 and |x| < a, can be also computed from a given Westergaard function, namely

$$u_{x} = \frac{1+\upsilon}{E} \left\{ \frac{\kappa - 1}{2} \operatorname{Re}\left[\int Z dz \right] - y \operatorname{Im} Z \right\}$$
$$u_{y} = \frac{1+\upsilon}{E} \left\{ \frac{\kappa + 1}{2} \operatorname{Im}\left[\int Z dz \right] - y \operatorname{Re} Z \right\}$$
(30)

There exists a large amount of papers published on the topic of stress analysis in the presence of cracklike defects. Our objective here is to outline the method only, rather than give the mathematical details. Therefore, let us confine this brief description of the Westergaard method to the evaluation of the stresses and the stress intensity factor (K_l) for a simple geometrical and loading configuration. For example, consider a problem of semi-infinite Mode I crack. Note that the real crack may of course be finite; all we are doing here is consider the limiting case when the distance r from the crack tip approaches zero (Fig. 10). In that way the near-tip stress field in the immediate vicinity of the crack tip may be computed. This is so called "microscopic" approach, since we take a close look at the immediate vicinity of the crack tip. Using the coordinate system shown in Fig. 10, we may write the Westergaard stress function in a following form

$$Z = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi z}} \tag{31}$$

where the factor K_1 is yet undefined, z=x + iy, if the Cartesian coordinates are to be used, and $z=r \exp(i\theta)$, if the polar coordinates are employed. In fact, the polar system is the most convenient one for the case considered. Therefore, let us express the quantities Z,

Z' and $\int Zdz$, which enter into eqs. (29a) and (30), in terms of the radius r and angle θ . One obtains

$$Z = \frac{K_{I}}{\sqrt{2\pi z}} = \frac{K_{I}}{\sqrt{2\pi r}} \left[\cos \frac{\theta}{2} - i \sin \frac{\theta}{2} \right]$$
$$Z' = -\frac{K_{I}}{2z\sqrt{2\pi z}} = \frac{-K_{I}}{2r\sqrt{2\pi r}} \left[\cos \frac{3\theta}{2} - i \sin \frac{3\theta}{2} \right]$$
$$\int Zdz = \frac{3K_{I}}{3z\sqrt{2\pi z}} = \frac{2K_{I}}{3r\sqrt{2\pi r}} \left[\cos \frac{3\theta}{2} - i \sin \frac{3\theta}{2} \right]$$
(32)

Fig. 10. Cartesian and polar coordinate systems associated with crack front

Now, it is an easy matter to separate the quantities listed above into the real (Re) and the imaginary (Im) parts, and then substitute those into eqs. (29a) to obtain the near-tip stress field

$$\sigma_{x} = \frac{K_{I} \cos(\theta/2)}{\sqrt{2\pi r}} \left\{ 1 + \sin\frac{\theta}{2} \sin\frac{3\theta}{2} \right\}$$

$$\sigma_{y} = \frac{K_{I} \cos(\theta/2)}{\sqrt{2\pi r}} \left\{ 1 - \sin\frac{\theta}{2} \sin\frac{3\theta}{2} \right\}$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_{I}}{\sqrt{2\pi r}} \left[\frac{1}{2} \sin\theta \cos\frac{3\theta}{2} \right]$$

$$\sigma_{z} = \begin{cases} \upsilon(\sigma_{x} + \sigma_{y}) & -plane \, stress \\ 0 & -plane \, strain \end{cases}$$
(33)

Similarly, equations (30) yield the components of the displacement vector in the immediate proximity of the crack tip

$$u_{x} = \frac{1+\upsilon}{E} K_{I} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \left\{ (\kappa-1)\cos\frac{\theta}{2} + \sin\theta\sin\frac{\theta}{2} \right\}$$
$$u_{y} = \frac{1+\upsilon}{E} K_{I} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \left\{ (\kappa+1)\sin\frac{\theta}{2} - \sin\theta\cos\frac{\theta}{2} \right\}$$
(34)

All these results may be briefly summarized when the tensor notation is employed

$$\sigma_{ij} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}(\theta)$$

$$u_i = K_I \sqrt{\frac{r}{2\pi}} g_{ij}(\theta)$$
 (35)

Here, the angular distribution functions, $f_{ij}(\theta)$ and $g_i(\theta)$ depend only on the angle θ . It becomes clear now how we obtained the results (12) and (13), which were introduced in the preceding section. Setting $\theta=0^\circ$, we obtain from the second equation in (33)

$$\left[\sigma_{y}\right]_{\theta=0^{\circ}} = \frac{K_{I}}{\sqrt{2\pi r}}$$
(35a)

and setting $\theta = 180^{\circ}$ from the second equation in (34), we get the opening displacement

$$\left[u_{y}\right]_{\theta=180^{\circ}} = \frac{(1+\upsilon)(\kappa+1)}{E} K_{I} \sqrt{\frac{r}{2\pi}}$$
(35b)

Before we proceed further let us recall that the mathematical theory presented here is valid for a Griffith crack, i.e., a line cut obtained by shrinking the minor axis of an elliptical defect to zero. This implies zero radius of curvature (ρ) at the tip of a crack in an unloaded solid. Some researchers in the field questioned the fact of occurrence of the zero radius of curvature. Therefore, it would be worthwhile to consider a finite tip radius crack, such as the one shown in Fig. 11. If one places the origin of the polar coordinates inside the crack at the distance $r=\rho/2$ from its tip (Fig. 11), and solves the appropriate stress analysis problem, one arrives at the following result

$$\sigma_{x} = \frac{K_{I}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right] - \frac{K_{I}}{\sqrt{2\pi r}} \frac{\rho}{2r} \cos \frac{3\theta}{2} + \dots$$

$$\sigma_{y} = \frac{K_{I}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right] + \frac{K_{I}}{\sqrt{2\pi r}} \frac{\rho}{2r} \cos \frac{3\theta}{2} + \dots$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_{I}}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} - \frac{K_{I}}{\sqrt{2\pi r}} \frac{\rho}{2r} \sin \frac{3\theta}{2} + \dots$$
(36)

It is seen that the same K-factor governs the stresses at the front of a finite tip-radius defect as that which controls the stress field generated around the Griffith crack, i.e., when $\rho=0$. Also, it is now an easy matter to show that the maximum tensile stress occurring at the crack border, i.e., at $r=\rho/2$, equals

$$\sigma_{\max} = \left[\sigma_{y}\right]_{\substack{r=\rho/2\\\theta=0}} = \frac{2K_{I}}{\sqrt{\pi\rho}}$$
(37)

or, if K_i is replaced by $\sigma \sqrt{\pi a}$ (see the following section), then

$$\sigma_{\max} = 2\sigma \sqrt{\frac{a}{\rho}}$$
(38)

Fig. 11. Blunted crack endowed with a finite radius of curvature ρ at the tip

as it would be expected from the exact solution of Inglis derived for an elliptical defect

$$\sigma_{\max} = \sigma \left[1 + 2\sqrt{\frac{a}{\rho}} \right] \Big|_{a \to \rho} = 2\sigma \sqrt{\frac{a}{\rho}}$$
(39)

Finally, we combine equations (37) and (38) to obtain the well-known relationship between the *K*-factor and the maximum stress at the root of the notch, i.e.,

$$K_{I} = \lim_{p \to 0} \left[\frac{1}{2} \sqrt{\pi \rho} \, \sigma_{\max} \right] \tag{40}$$

Alternatively, if the stress concentration factor is introduced, $k = \sigma_{max}/\sigma$, as it is widely accepted in the notch stress analysis suggested by Neuber, then the following expression results

$$K_{I} = \lim_{\rho \to 0} \left[\frac{\sigma}{2} \sqrt{\pi \rho} \, k \right] \tag{40a}$$

In the limit of the Griffith crack the stress concentration factor k becomes infinite, while the radius of the crack root approaches zero in such a fashion that the expression $k\sqrt{\rho}$ has a finite value. The result of such limit considerations is the stress intensity factor, K_r .

It should be noted that all the stress fields described above, i.e., eqs. (28a), (30), (35) and (36), are determined within the accuracy of one free parameter, K_r . In order to establish the precise value of this factor, one must consider the appropriate boundary value problem, which includes, of course, the specific loading configuration and the description of the outer boundary of the body containing the crack. To illustrate this point, let us consider a crack located in an infinite plate subjected to a tensile load perpendicular to the crack plane. Westergaard suggested a stress function for a similar problem in which the stresses at infinity are biaxial $\sigma_x = \sigma_y = \sigma$, i.e.,

$$Z(z) = \frac{\sigma Z}{\sqrt{z^2 - a^2}} \tag{41}$$

Note that the origin of the Cartesian coordinate system (x,y) is now placed at the center of the crack, not at its tip. The biaxiality does not complicate the problem at all, since we can always apply the principle of superposition and subtract the lateral stress $\sigma_x = \sigma$ from the final result. Omitting the details, we shall discuss only the essential part of the computation aimed at the determination of the *K*-factor. The quickest way to derive the *K*-factor from equation (41) is to consider the opening stress σ_y directly ahead of the crack, i.e, in the plane y=0 and $x \rightarrow a^+$. From equation (29a) it follows

$$\left[\sigma_{y}\right]_{y=0,|x|>a} = \operatorname{Re} Z = \operatorname{Re} \left\{\frac{(x+iy)\sigma}{\sqrt{x^{2}-y^{2}-a^{2}}}\right\} = \frac{\sigma x}{\sqrt{x^{2}-a^{2}}}$$
(42)

The crack is of course stress free. This follows from the fact that for |x| < a and y=0, the expression in the denominator of equation (42) becomes imaginary, and thus the stress σ_y along the crack surface, y=0, |x| < a, equals zero. The next step is to apply the definition (14) for the stress intensity factor, in which expression (42) is substituted for the opening stress at the crack front, i.e.,

$$K_{I} = \lim_{x \to a^{+}} \left\{ \sigma_{y} \sqrt{2\pi(x-a)} \right\}_{y=0} = \lim_{x \to a^{+}} \left\{ \frac{\sigma x \sqrt{2\pi(x-a)}}{\sqrt{x^{2}-a^{2}}} \right\} \quad (42a)$$

to obtain:

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi a} \tag{42b}$$

Perhaps it is an opportune moment to note that, historically, Griffith was the first researcher to obtain the result (42b). He derived it in an entirely different way, through a consideration of elastic strain energy contained in an infinite medium surrounding an elliptical defect of vanishingly small minor axis. Today such mathematical model of a defect is called a "Griffith crack".

Before we conclude this section, let us compute the opening displacement in the plane y=0 and for |x| < a, which in fact gives the profile of the Griffith crack. Combining equations (30) and (41) and using some algebra, one obtains

$$\left[u_{y}\right]_{y=0,|x|(42c)$$

When both equations given above are combined, one arrives at the well-known result of Sneddon, i.e., an ellipse

$$\left(\frac{x}{a}\right)^2 + \left(\frac{u_y}{u_0}\right)^2 = 1$$
(42d)

Here, the symbol u_0 denotes the opening displacement at the crack center

$$u_0 = \frac{1+\upsilon}{E} \frac{\kappa+1}{2} (\sigma a) = \sigma a/2E'$$
(43)

or, shortly, $u_0 = (K^2/2\pi)/\sigma E'$.

If the plate containing the crack had a finite width 2b, then an approximate expression for the *K*-factor is

$$K_{I} = \sigma \sqrt{\pi a} \sqrt{\frac{2b}{\pi a} tg\left(\frac{\pi a}{2b}\right)} (valid \ for \frac{a}{b} < 0.5)$$
(44)

or, yet better

$$K_{I} = \sigma \sqrt{\pi a} \sqrt{\sec\left(\frac{\pi a}{2b}\right)} (valid \ for \frac{a}{b} < 0.8)$$
 (44a)

The best closed-form approximation yet found for this configuration reads

$$K_{I} = \frac{1 - 0.5\frac{a}{b} + 0.326\left(\frac{a}{b}\right)^{2}}{\sqrt{1 - \frac{a}{b}}} \left(0 < \frac{a}{b} < 1\right) \quad (44b)$$

For a double edge notch specimen of finite width the *K*-factor can be expressed approximately as follows

$$K_{I} = \begin{cases} \sigma \sqrt{\pi a} \sqrt{\frac{2b}{\pi a} \left(\tan(\frac{\pi a}{2b}) + 0.1 \sin(\frac{\pi a}{b}) \right)} \\ \frac{1.122 - 0.561 \frac{a}{b} - 0.015 \left(\frac{a}{b}\right)^{2} + 0.91 \left(\frac{a}{b}\right)^{3}}{\sqrt{1 - \frac{a}{b}}} & (45) \end{cases}$$

For a single edge notch specimen (Fig. 12) one has this approximation

$$K_{I} = \sigma \sqrt{\pi a} \left\{ 0.265 \left(1 - \frac{a}{b} \right)^{4} + \frac{0.857 + 0.265 \left(\frac{a}{b} \right)}{\sqrt{\left(1 - \frac{a}{b} \right)^{3}}} \right\}$$
(46)

It can be easily seen that the form (46) reduces to the Koiter result $K_1 = 1.122\sigma\sqrt{\pi a}$ when the aspect ratio $a/b \rightarrow 0$.

Several examples of formulae for *K*-factors evaluated for some other geometrical and loading configurations are known. Most of these results were obtained by numerical approaches such as

- 1 boundary collocation analysis,
- 2 finite difference method, and
- 3 finite element method.

Green function and the superposition method. Integral representation of K-factor for arbitrary loading

Consider a crack of length 2a as shown in Fig. 13, subjected to a pair of point forces applied at the distance x_0 from the crack center. The Westergard function for such a case reads

$$Z(z) = \frac{F\sqrt{a^2 - x_0^2}}{\pi(z - x_0)\sqrt{z^2 - a^2}}$$
(47)

Fig. 12. Centrally cracked finite width specimen (CCP) and a single edge notch test piece (SEN)

Fig. 13. Cracked component with a pair of points forces applied directly to crack surface

When this expression is substituted into equation (28a) and the opening stress σ_y in the plane of the crack is computed, we obtain

$$\left[\sigma_{y}\right]_{y=0,|x|>a} = \operatorname{Re} Z = \frac{F\sqrt{a^{2}-x_{o}^{2}}}{\pi (x-x_{0})\sqrt{x^{2}-a^{2}}} \quad (48)$$

Now, let us consider the limit which this form approaches as $x \rightarrow a_+$, i.e.,

$$\left\|\sigma_{y}\right\|_{y=0,|x|>a}^{x\to a^{+}} = \frac{F}{\pi} \frac{\sqrt{\frac{a+x_{0}}{a-x_{0}}}}{\sqrt{2a(x-a)}} + \dots$$
(49)

When this expression is multiplied by $\sqrt{2\pi (x-a)}$, one retrieves the *K*-factor corresponding to the loading configuration shown in Fig. 13, i.e.,

$$K_I^{right tip} = \frac{F}{\sqrt{\pi a}} \sqrt{\frac{a + x_0}{a - x_0}}$$
(50)

By a similar procedure applied at the left tip of the crack $(x \rightarrow a^{-})$ one obtain the *K*-factor for the left tip of the crack

$$K_{I}^{leftip} = \frac{F}{\sqrt{\pi a}} \sqrt{\frac{a + x_0}{a - x_0}}$$
(50a)

Of course, for the point load applied at the crack center, i.e., $x_0 = 0$, both equations (50) and (50a) reduce to the well-known formula:

$$K_I = F / \sqrt{\pi a} \tag{50b}$$

We shall now use equation (50) as the Green function to generate the *K*-factors for situations involving loads arbitrarily distributed along the crack face. To do so, let us replace the point force *F* by the product of element dx_0 and the stress acting directly on the crack surface, $-\sigma_y^0(x_0)dx_0$, and then integrate the resulting contribution to the *K*-factor due to such unit load. In this way, one obtains

$$K_{I}^{right tip} = \frac{1}{\sqrt{\pi a}} \int_{-a}^{a} \sqrt{\frac{a + x_{0}}{a - x_{0}}} \left[-\sigma_{y}^{0}(x_{0}) \right] dx_{0}$$
(51)

Before we proceed to demonstrate the applications of this very general formula, let us point out that any crack problem involving an arbitrary distribution of stresses applied either remotely or directly to the crack surface, can be solved through an evaluation of the integral (51). This statement becomes clear when one considers the situation shown in Fig. 14. A solid body shown to the left containing a traction free crack is loaded in an arbitrary manner at the outer boundary. The resulting state of stress may be shown to be equivalent to a superposition of two component states, I and II, as shown to the right of Fig. 14. State II is that of a body without the crack; note the internal stress

Fig. 14. Superposition of states of stress I (cracked body) and II (uncracked body) as a representation of the original state of stress shown to the left

 $\sigma_y^0(x)$ which exists at the location of the crack, y=0, |x| < a. If we consider now the same body free of external forces but containing a crack opened up by the exactly same stress which now has a reversed sign (this is a pressurized crack problem), then it becomes obvious that the superposition of the states I and II erases the stresses along the crack faces, leaving the external load equal to that of the original loading configuration, as shown to the left in Fig. 14.

One of the important applications of formula (51) is for the case of symmetric stress distribution, say

 $-\sigma_{y}^{0}(x_{0}) = p(x_{0})$. Let us assume $p(x_{0})$ to be an even function, $p(x_{0}) = p(x_{0})$, and let us decompose the integral I_{0} into two parts

$$I_{0} = \int_{-a}^{a} p(x_{0}) \left(\frac{a+x_{0}}{a-x_{0}}\right)^{1/2}$$
$$dx_{0} = \int_{-a}^{a} p(-x_{0}) \left(\frac{a-x'}{a+x'}\right)^{1/2} (-dx') + \int_{0}^{a} p(x_{0}) \left(\frac{a+x_{0}}{a-x_{0}}\right)^{1/2} dx_{0} \quad (52)$$

The new variables $x''=-x_0$. Since p(-x'') = p(x''), and since x'' and x_0 are the dummy variables, both integrals can be added together as follows

$$I_0 = \int_0^a p(x) \left[\left(\frac{a-x}{a+x} \right)^{1/2} + \left(\frac{a+x}{a-x} \right)^{1/2} \right] dx = 2a \int_0^a \frac{p(x)dx}{\sqrt{a^2 - x^2}}$$
(53)

Thus, for symmetric loads we obtain the following integral representation for the *K*-factor

$$K_{I} = 2\sqrt{\frac{a}{\pi}} \int_{0}^{a} \frac{p(x)dx}{\sqrt{a^{2} - x^{2}}}$$
(54)

We leave up to the reader to show that this expression does indeed reduce to $\sigma \sqrt{\pi a}$ for a constant applied pressure $p(x) = \sigma$, as it would be expected.

A conscientious reader is encouraged to apply the formula (54) in order to derive equation (9). This result follows from equation (54) if one assumes that the only load, which contributed to K_{lc} , is the restraining force acting on the small end zone, 0 < x'' < R, which is included into the crack (the variables x'' and x are related to each other by an obvious relation, a + x'' = x). Assuming also that R is so small vs. "a" that it is possible to use the asymptotic approach for $x \rightarrow a$, one may prove that the form (54) reduces to (9).

4. References

- Rice J., R.: Fracture, An Advanced Treatise, edited by H. Liebowitz, Vol. 2, pp. 191 311, Academic Press, New York 1968.
- [2] Hahn H., G.: *Bruchmechanik, Einfuerung in die theoretische Grundlagen*, edited by H. Goertler and published by B. G. Teubner, Stuttgart 1976.
- [3] Broeck D.: *Elementary Engineering Fracture Mechanics*, publ. by Sijthoff and Nordhoff, The Netherlands 1978.
- [4] Wnuk M., P.: *Podstawy mechaniki pękania*, in Polish, edited by G. Szefer, Academy of Mining and Metallurgy Press, Skrypt No. 585, Krakow 1977.

Prof. dr hab. Michael P. WNUK

ASEE/NASA Summer faculty Fellow at California Institute of Technology Pasadena, California

ROZPOZNAWANIE PRZYPADKÓW W ZBIORZE DANYCH DIAGNOSTYKI LASEROWEJ

FEATURES EXTRACTION FROM LASER DIAGNOSTIC DATA

This paper describes how is it possible to extract knowledge from combustion engineering and its experimental data. It is far away to apply computer science approach for understanding of physical and chemical properties in combustion diagnostics data. In this paper, these subjects and the way of thinking are discussed: how to see the flow and combustion, how to make instrumentation, how to obtain and analyse the data, how optimize the experiment, and how to extract knowledge and optimize the system. This research is conceptual, that is focussing on understanding the problem and its solution. The aim of this paper is also to present and discuss new challenges for Computer Science engineering applications related to combustion. All presented results were obtained during author's scholarships at the Kobe University in Japan.

Key words: laser diagnostic, combustion, computer science, experimental data, neural networks

1. Introduction

Combustion accompanies human beings since the very beginning. The combustion process itself is all the time almost the same, but our knowledge and understanding of combustion changed from its very primitive use ages ago to very special, advanced technological applications in present days. Unfortunately, even now we still cannot say that our knowledge and understanding of the process is complete. Its complexity causes that even with the use of modern research tools there are still several problems and topics that have solutions beyond our availability. In addition, huge progress in technology development requires new, more advanced applications of combustion process for which better understanding of the process is strongly needed. This is why combustion researches concentrate not only on just physics of the process, but most of them are related to its special applications such as: Diesel engines particulate matters, air-planes engines, power generation, incinerating plants or combustion-generated pollutants (for example dioxin and CO₂) reduction. It means that researches in this discipline are necessary not only for the science itself, but also for engineering and its application to our society [Ikeda Y., Mazurkiewicz D., 2000, 2001, 2002; Hunicz J., Mazurkiewicz D., Niewczas A., 2002]. As interesting research subject, the phenomenon is complex and its researches in various fields have been carried out all over the world. There are several questions to be answered and solutions to be found.

In the last decade laser diagnostic techniques [Chigier (Ed.), 1991] became the most popular and promising tool in combustion process researches - such new techniques as Phase Doppler Anemometry (PDA) or Particle Image Velocimetry (PIV) allowed making an important progress in the researches [Taylor (Ed.), 1993]. With the use of lasers, new combustion experiments become possible and new information together with better understanding of the process available. Several previous borders are widely opened now, but as a result of this - some new and unexpected problems appeared too. It seems that for most of them, solutions can be found within Computer Science (CS) tools. It can be expected that the next huge step in combustion researches can be made with the use of Discovery Science (DS) tools and techniques, especially after a huge boom of neural networks and fuzzy logic technologies during the last two decades.

This is why - the aim of this paper is to discuss how to access combustion essentials in terms of CS tools, to extract knowledge and discovery dominant relations in combustion physical and chemical reactions and scale factors, for example in industrial combustors? What should be the CS algorithms and methods of combustion parameters optimization and its systems *in situ* control? What should be the rules generated using expert knowledge? Do we have enough knowledge to apply these technologies or any further researches will be necessary?

2. Combustion laser diagnostics and its experimental data

For better understanding of combustion process characteristics and especially its dynamics, laser measurement techniques have been used in various fields including: internal combustion engines, gas turbines, furnaces, power generation and so on. Some typical research topics are related to: analysis of fluid dynamic mechanisms for different geometries, limitation and applicability of measurement systems, spatial spray structure and its time-dependent motion analysis, investigations on droplet and air behaviour together with their interactions, etc. In our case different research topics of the combustion process are investigated [Ikeda Y., Nakajima T., Kurihara N., 1996, 1997].

Let us take into consideration two examples, which will be later examined – gasoline injector spray for selfignition 4-stroke engine and 0.1 MW class oil burner for industrial furnaces. Typical experiments on air assist injectors are related to unsteady spray investigations (Fig. 1) and are important in the technology of gasoline injectors used in engines for automobiles. Fuel spray formation by gasoline injectors have been used in internal combustion engines in order to improve engine performance and reduce exhaust emission. Understanding of mixture formation requires data such as: each fuel droplet velocity, diameter, evaporation rate, mass flux, entrained air, drag coefficient, spray shape, penetration and others [Lefebvre, 1989; Ikeda et al, 1996].

The shape of spray and individual droplet detailed dynamics can be measured with very high temporal resolution, up to 40 kHz at a certain location [Ikeda et al,

1997]. Such a high temporal resolution measurement is necessary because of specific characteristics of the process. In combustion time scale for physical phenomena is $10^{-3} - 10^{-6}$ sec and time scale for chemical reaction is equal to about $10^{-6} - 10^{-10}$ sec. Time scales of the process and measurement time resolutions cause additional problems resulting in limitations of data acquisition area. On the other hand - steady flow of heavy oil spray is analysed when gun type burners for industrial furnaces are investigated. The performance of spray combustion in oil burner is associated with fuel atomisation, fuel droplet dispersion, evaporation and so on. One of purposes is for example to investigate the relation between droplet dynamics and spray combustion characteristics near a burner where recirculating flow holds the flame [Kawahara et al, 1996].

Problems, which appear during experiments, are almost the same for all researches of this kind. For example, a gasoline injector spray has been measured with the use of PIV technique to understand its instantaneous spatial spray structure [Ikeda et al, 1996]. But the data size of each image was equal to about 1 MB for each, single laser shot. In this case, at least one thousand images were needed just for statistical analysis. It means, that several GB datasets had to be stored only for one, single experimental operation. Similarly during typical PDA experiments there are 264 points and 5 measured parameters in each of them. Each of these parameters has 10.000 measured values just during one operation. It means, that single operation dataset includes more than 13 million of different values. It makes the process of data analysis and interpretation more complicated and time-consuming.

Fig. 1. Typical spray spatial observations in case of air assist injector

Experimental database size is not the only problem of combustion process experiments with the use of laser diagnostics. Also the data structure makes the analysis more complicated [Ikeda Y., Mazurkiewicz D., 2001. On effective fuel injection an influence have for example such phenomena as: injection itself, collisions, evaporations, agglomerations, mixing, ignition, flame propagation, etc. In addition combustion flow is a mixture of gases, solids and liquids that properties also have to be taken into consideration.

From the industrial point of view very important for the combustion process is good understanding of turbulent motion, which is unsteady and 3D. But unfortunately, as a result of rapid mixing - this motion is random and irregular. Such a list of problems accruing when combustion process is analysed can be extended almost to infinity. Does it mean, that so many different problems make researches on combustion impossible? Of course they are possible and necessary, but complicated. In addition, these problems cause the necessity to search for new solutions beyond typical combustion research methods. First references shows that such solution can be found with the use of Data Mining (DM), Knowledge Discovery in Databases (KDD) and other similar CS tools.

3. DS in combustion researches

Investigations of combustion process are complex and involve interactions between many different scientific disciplines. Observed phenomena understanding, practical datasets analysis, theoretical modeling, formulation and combustion problems solving requires support from mathematical and analytical methods. Described above several problems of which combustion complexity consists, makes it evident that its experiments have to be extended by some additional interactions with numerical and theoretical research methods. This problem was deeply described by Roy [Roy (Ed.), 1998], who proved that there is no experimental technique that would be able to provide all information necessary to explain or predict the occurrence of combustion instabilities, which typically appear in several, sometimes completely different fields or systems.

Progress in Computer Science (CS) allows now to analyse and explain physical phenomena, such as combustion is. But not only explanations and data analysis for better understanding of the process is needed. In some cases predictions are also necessary. All this can be done with high accuracy or reliability, when CS tools are applied. But unfortunately, only relatively small group of combustion researches is involved in the process analysis with the use of CS. Some of these few applications are:

- Algorithm for detecting laminar flow and turbulences [Nogawa et al, 1997], which makes possible to obtain not only qualitative, but also quantitative information about the flow field.
- 3D vortices extraction in turbulent fluid flow [Zhong et al, 1998], during which the classification study of fluid motion together with vortex structure detection in the boundary layers of turbulent flows were done.
- Artificial Neural Networks (ANN) were used for combustion process prediction and description. The target of these investigations was to make a temporal evolution model of reduced combustion chemical system with the use of ANN [Blasco et al, 1998]. Two different networks were used for this topic. The first one was used for prediction, representing the temporal evolution of the reactive chemical species. The second one was used for modeling of some relationships, there is - temperature and density of the mixture as a function of the chemical composition of the system.
- ANN were also used in another project [Blasco et al, 1999] for some simulation of methane-air combustion.
- Homma and Chen [Homma and Chen, 1999] made combustion process optimization by genetic algorithms. They have obtained some NO₂ emission reduction as a result of post-flame process optimization.

All of above described examples come from very new references. Results are valuable for better understanding of combustion process, but most of them are just preliminary and concern only on basic research topics. Data analysis, optimization and control needs more advanced CS applications. But what is the reason that only few examples of such applications are available? Why they are so basic in comparison to other disciplines? First of all combustion is too complex. CS commercial software available on the market is not suitable for this process analysis, which should be done in interactions with several scientific disciplines. It is necessary to prepare special CS algorithms only for combustion process analysis. Such an algorithm should be readjusted to specific characteristics of the process. It should include several CS tools and sub-algorithms for separate, parallel and serial support of combustion process sub-topics analysis. This way, as the first step, separate research objects should build for each sub-topic of the combustion. As was described before - combustion is a very complex and determined by many different parameters which has different time scale and data structure. This is why first of all its understanding and splitting into

several basic sub-topics is necessary. According to chosen research topics, converting into future, for example Data Mining problems should be done. In addition - proper experimental equipment should be also designed in consideration of limitation and applicability of measurement methods, accessibility to the measurement point, enough data number, enough resolution, suitable data format, uncertainty and error estimation of the measurements. For each of these sub-topics all given and measured variables together with uncertain parameters and dominant factors should be described. This step is equal to problem understanding and problem viewing in typical data analysis or process modeling with the use of CS. From each experiment designed for such research objects, separate datasets will be obtained. Each of them should be described, including the structure, missing values, data uncertainty, data storage and its resolution. It is especially necessary in the case of combustion data, which are discrete and have some characteristic time and spatial resolution. All these sub-datasets will create new combustion database. The database will include raw data, which preparation with the use of CS tools is necessary. In the case of combustion this step should include especially -data visualization, reduction, decomposition, missing values estimation, transformation, cleaning, etc. Preparing the raw data typically includes all necessary activities to construct of initial raw data the final database. This final combustion process database will be fed into further modeling methods.

The next step of data analysis is its modeling. Several different modeling techniques can be used according to analysed data type, the sub-topic or expected final result. This is because each one has different purpose, structure or was acquiesced to give different information about each of sub-topics separately or about whole phenomena. Modeling requires the use of trial-and-errors method, this is why in some cases additional return to raw data preparation step will be necessary to reduce the modeling step error or increase modeling efficiency. The final step of combustion sub-topics analysis with CS is results validation. This step will help to compare all models and choose the best one for future use or further applications. This way better phenomena understanding will be obtained as a final result.

These are basic steps that should be taken into consideration when creating any algorithm for combustion process analysis with the use of CS tools. Several problems of combustion itself and its data analysis or modeling has an influence on the structure of the algorithm. This is why typical commercial software cannot be used for solving such complex problem as combustion researches are. Special software or additional algorithms have to be prepared for this kind of researches. The same as was done in the case of medical investigations of brain images or astronomical images processing.

Computer Science (CS) includes several tasks tools and topics, such as data cleaning and data reduction, prediction, classification, etc. In the case of combustion process most of them have to be applied parallel, according to basic sub-topic, researches target or data type. It causes additional complication, especially when our aim is to apply laser diagnostics and process modeling with some data analysis for process control, monitoring or optimization. It is strongly required to create some kind of combustion control. Researches and data analysis with the use of CS tools for better understanding of the combustion phenomena is just the beginning of very long way. Technology development requires on-line monitoring of the process together with its control or optimization. The whole laser diagnostics measurement together with data analysis and further decision making in process optimization should be considered as one integrated system.

The software, data analysis tools and algorithms together play important role in whole integrated process. It should help to regulate emission of pollutants, combustion intensity and flammability limits [Roy (Ed.), 1998] or allow making automated vortex structure detection. It is known that combustion control or optimization can be achieved through energy release control or optimization. At this moment we are able to control combustion chemistry, but fluid dynamics *in situ* controlling, optimization and/or monitoring is still a big challenge. For both – combustion and CS researchers, who together have to find proper ways. There is no doubt that especially in this case, CS tools and methods can help a lot.

As described above interactions with several research topics are necessary for combustion phenomena better understanding and development. These interactions require also better understanding of them process and its research problems in CS community. All the applications can be made only as a result of close combustion and CS communities cooperation. But is there any research filed comparable to combustion which previous experience with CS applications we can use? Answer for these questions can be found when analysing the history of brain or astronomical image analysis and processing systems. Both of these disciplines had several problems because of their researches complexity and difficulty to apply theoretical CS solutions in practice. No typical models or commercial software was possible to be used. And after several years of close cooperation with CS community they have established Astronomical Image Processing System (AIPS) and comparable brain image processing methods. For example the AIPS uses

several CS tools to reduce and analyse astronomical data. It includes very good and successful selection of individual programs for analysis and visualization of optical astronomy data. It seems that in the case of combustion researches we should follow the same way.

4. Conclusions and future work

Combustion phenomena have been taking place in various industrial applications such as internal combustion engines, furnaces, gas turbine, heater and so on. Combustion is complex and as a result its researches are very complicated, but also extremely wanted for social or environmental development. Progress done in laser diagnostics methods helped to achieve also a huge progress and new results in combustion process experiments. But the development and new problems that appeared when laser techniques were used, requires new solutions. These solutions are among CS tools and methods. CS application can help to make another huge step, especially in the case of process in situ control, monitoring or optimization. This is why investigations, which results are presented in this paper were done in order to apply CS approach to analyse combustion data, extract knowledge and understand the physics. Laser diagnostic data and its measurement limitations are considered and examined for making "problem understanding and viewing" map. It was found that experimental dataset was discrete and its resolution was not enough well suitable for ordinary CS tools. The map of thinking to establish the research direction could be one of subjects in DS research. The goal of our research is to develop algorithm and flow chart in order to implement it into practical combustion diagnostics. This paper describes the first step of our researches which aim was to identify the research frame structure with applications of CS tools. Future investigations researches will concentrate on next steps - there is each process deeper analysis according to algorithms described above. Final goal is to make modeling of knowledge extraction from combustion data, especially in real-time analysis.

It is also extremely necessary to find a proper tool among CS techniques to solve some of the combustion laser data analysis. For this purpose the author continues researches on neural networks and their scientific and industrial applications, also with links to other topics, including models and systems of "intelligent" real-time industrial control (Fig 2.).

Why are the neural networks so attractive compared with alternative techniques? Partly because they simplify the modelling process itself, and also because they enable comparably easy practical application also in real-time industrial systems, which are strongly related to investigated topic. From numerous practical applications published over the past decade there seems to be substantial evidence, that these techniques indeed posses an impressive ability [Mazurkiewicz D., 1999; Norgaard M. et al, 2000; Sohlberg B., 1998].

Fig. 2. Example model of computer based real-time control system

5. References

- [1] Allgoewer F., Zheng A. (Ed.): Nonlinear Model Predictive Control. Birhauser Verlag, Basel-Boston-Berlin 2000
- [2] Attoui A.,: Real-time and Multi-agent Systems. Springer-Verlag, London 2000
- [3] Blasco J. A., Fueyo N., Dopazo C., Ballester J.: *Modelling the Temporal Evolution of a Reduced Combustion Chemical System With an Artificial Neural Networks*. Combustion and Flame, Nr. 113 (1998), pp.: 38-52
- [4] Blasco J. A., Fueyo N., Larroya J. C., Dopazo C., Chen Y.-J.: *A single-step time-integrator of a methane-air chemical system using artificial neural networks*. Computers and Chemical Engineering, Nr. 23 (1999), pp.: 1127-1133
- [5] Chigier N. (Ed.): Combustion Measurement. Hemisphere Publishing Corporation, New York 1991
- [6] Glassman I.: Combustion. Academic Press, San Diego 1987
- [7] Homma R., Chen J.-Y.: Combustion Process Optimization by Genetic Algorithms: Reduction of NO₂ Emission via Optimal Post-flame Process. The Twenty Eight International Symposium on Combustion
- [8] Hunicz J., Mazurkiewicz D., Niewczas A.: *Flame Spectrum Analysis with the use of Artificial Neural Networks*. SAE Papers, Detroit 2002
- [9] Ikeda Y., Mazurkiewicz D.: Data Mining Aided Analysis In Laser Diagnostic Experiments. Discovery Science 2000, Progress Report Edited by S. Arikawa, M. Sato, T. Sato, A. Marouka, S. Miyano, Y. Kanada. Kyoto (Japan), December 2000, pp.: 88-90
- [10] Ikeda Y., Mazurkiewicz D.: *Neural Network for PDA Droplet Size Classification*. Japanese Society for Artificial Intelligence (JSAI). March 2001, pp.: 215-221
- [11] Ikeda Y., Mazurkiewicz D.: Application of Neural Network Technique to Combustion Spray Dynamics Analysis. Lecture Notes in Artificial Intelligence 2281, Subseries of Lecture Notes in Computer Science edited by J.G. Carbonell and J. Siekmann, Volume editors: S. Arikawa and A. Shinohara, Springer-Verlag Berlin, 2002, pp.: 408-425
- [12] Ikeda Y., Nakajima T., Kurihara N.: Spray formation and dispersion of size-classified fuel droplet of air-assist injector. Eighth International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics. Lisbon, Portugal, July 8-11 1996
- [13] Ikeda Y., Nakajima T., Kurihara N.: Size-Classified Droplet Dynamics and its Slip Velocity Variation of Air-Assist Injector Spray. SAE Technical Paper Series 1997 (paper nr 970632)
- [14] Kawahara N., Ikeda Y., Hirohata T., Nakajima T.: Size-Classified Droplets Dynamics of Combustion Spray in 0.1 MW Oil Furnace. Eighth International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics. Lisbon, Portugal, July 8-11 1996, pp. 10.5.1-10.5.12
- [15] Kuo K. K.: Principles of Combustion. A Wiley-Interscience Publication, New York 1986
- [16] Lefebvre A. H.: Atomization and Sprays. Hemisphere Publishing Corporation, New York 1989
- [17] Leiviska K.: Industrial Applications of Soft Computing Paper, Mineral and Metal Processing Industry. A Springer-Verlag Company, Heidelberg, New York, 2001
- [18] Mazurkiewicz D.: Data Mining new concept in data processing. Journal of Maintenance and Reliability. Nr 2/ 1999, pp.: 24-30
- [19] Nogawa H., Nakajima Y., Sato Y., Tamura S.: Acquisition of Symbolic Description from Flow Fields: A New Approach Based on a Fluid Model. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, Vol. 19, No. 1, January 1997, pp.: 58-62
- [20] Norgaard M., Ravn O., Poulsen N. K., Hansen L. K.: *Neural networks for modeling and control of dynamic systems*. Springer-Verlag, London 2000
- [21] Roy G. (Ed.), 1998 "Propulsion Combustion. Fuels to Emissions". Combustion: An International Series. Taylor and Francis, New York 1998
- [22] Sohlberg B.: Supervision and control for industrial processes advances in industrial control. Springer-Verlag, London 1998
- [23] Taylor A.M.K.P. (Ed.): Instrumentation for Flows with Combustion. Academic Press, London 1993
- [24]. Zhong J., Huang T. S., Adrian R. J: *Extracting 3D Vortices in Turbulent Fluid Flow*. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, Vol. 20, No. 2, February 1998, pp.: 193-199

Dr Dariusz Mazurkiewicz

Technical University of Lublin Ul. Nadbystrzycka 36, 20-816 Lublin E-mail: d.mazurkiewicz@pollub.pl

AKTUALNOŚCI PN-TTE

Monika KŁOS Jarosław MOMOT Dariusz MAZURKIEWICZ

REGIONALNA STRATEGIA INNOWACJI – OBECNE I PRZYSZŁE EFEKTY WSPÓŁPRACY URZĘDU MARSZAŁKOWSKIEGO ORAZ POLITECHNIKI LUBELSKIEJ

Regionalna Strategia Innowacji to zakładany produkt finalny projektu finansowanego przez Komitet Badań Naukowych oraz Samorząd Województwa Lubelskiego. Zleceniodawcą projektu jest Urząd Marszałkowski a wykonawcą Politechnika Lubelska. Umowa pomiędzy Urzędem Marszałkowskim, Politechniką Lubelską a Komitetem Badań Naukowych o wykonanie projektu celowego Regionalnej Strategii Innowacji została podpisana 25 lutego 2003 roku. Tym samym w grupie 11 województw, które podpisały z Komitetem Badań Naukowych w okresie późniejszym podobne umowy, Województwo Lubelskie było pierwsze.

Głównym celem opracowania Regionalnej Strategii Innowacji jest rozwój społeczno-gospodarczy regionu oraz przyczynienie się do wzrostu jego konkurencyjności, szczególnie w dziedzinie zaawansowanych technologii, usług, zarządzania, jakości życia, zdrowia, rolnictwa, ekoturystyki itp. Pośrednim celem jest również stworzenie stabilnej płaszczyzny wspierania i promocji innowacyjności przedsiębiorstw regionu dzięki bliższej współpracy środowisk biznesowych i naukowo-badawczych oraz samorządowych. Nie mniej istotne jest również podniesienie poziomu kultury innowacyjnej w regionie. Jako jeden z celów strategii innowacji przyczyni się to do większej efektywności w wykorzystywaniu funduszy strukturalnych, czy też środków z krajowych i międzynarodowych programów badawczych.

Zgodnie z wytycznymi Komitetu Badań Naukowych oraz doświadczeniami krajów Unii Europejskiej realizacja projektu zaplanowana została na 24 miesiące i podzielona na trzy etapy.

W 2003 w ramach realizacji fazy pierwszej mającej na celu budowanie konsensusu i zwiększanie świadomości innowacyjnej utworzona została strona internetowa projektu www.rsi.lubelskie.pl . Poza funkcją promocyjną strona internetowa służy jako narzędzie komunikacji pomiędzy partnerami projektu, a także umożliwia wymianę poglądów z beneficjentami projektu - firmami, ośrodkami naukowymi oraz instytucjami otoczenia biznesu. Odbyły się dwa posiedzenia Regionalnego Komitetu Sterującego, na których szczegółowo omawiane i konsultowane były kluczowe zadania realizowane w projekcie. W czerwcu 2003 roku odbyło się zainicjowane w ramach realizacji projektu -I Regionalne Forum Innowacji. Celem forum jest między innymi promocja tematyki innowacyjności oraz zainicjowanie działań innowacyjnych we współpracy środowisk gospodarczych, naukowych i samorządowych regionu w aspekcie efektywnego wykorzystania funduszy rządowych i unijnych. W konferencji wzięli udział eksperci z Finlandii i Francji prezentując doświadczenia tych krajów w budowaniu regionalnego systemu innowacji. Konferencji towarzyszyła wystawa firm innowacyjnych regionu. W listopadzie 2003 miało miejsce Forum Przedsiębiorców Innowacyjnych, podczas, którego zaprezentowana została idea utworzenia Klubu Przedsiębiorcy Innowacyjnego. Celem klubu jest integracja środowiska lubelskich przedsiębiorców wdrażających nowe technologie i rozwiązania innowacyjne. W ramach promocji innowacji oraz zwiększania świadomości innowacyjnej wydane zostały publikacje: "Innowacje - perspektywa europejska i związane z nią możliwości finansowego rozwoju firm regionu lubelskiego" oraz "Nauka a przemysł, sukces transferu innowacji - narzędzia i przykłady rozwiązań". Ukazał się szereg publikacji opisujących realizację projektu RSI: min. w Kurierze Lubelskim, Gazecie Wyborczej, Dzienniku Wschodnimi i wielu innych specjalistycznych wydawnictwach. W ramach realizacji drugiej fazy projektu RSI powołana została grupa robocza ds. analizy podaży i popytu na innowacje, czyli zespół mający za zadanie opracowanie metodologii badań innowacyjności w regionie oraz jej diagnozy. Pracami grupy kierował prof. Wiesław Janik. Na przełomie listopada i grudnia przeprowadzono badania ankietowe 350 potencjalnie najbardziej innowacyjnych firm oraz wszystkich jednostek badawczo-rozwojowych i instytucji wsparcia działających na terenie Województwa Lubelskiego. Obecnie finalizowany jest etap analizy wypełnionych ankiet.

Politechnika Lubelska oraz Grupa Zarządzająca projektem RSI realizowali również zadanie, które zgodnie z harmonogramem projektu rozpoczęło się w kwartale IV roku 2003. Celem tego zadania jest opracowanie koncepcji wdrażania innowacji w regionie Lubelskiem z wykorzystaniem funduszy strukturalnych UE. W tym celu, po wstępnym rozpoznaniu obszarów strategicznych przystąpiono do przygotowania koncepcji następujących projektów pilotażowych:

- "Dolina ekologicznej żywności" gospodarstwo wzorcowe oraz klaster producentów ekologicznej żywności,
- Gospodarstwo wzorcowe w rolnictwie klasycznym,
- Centrum Transferu Technologii dla struktury Parku Naukowo-Technologicznego,
- Centrum Doradztwa Finansowego w Parku Naukowo-Technologicznym
- Przedsiębiorczość Akademicka,
- E-inkubator,
- Regionalny System Informacji i Promocji Turystyki Wiejskiej.

Przygotowanie projektów jest zróżnicowane pod względem zaawansowania, co wynika z charakteru projektów oraz stopnia ich złożoności. Koncepcje projektów pilotażowych przygotowywane są przez specjalnie w tym celu powołane grupy robocze, w skład których wchodzą przedstawiciele przyszłych beneficjentów wdrożeń finansowanych ze środków strukturalnych UE. Trwają również prace mające na celu zdefiniowanie innych obszarów i dziedzin wsparcia, w których celowym byłoby przygotowanie koncepcji projektów pilotażowych.

Jednym z ważniejszych etapów i form realizacji przez Politechnikę Lubelską projektu celowego "Regionalna Strategia Innowacji" (RSI) są spotkania Regionalnego Komitetu Sterującego. Zgodnie z zapisami projektu - Komitet Sterujący jest organem konsulta-

cyjno-doradczym dla Grupy Zarządzającej. W jego skład wchodzą delegowani przez Marszałka Województwa Lubelskiego reprezentanci partnerów projektu. Przewodniczącym Komitetu Sterującego jest Marszałek Województwa Lubelskiego. W miarę potrzeb do Komitetu Sterującego powoływani mogą być dodatkowo reprezentanci środowiska biznesu, organizacji skupiających i wspierających przedsiębiorczość, przedstawiciele władz lokalnych i regionalnych, a także kluczowe osoby zajmujące się problematyką innowacji. Zakres zadań Komitetu Sterującego obejmuje między innymi: ustalenie harmonogramu prac, doradztwo w zakresie wyboru grup roboczych i ekspertów odpowiedzialnych za realizację kluczowych zadań projektu, współpraca z otoczeniem zewnętrznym w celu zapewnienia właściwych stosunków ze społeczeństwem (tzw. odpowiedni public relations), zaprezentowanie ostatecznego dokumentu RSI dla uzyskania akceptacji sejmiku województwa

Zgodnie z założeniami projektu RSI, Grupa Zarządzająca zobowiązana jest do organizacji dwóch spotkań rocznie Regionalnego Komitetu Sterującego. Drugie w 2003 roku spotkanie RKS odbyło się w Sali Senatu Politechniki Lubelskiej w dniu 15.12.2003. Gospodarzami spotkania byli: Henryk Makarewicz, Marszałek Województwa Lubelskiego – przewodniczący RKS oraz prof. Józef Kuczmaszewski, Rektor Politechniki Lubelskiej.

Specjalnym gościem Rektora PL na spotkaniu była prof. Ewa Okoń-Horodyńska – Podsekretarz Stanu w Ministerstwie Nauki i Informatyzacji, która przedstawiła informację na temat roli i udziału KBN w tworzeniu i wzroście potencjału innowacyjnego regionów. W swojej prezentacji Pani Minister odniosła się również do inicjowanych i współfinansowanych przez KBN projektów Regionalnych Strategii Innowacji opracowywanych w poszczególnych województwach, plasując RSI Lubelskie w grupie najciekawszych koncepcji.

Ze względu na fakt, że RSI będzie w przyszłości wdrażana głównie z wykorzystaniem funduszy strukturalnych, organizatorzy posiedzenia wystosowali zaproszenie do pani Danuty Jabłońskiej – Dyrektora Departamentu Zarządzania Programem SPO WKP w Ministerstwie Gospodarki, Pracy i Polityki Społecznej. W trakcie posiedzenia, Pani Dyrektor Jabłońska przekazała zebranym szereg informacji na temat Sektorowego Programu Operacyjnego "Wzrost Konkurencyjności Przedsiębiorstw", szczególnie z punktu widzenia wykorzystania jego środków do współfinansowania projektów tworzonego Regionalnego Systemu Innowacji.

AKTUALNOŚCI PN-TTE

Posiedzenie Komitetu prowadził Henryk Modzelewski - Marszałek Województwa Lubelskiego

Gościem posiedzenia była Pani Minister Ewa Okoń-Horodyńska

Szczegółowy program spotkania Regionalnego Komitetu Sterującego projektu RSI obejmował następujące prezentacje (pliki z pełnymi tekstami prezentacji dostępne są na stronie internetowej projektu www.rsi.lubelskie.pl):

- "Rola Ministerstwa Nauki i Informatyzacji we wzroście potencjału innowacyjnego regionów w Polsce" – prof. Ewa Okoń-Horodyńska Podsekretarz Stanu, Ministerstwo Nauki i Informatyzacji,
- "Możliwości współfinansowania projektów wspierających Regionalny System Innowacji w ramach SPO Wzrost Konkurencyjności Przedsiębiorstw" - Danuta Jabłońska, Dyrektor Departamentu Zarządzania programem SPO WKP, Ministerstwo Gospodarki, Pracy i Polityki Społecznej,
- "Zadania zrealizowane w ramach projektu RSI oraz plan działań na rok 2004 – *dr Dariusz Mazurkiewicz, członek Grupy Zarządzającej projektem RSI,*
- "Określenie potrzeb innowacyjnych oraz analiza potencjału instytucji wspomagających innowacyjność województwa lubelskiego – kluczowe badania w ramach projektu RSI" - prof. Wiesław Janik, kierownik Grupy Roboczej ds. analizy podaży i popytu na innowacje,
- "Koncepcja dokumentu końcowego RSI Lubelskie – Ryszard Boguszewski, pełnomocnik Marszałka Województwa ds. projektu RSI

Celem spotkania było poinformowanie członków Komitetu o pracach prowadzonych w ramach projektu w roku 2003 oraz planie działań na rok 2004. Istotnym elementem była również prezentacja koncepcji badań podaży i popytu na innowacje oraz koncepcji dokumentu końcowego RSI. Intencją Grupy Zarządzającej było w tym przypadku przeprowadzenie konsultacji opracowanych programów i dokumentów z członkami RKS oraz uzyskanie ich akceptacji dla wytyczonych kierunków realizacji projektu RSI.

Końcowy produkt Projektu RIS, czyli Regionalna Strategia Innowacji powstanie pod koniec 2004 roku i prawdopodobnie zostanie zatwierdzona przez Sejmik Województwa Lubelskiego w roku 2005. Będzie dokumentem, na podstawie którego będzie możliwe przyznawanie środków unijnych w ramach Zintegrowanego Programu Operacyjnego Rozwoju Regionalnego (działanie RIS) oraz Sektorowego Programu Operacyjnego – Wzrost Poziomu Konkurencyjności. Zanim jednak to nastąpi w najbliższej przyszłości planujemy szerokie konsultacje jej zapisów szczególnie z przedstawicielami lubelskich przedsiębiorców, oraz z największymi jednostkami badawczo-rozwojowymi, w tym z uczelniami wyższymi.

Samorząd Województwa Lubelskiego ma świadomość faktu, że właśnie na administracji regionu ciąży obowiązek tworzenia warunków do pobudzenia przedsiębiorczości, upowszechniania nowych technologii, a tym samym przyczynienia się do wzrostu konkurencyjności gospodarczej województwa.

Monika KŁOS

Jarosław MOMOT

Urząd Marszałkowski Województwa Lubelskiego

Dariusz MAZURKIEWICZ

Politechnika Lubelska www.rsi.lubelskie.pl

DZIAŁALNOŚĆ ODDZIAŁU PAN W LUBLINIE THE SCIENTIFIC ACTIVITY OF PAN BRANCH IN LUBLIN

Oddział Polskiej Akademii Nauk w Lublinie został utworzony, jako siódmy (po Gdańsku, Katowicach, Krakowie, Łodzi, Poznaniu i Wrocławiu), na podstawie uchwały Nr 1/97 Zgromadzenia Ogólnego PAN z dnia 23 maja 1997 roku, przyjętej na posiedzeniu Rady Ministrów w dniu 15 lipca 1997 roku. Jest jedynym Oddziałem po prawej stronie Wisły.

Dzięki przychylności Władz UMCS w Lublinie, Oddział uzyskał pomieszczenie w budynku Wydziału Biologii i Nauk o Ziemi, przy ul. Akademickiej 19 w Lublinie. W grudniu ub. roku Oddział zmienił siedzibę. Obecnie mieści się ona w Pałacu Czartoryskich przy Placu Litewskim 2 w Lublinie. Obsługę finansową Oddziału zabezpiecza Instytut Agrofizyki im. Bohdana Dobrzańskiego PAN w Lublinie.

W dniu utworzenia Oddział skupiał 10 członków, prezesem do chwili śmierci (6.06.2001) był Profesor Zbigniew Lorkiewicz, wiceprezesem - Profesor Jan Gliński, członkiem Prezydium - Profesor Marian Truszczyński. Kolejnym prezesem został wybrany Profesor Jan Gliński, i pełni tę funkcję w obecnej kadencji 2003-2006. Wiceprezesem jest Profesor Ryszard Walczak. W ciągu 5 lat działalności Oddziału ubyło w sposób naturalny 3 członków, zaś po wyborach w 1998 r. przybyło 2, a w 2002 r. kolejnych 3, tak więc obecnie Oddział liczy 12 członków.

Członkowie Oddziału brali czynny udział w realizacji kilkudziesięciu programów badawczych i opublikowali blisko 200 prac. The Lublin Branch of the Polish Academy of Sciences was established on 23 May 1997 by Resolution 1/97 of The General Assembly of the Polish Academy of Sciences, passed by the Government on 15 July 1997. The Lublin Branch is the only PAN branch situated on the right bank of the Vistula river.

Owing to the courtesy of the authorities of Maria Curie-Skłodowska University in Lublin, the Branch established its office in the building of the Faculty of Biology and Earth Sciences, Akademicka 19 in Lublin. In December last year the Brach moved its office and now it is situated in the Czartoryski Palace, Pl. Litewski 2, Lublin. The financial activity of the Branch is guaranteed by Bohdan Dobrzański Institute of Agrophysics PAN in Lublin.

On the day of its creation the Branch comprised 10 members, with Professor Zbigniew Lorkiewicz as president until his death (6.06.2001), vice-chairman - Professor Jan Gliński, member of the Presidium - Professor Marian Truszczyński. Professor Jan Gliński was elected the next President and he performs this function in the present term of office 2003-2006. Professor Ryszard Walczak is the Vice-chairman. During the 5 years of its activity the Branch lost 3 members due to natural causes, while after the elections in 1998 two members joined the Branch, and three more in 2002, thus at present the Branch counts 12 members.

The members of the Branch actively participated in the realisation of numerous scientific programmes and published nearly 200 papers.

Pałac Czartoryskich - nowa siedziba Oddziału PAN w Lublinie The Czartoryski Palace - the new seat of the Lublin Branch of PAN

Przy Oddziale powołano 15 specjalistycznych komisji naukowych, odgrywających rolę integracyjną wobec placówek ośrodka lubelsko-puławskiego; są to według kolejności powstania:

- Komisja I Chemii Plazmy Niskotemperaturowej;
- Komisja II Podstaw i Zastosowań Fizyki i Chemii w Technice i Rolnictwie;
- Komisja III Biotechnologii;
- Komisja IV Filozoficzno-Przyrodnicza;
- Komisja V Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa;
- Komisja VI Polsko-Ukraińskich Związków Kulturowych;
- Komisja VII Medycyny Wsi;
- Komisja VIII Rolnictwa;
- Komisja IX Ochrony i Kształtowania Środowiska Przyrodniczego;
- Komisja X Ekonomii i Zarządzania;
- Komisja XI Historyczna;
- Komisja XII Budowy i Eksploatacji Maszyn, Elektrotechniki, Budownictwa;
- Komisja XIII Nauk Medycznych;
- Komisja XIV Prawnicza.

Liczba członków Komisji wynosi blisko 400 osób.

Pod auspicjami i przy wsparciu finansowym Oddziału zostało zorganizowanych wiele konferencji naukowych na szczeblu regionalnym, krajowym oraz międzynarodowym, przy dużym zaangażowaniu i aktywności poszczególnych komisji naukowych. Oto niektóre konferencje międzynarodowe:

- Udział w konferencji dotyczącej " Utworzenia Lubelskiego Parku Naukowo-Technologicznego" z gośćmi zagranicznymi m.in. prof. Jacky Chef, dyrektora Promtech – z Nancy we Francji. (20.07 i 10.09.1998 r.)
- Sytuacja Ekologiczna Zachodniej Ukrainy i Środkowo-Wschodniej Polski. (16-17.11.1998 r.)
- Problemy regulowania zatrudnienia i problemy bezrobocia na regionalnym rynku pracy (30.03.2000 r.)
- Transformacja ekonomiczna w kierunku gospodarki wolnorynkowej w Polsce i na Ukrainie (24.10.2000 r.)
- III Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna nt. Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa -MOTROL 2001 (19-21.09.2001 r.) - Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa O.L. PAN

Fifteen scientific commissions have been established within the Branch, playing an integrating role for the scientific institutions of the Lublin region. These are (in the order of establishing):

- Commission I Low-Temperature Plasma Chemistry;
- Commission II Bases and Applications of Physics and Chemistry in Technology and Agriculture;
- Commission III Biotechnology;
- Commission IV Philosophical-Natural;
- Commission V Motorization and Power Industry in Agriculture;
- Commission VI Polish-Ukrainian Cultural Ties;
- Commission VII Agricultural Medicine;
- Commission VIII Agriculture;
- Commission IX Protection and Formation of Natural Environment;
- Commission X Economics and Management;
- Commission XI Historical;
- Commission XII Mechanical, Electrical, Civil Engineering
- Commission XIII Medical Sciences;
- Commission XIV Legal;
- Commission XV Nonlinear Sciences

The number of Commission members has reached 400.

Under the auspices and with the financial support of the Branch, numerous regional, national and international scientific conferences have been organised, with great engagement of particular scientific commissions. Below are given some of the international conferences:

- Participation in the conference on "Establishing Lublin Scientific-Technological Park" with foreign guests, among others prof. Jacky Chef, directior of Promtech – in Nancy, France. (20.07 and 10.09.1998)
- Ecological Situation of the Western Ukraine and Middle-Eastern Poland. (16-17.11.1998)
- The problem of controlling employment and unemployment on the regional job market. (30.03.2000)
- Economic transformation into a free-market economy in Poland and Ukraine (24.10.2000)
- 3rd International Research and Technical Conference "Motorization and Power Industry in Agriculture - MOTROL 2001 (19-21.09.2001) - Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture of the Lublin Branch

- I Międzynarodowa Konferencja Naukowa "Oddziaływanie Pól Elektromagnetycznych na Środowisko Przyrodnicze" Agrolaser 2001 (26-28.09.2001 r.)
- Międzynarodowa konferencja naukowa "Dialog kultur w polskiej i ukraińskiej literaturze" (01.03.2002) - Komisja Polsko-Ukraińskich Związków Kulturowych O.L. PAN
- Ogólnopolskie Sympozjum Naukowe nt. Problemy Motoryzacji Rolnictwa (12-13.03.2002) - Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa O.L. PAN
- "Polsko-ukraińskie powiązania językowe" (26-27.04.2002) - Komisja Polsko-Ukraińskich Związków Kulturowych O.L. PAN
- Język ukraiński- współczesność i historia (16-17.05.2002) - Komisja Polsko-Ukraińskich Związków Kulturowych O.L. PAN
- Polsko-Ukraińsko-Białoruska Konferencja Naukowa "Środowisko Przyrodnicze Polesia - Stan Aktualny i Zmiany" (16-20.06.2002)
- VII Ogólnopolska Konferencja Chemii Plazmy (16-18.09.2002) - Komisja Chemii Plazmy Niskotemperaturowej O.L. PAN
- Kultura i język na pograniczu polsko-ukraińskobiałoruskim. Problemy globalizacji i regionalizacji (26.02.2003, Wola Uhruska) - Komisja Polsko-Ukraińskich Związków Kulturowych O.L. PAN
- Kategorie gramatyczne w języku polskim i ukraińskim (8-9.05.2003, Wola Uhruska, Włodawa) -Komisja Polsko-Ukraińskich Związków Kulturowych O.L. PAN
- Międzynarodowa Konferencja Naukowa "Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa: MOTROL 2003" (20-24.05.2003, Lublin-Kijów) - Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa O.L. PAN
- Środowisko Zwierzę Produkt Komisja Ochrony i Kształtowania Środowiska Przyrodniczego O.L. PAN (22-23.09.2003)
- Byt czy dobro? Metamorfozy neoplatonizmu O.L. PAN (7-10.10.2003)
- Kultura polska i ukraińska a myśl filozoficznoreligijna - Komisja VI Polsko-Ukraińskich Związków Kulturowych O.L. PAN (17-18.10.2003)
- X Międzynarodowa Konferencja Naukowa "Zarządzanie przedsiębiorstwem w erze postindustrialnej - ekonomia, prawo, kultura, etyka" - O.L. PAN (23-24.10.2003, Kazimierz Dolny)
- Historia duszpasterstwa wojskowego na ziemiach polskich na przestrzeni wieków Komisja Historyczna O.L. PAN (5-7.11.2003)

- 1st International Scientific Conference "Influence of Electromagnetic Field on Agricultural Environment" Agrolaser 2001 (26-28.09.2001)
- International Scientific Cultural Dialogue in Polish and Ukrainian Literature" (01.03.2002) - Commission of Polish-Ukrainian Cultural Ties of the Lublin Branch
- Polish Scientific Symposium on "The Problems of Motorization of Agriculture" (12-13.03.2002) -Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture of the Lublin Branch
- "Polish-Ukrainian linguistic ties" (26-27.04.2002)
 Commission of Polish-Ukrainian Cultural Ties of the Lublin Branch
- Ukrainian language the presence and the past (16-17.05.2002) - Commission of Polish-Ukrainian Cultural Ties of the Lublin Branch
- Polish-Ukrainian-Belorussian Scientific Conference "The Natural Environment of Polesie - the Present State and Changes" (16-20.06.2002)
- VII National Conference on Plasma Chemistry (16-18.09.2002) - Commision of Low-temperature Plasma Chemistry of the Lublin Branch
- Culture and language in Polish-Ukrainian-Belorussian Borderland. The problems of globalisation and regionalisation (26.02.2003, Wola Uhruska) - Commission of Polish-Ukrainian Cultural Ties of the Lublin Branch
- Grammar categories in Polish and Ukrainian (8-9.05.2003, Włodawa, Wola Uhruska) - Commission of Polish-Ukrainian Cultural Ties of the Lublin Branch
- International Scientific Conference "Motorization and Power Industry in Agriculture: MOTROL 2003" (20-24.05.2003, Lublin-Kijów) - Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture of the Lublin Branch
- Environment Animal Product (22-23.09.2003)-Commission of Protection and Formation of Natural Environment of the Lublin Branch
- Being or Good (Goodness)? Metamorphoses of Neoplatonism (7-10.10.2003) - the Lublin Branch of PAN
- Polish and Ukrainian Culture and phylosophicalreligious thought (17-18.10.2003) - Commission of Polish-Ukrainian Cultural Ties of the Lublin Branch
- 10th International Scientific Conference "Managing the company in the post-industrial era - economy, law, culture, ethics" (23-24.10.2003, Kazimierz Dolny) - the Lublin Branch of PAN
- The History of Military Priesthood in Poland (5-7.11.2003) - Historical Commission of the Lublin Branch

AKTUALNOŚCI PN-TTE

Podpisanie umowy między O.L. PAN a LTN dotyczącej wynajęcia pomieszczeń na siedzibę Oddziału w Pałacu Czartoryskich w Lublinie (od lewej, profesorowie: Marian Wielosz - Wiceprezes LTN, Edmund Prost - Prezes LTN, Jan Gliński - Prezes O.L. PAN, Ryszard Walczak - Wiceprezes O.L. PAN).

The signing of the agreement between the Scientific Society of Lublin (LTN) and the Lublin Branch of PAN (from left to right, professors: Marian Wielosz - Vice-President of LTN, Edmund Prost - President of LTN, Jan Gliński - President of O.L. PAN, Ryszard Walczak - Vice-President of O.L. PAN).

W ramach działalności statutowej Oddział:

- poparł inicjatywę lokalnych władz samorządowych utworzenia Lubelskiego Parku Naukowo-Technologicznego (LPNT), delegując swoich przedstawicieli do Rady Naukowej Parku,
- utrzymywał kontakty z lokalnymi władzami wojewódzkimi i samorządowymi,
- włączył się do opracowania tematów dotyczących wykorzystania dla regionu lubelskiego tzw. offsetu wynikającego z przetargu związanego z zakupem samolotu wielozadaniowego dla polskiej armii. Na Lubelszczyźnie offset obejmowałby: problemy ochrony środowiska, rolnictwo ekologiczne, produkcję biopaliw, agroturystykę oraz szkolenia offsetowe o zasięgu krajowym w oparciu o materiały szkoleniowe partnera zagranicznego.

Oddział prowadził działalność wydawniczą, publikując:

- Biuletyn Informacyjny (8 numerów), zawierający biogramy członków PAN związanych z Lubelszczyzną, prezentacje wybitnych naukowców, placówek i wydarzeń naukowych, wywiady z wybitnymi naukowcami - gośćmi Oddziału, kronikę wydarzeń związanych ze statutową działalnością,
- "Tekę Komisji Oddziału PAN w Lublinie", gdzie poszczególne komisje prezentują najwartościowsze prace. Do tej pory wydano 3 tomy "Teki Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa Oddziału PAN w Lublinie" oraz 1 tom "Teki Komisji Budowy i Eksploatacji Maszyn, Elektrotechniki, Budownictwa",

As part of its statutory activity the Branch:

- supported the initiative of local authorities concerning the creation of Lublin Scientific-Technological Park (LSTP), delegating its own representatives to the Scientific Council of the Park,
- maintained relations with the local voivodeship and municipal authorities,
- participates in elaborating projects which would make use of the so-called offset (resulting from the purchase of a multi-purpose aircraft for the Polish army) for the benefit of the Lublin region. In the Lublin region the offset would involve: environmental protection, ecological agriculture, the production of biofuels, agritourism and nationwide offset training on the basis of materials provided by the foreign partner.

The Branch has conducted editorial activity, issuing:

- Information Bulletin (7 issues), containing biograms of members of PAN associated with the Lublin region, presentations of distinguished scholars, institutions and events interviews with outstanding scientists - guests of the Branch, a chronicle of events connected with the statutory activity,
- "Teka Archives of the Commission of the Lublin Branch of PAN", where particular commissions may present their most important works. Until present time, three volumes of "Archives of the Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture of the Lublin Branch of PAN" and one volume of "Archives of the Com-

- materiały towarzyszące międzynarodowym konferencjom - "Problemy ochrony i użytkowania obszarów wiejskich o dużych walorach przyrodniczych", "Rynek pracy w procesie transformacji ustroju gospodarczego", "Środowisko przyrodnicze Polesia - stan aktualny i zmiany", "Advances in Plasma Chemistry",
- Zeszyty Naukowe (2 numery) dotyczące zagadnień prezentowanych na organizowanych konferencjach,
- folder informujący o powołaniu jednostki PAN, obszarze działania Oddziału i składzie osobowym z wkładką zawierającą skład komisji Oddziału PAN w Lublinie,
- "Informator o placówkach dydaktyczno-naukowych Lubelszczyzny" (aktualizowany każdego roku).

Oddział objął patronat nad dwujęzycznym (polskoangielskim) kwartalnikiem "Eksploatacja i Niezawodność". Posiada również własną stronę internetową (*www.pan-ol.lublin.pl*) prezentującą szczegółowo wszystkie wydarzenia związane z bieżącą działalnością, i udostępniając własne publikacje w formie elektronicznej. mission of Mechanical, Electrical, Civil Engineering of the Lublin Branch of PAN", have been published,

- proceedings of international conferences "Problems of Protection and Exploitation of Rural Areas of Great Natural Value", "Job Market in the Process of Ecomomic Transformation", "The Natural Environment of Polesie the Present State and Changes", "Advances in Plasma Chemistry",
- Scientific Fascicles (2 issues) concerning the issues presented at conferences,
- a folder informing of the establishment of a new PAN unit, the territory on which it operates and its members, as well as presenting the members of the Commissions of the Lublin Branch of PAN,
- "Directory of didactic and scientific institutions of the Lublin region" (updated yearly).

A bilingual quarterly "Maintenance and Reliability" is also published under the auspices of the Branch. Additionally, a bilingual website (*www.pan-ol.lublin.pl*) is continuously being updated and developed, presenting current events and offering the access to Branch publications online.

28 listopada 2003 na zaproszenie Wojewody Lubelskiego Andrzeja Kurowskiego w Sali Kolumnowej Urzędu Wojewódzkiego w Lublinie odbyła się 14. Sesja Zgromadzenia Ogólnego Członków O.L. PAN, poświęcona działaniom lubelskiego środowiska naukowego na rzecz regionu oraz perspektywom rozwoju Lubelszczyzny i możliwej w tym roli nauki.

On 23 November 2003 the Lublin Voivode Andrzej Kurowski invited the Branch to hold the fourteenth session of the General Assembly of O.L.PAN in his office. The session dealt with the activities of the scientific circles beneficial to the region as well as the projected development of the region and the possible role of science.

Posiedzenia Oddziału w ilości 13 zebrań ogólnych i 20 zebrań prezydium były organizowane w różnych jednostkach naukowych Lublina i Puław, gdzie zapoznano się z charakterem i problematyką prac badawBranch meetings ie., 13 general sessions and 20 presidium sessions, were organised in various scientific institutions of Lublin and Puławy, where the participants could learn about the character and main isczych tych jednostek. Stałym punktem zgromadzeń były autoprezentacje wybitnych naukowców ośrodka lubelsko-puławskiego.

Oddział szczególną wagę przywiązywał do rozwijania naukowych i kulturalnych kontaktów z Ukrainą i Białorusią, organizując wspólne konferencje i spotkania. Brał udział m.in. w Wystawie Polskiej Książki Naukowej we Lwowie i Wilnie, gdzie uczestniczyło kilkadziesiąt oficyn akademickich, w tym wydawnictwa PAN, a zaprezentowane egzemplarze książek podarowane zostały gospodarzom wystawy.

W krótkim okresie swej 6-letniej działalności Oddział został zaakceptowany w środowisku i zyskał uznanie realizując zadania statutowe, a w szczególności:

- pełniąc funkcję integracyjną w stosunku do życia naukowego regionu,
- popierając prace naukowe o istotnym znaczeniu dla gospodarki i kultury narodowej oraz uczestnicząc w upowszechnianiu ich wyników,
- pełniąc funkcję łącznika między Akademią oraz organami władzy i administracji państwowej, samorządowej, organizacji społecznych i środowiska uczonych.

sues of the conducted research. Self-presentations of distinguished scholars of the Lublin-Puławy region were also a regular point on the agenda.

The Lublin Branch considers the co-operation with Ukrainian and Byelorussian scientific centres to be especially important, organising common conferences and meetings. Lublin PAN Branch participated in Polish Scientific Books exhibitions in Lwów, and in Wilno presenting PAN Publications' books, which were then donated to the local university libraries.

During the five years of its activity the Branch gained acceptance in the milieu, which received with appreciation the realisation of the statutory aims of the Lublin Branch, namely:

- helping to integrate the academic life of the region,
- supporting research of considerable importance for the national economy and culture and participating in the publication of findings,
- performing the function of a link between the Academy and the state authorities, the local government, social organisations and the scientific milieu.

Mgr inż. Marek ROZMUS Mgr Radosław DOLECKI

Oddział PAN w Lublinie Pałac Czartoryskich Pl. Litewski 2 20-080 Lublin