

Bartosz CZECHYRA\*  
Grzegorz M. SZYMAŃSKI\*\*  
Franciszek TOMASZEWSKI\*\*\*

## Ocena luzu zaworów silnika spalinowego w oparciu o parametry drgań – założenia metodyczne

*Praca dotyczy oceny możliwości zastosowania charakterystyk sygnału drganiowego do oceny stanu regulacji zaworów silnika spalinowego. W artykule przedstawiono główne założenia metodyczne dotyczące pomiarów i analizy sygnałów drgań. Zaprezentowano wybrane dotychczasowe wyniki badań oraz koncepcję dalszych prac prowadzących do rozwiązania problemu diagnostyki luzu zaworów metodami drganiowymi.*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, diagnostyka, drgania

### The assessment of valve clearance in internal combustion engines based on parameters of vibration – methodological assumption

*In this article authors show the possibilities of using the parameters of vibration signals to estimate valve clearance in internal combustion engines. The main methodological assumptions of signal analysis and their results have been presented herein. The concept of research so as to solve the valve clearance diagnostic problem, based on the vibration signal, has been shown as well.*

Key words: internal combustion engine, diagnostics, vibration

### Wprowadzenie

Silnik spalinowy jest powszechnie stosowany do napędu pojazdów oraz urządzeń stacjonarnych. Zamienia on energię zawartą w paliwie na pracę mechaniczną obracającego się wału korbowego i tak, jak wszystkie urządzenia mechaniczne podlega zużyciu i starzeniu. Trwałość silnika określona jest właściwościami konstrukcyjnymi i w dużym stopniu zależy od warunków eksploatacji oraz charakteru obciążeń. Wraz z postępującym zaawansowaniem procesów degradacji konstrukcji (oddziaływanie zmiennych temperatur, procesy trybologiczne, kawitacja, korozja chemiczna i elektryczna, starzenie itp.) pogarszają się parametry niezawodności i sprawności. W konsekwencji dochodzi do zużycia i uszkodzenia obiektu lub jego wyłączenia z eksploatacji ze względów ekonomicznych lub innych (np. ekologicznych). Odnowienie stanu technicznego silnika wymaga przeprowadzenia naprawy lub obsługi wg przyjętego systemu obsługi i napraw obiektów technicznych. W praktyce powszechnie wykorzystuje się system planowo-zapobiegawczy (statyczny), polegający na kierowaniu obiektu do planowej obsługi lub naprawy po wykonaniu określonego zasobu pracy. System ten jest nieefektywny i bardzo kosztowny ze względu na częste wyłączenie z eksploatacji i kierowanie do obsługi silników sprawnych. Zaistniała więc potrzeba opracowania lepszego systemu obsługi opartego na informacji o bieżącym stanie technicznym obiektu, czyli wykorzystującego diagnostykę techniczną.

Opracowano wiele metod diagnozowania stanu technicznego silnika spalinowego. Można je podzielić na metody wykorzystujące procesy robocze (indykowanie, zmiany momentu obrotowego w funkcji obrotu wału korbowego, pomiar ciśnienia i temperatury spalin, ciśnienia w przestrzeni nad i pod tłokiem, parametrów zasilania, zadymienia spalin, itp.) oraz procesy resztkowe (drgania, hałas, procesy termiczne, elektryczne, konwekcje, procesy degradacji materiałów eksploatacyjnych i inne). Na podstawie badań procesów roboczych można wnioskować o ogólnym stanie silnika spalinowego, natomiast procesy resztkowe niosą informacje o stanie poszczególnych podzespołów i par kinematycznych. Dlatego procesy resztko-

### Introduction

Internal combustion engines are used as drive units in vehicles and stationary devices. It transforms the energy of the fuel into mechanical energy of crankshaft revolutions, and, like all mechanical devices, engines undergo a wear and aging processes. The durability of internal combustion engines is described by properties and characteristics of their structure and strongly depends on operating conditions and type of load. Along with progressive deterioration of the engine structure (reacting to variable temperature, tribology processes, cavitation, chemical and electrical corrosion, etc.) Deteriorate its parameters, reliability and efficiency. As a consequence permanent wear and disposal of the engine for economical or other reasons (e.g. environmental) ensue. The improvement of the engine's technical conditions requires repair or service according to accepted system of servicing. In practice, commonly accepted is the plan-prevention system (static system). It is done by sending of a machine for servicing or repair after statistically given work period. This system is ineffective and expensive because many units are often being sent to servicing despite their suitability for operation. It became necessary to create a better system than the plan-prevention one, which is based on diagnostic information about current conditions of a mechanical device.

A lot of methods have been developed to diagnose internal combustion engines. These methods are based on operating processes (e.g. pressure indication, measurements of the angular acceleration and torque as a function of the engine crankshaft revolution, measurements of pressure and temperature of combustion gases, pressure in the space above and under pistons, monitoring of the properties of fuel supply system, pollution of combustion gases, etc.) and leftover processes (e.g. vibration, noise, thermal and electrical processes, convection, deterioration of maintenance materials etc.). On the basis of research of the operating processes we can draw conclusions about the general condition of an engine, but leftover processes bring information about individual state of the systems, units and cinematic pairs. For this reason, left-

we wykorzystuje się, jako autonomiczne lub wspomagające (uzupełniające) inne metody diagnostyczne. Wszystkie metody oparte na analizie zmian drgań i hałasu dla określenia stanu technicznego obiektu noszą nazwę diagnostyki wibroakustycznej.

Wykorzystanie drgań i hałasu generowanego przez pracujący silnik spalinowy do oceny poprawności jego funkcjonowania oraz stanu technicznego posiada wiele zalet. W pracach [1, 2, 7, 8] pokazano, że procesy wibroakustyczne są dobrym nośnikiem informacji diagnostycznej ze względu na:

- dużą pojemność informacyjną,
- dużą szybkość przekazywania informacji – składowa sygnału opisująca zmiany stanu obiektu uwidacznia się w chwili powstania niesprawności,
- sygnał drganiowy (oraz wótnie hałas) odzwierciedla wszystkie istotne procesy zachodzące w silniku spalinowym,
- pomiar drgań i hałasu nie wymaga specjalnego przygotowania obiektu technicznego do badań i może być przeprowadzony w czasie normalnej eksploatacji.

Jednocześnie należy zwrócić uwagę, że to, co jest największą zaletą sygnału wibroakustycznego (pojemność informacyjna) stanowi problem sam w sobie. Pozyskanie obiektywnej informacji wymaga nierzadko zastosowania kosztownej aparatury i skomplikowanych metod analizy sygnału. Jednakże problem ten jest skutecznie niwelowany poprzez wprowadzenie cyfrowej obróbki sygnału oraz dynamiczny rozwój technik komputerowej analizy danych.

Niezależnie od rozwoju technik diagnostyki wibroakustycznej wciąż aktualny jest problem pozyskania reprezentacyjnej próbki sygnału charakteryzującego stan techniczny silnika spalinowego. W pracach poświęconych diagnostyce wibroakustycznej silnika, najczęściej pomija się zagadnienia związane z problemem wyboru punktu pomiarowego oraz określenia parametrów diagnostycznych zawierających istotne informacje o stanie silnika. Dobór parametrów pracy silnika oraz warunków dokonania pomiaru lub zapisu sygnału drganiowego bazuje zazwyczaj na wiedzy literaturowej, doświadczeniu badacza lub intuicji. Bardzo często korzysta się z ogólnych przesłanek dotyczących pomiaru sygnału możliwie blisko źródła ich powstawania [2]. Brak ogólnej metodyki badań silnika spalinowego metodą drganiową oraz fakt, że dobór warunków pomiarów drgań zależy od mocy badanego silnika [6] jest główną motywacją powstania niniejszej pracy.

Celem pracy jest opracowanie metodyki badań diagnostycznych silnika spalinowego metodą drganiową na przykładzie układu rozrządu uwzględniającej:

- wybór kierunku pomiaru drgań,
- opracowanie procedury wyboru parametru sygnału drganiowego, diagnostycznie zorientowanego na zmiany luzu zaworowego,
- doboru warunków pracy silnika (obciążenie oraz prędkość obrotowa wału korbowego) podczas przeprowadzania pomiarów drgań,
- doboru warunków przeprowadzenia pomiaru drgań uwzględniający niestacjonarny charakter pracy silnika, jego stan cieplny i parametry pracy.

## 1. Zakres badań

Badania dotyczące oceny luzu zaworów silnika spalinowego z wykorzystaniem wybranych parametrów drgań prze-

over processes are being used as autonomous or supplementary to other diagnostic methods. All of the methods, which base on the analysis of noise and vibration of a technical structure, are called vibro-acoustic diagnostics (DVA).

The assessment of the correct operation and engine condition by using the method of noise and vibration generated by the engine has strong advantages. Vibro-acoustic processes are good sources of information, because of [1, 2, 7, 8]:

- great information capacity,
- great speed of information processing – the component of the signal, which describes a change of the engine condition, is available at the moment of failure occurrence,
- the vibration signal (consequently noise), which reflects all essential processes, which occur in an internal combustion engine,
- the measurement of noise and vibration, which does not require special preparations of the structure for research and can be performed in regular operating conditions.

It is also important that the biggest advantage of the vibro-acoustic signal (great information capacity) is a problem in itself. Getting objective information frequently requires the use of an expensive equipment and advanced and sophisticated methods of signal analysis. However, using digital processing of the signal and dynamic development of digital data analysis effectively solves the problem.

Regardless of DVA methods development, the problem of taking a sample of the signal, which is representative of the current conditions of an engine, still remains. In the papers devoted to DVA of internal combustion engines, the problem of selecting a measurement point and defining signal estimators are frequently neglected. The selection of the operating parameters of an engine and conditions for measurement or recording of a vibration signal are mostly based on theoretical knowledge, experience or intuition of a researcher. The scientists frequently base their work on a general premise that the samples of signal are taken as close to the source of vibration as possible [2]. The lack of general methodology of diagnosis of engine conditions through vibration is the basic purpose for this paper.

The aim of this paper is to create a universal research methodology in DVA of internal combustion engines using a cam unit that. The methodology is to include:

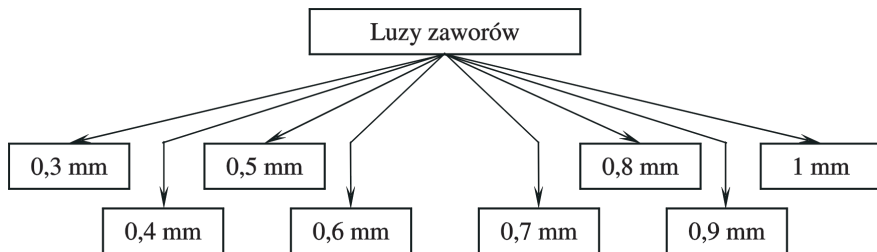
- selection of direction of the vibration measurement,
- development of a procedure of parameter selection regarding the vibration signal, which is diagnostically oriented towards the changes in valve clearance,
- selection of the vibration measurement conditions which considers the non-stationary character of the engine operation, its thermal condition and operating parameters.

## 1. Range of research

The research related to the assessment of valve clearance in internal combustion engines through the parameters of vibration signal is performed based on the assumptions of the so called active experiment. The active experiment is based on intended changes of entrance or distorting parameters and observation of their impact on exit parameters. Entrance parameters in this experiment is the valve clearance. The range of changes of the entrance parameters is shown in Fig. 1.

prowadzono w oparciu o założenia eksperymentu czynnego. Eksperyment czynny polega na celowej zmianie parametrów wejściowych lub zakłócających i obserwacji wpływu tych zmian na parametry wyjściowe.

Za parametry wejściowe przyjęto luzy zaworów układu rozrządu silnika spalinowego. Zakres zmian parametrów wejściowych przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat zmian luzów zaworów w silniku spalinowym

Fig. 1. Diagram presenting valve clearance modification in internal combustion engines

Nominalny luz zaworów dla silnika SB 3.1 wynosi 0,5 mm. Przyjęto, że w trakcie eksploatacji zwiększenie luzu zaworów nie powinno przekroczyć 100% luzu nominalnego, dlatego maksymalny luz zaworów w trakcie badań wynosił 1 mm. Przyjęcie minimalnej wartości luzu zaworów na poziomie 0,3 mm zdeterminowane było faktem, iż dalsze zmniejszanie luzu spowodowało niedomykanie zaworów, co w konsekwencji mogło doprowadzić do zniszczenia zaworów i gniazd zaworowych.

Jako parametry zakłócające przyjęto obciążenie silnika spalinowego oraz prędkość obrotową wału korbowego. Zmiany parametrów pracy silnika spalinowego (w trakcie przeprowadzania badań) przedstawiono na rysunku 2.

Maksymalne obciążenie silnika, jakie można było zadać na stanowisku hamownianym wynosiło 90 Nm. Przyjęto, że w trakcie badań silnik będzie poddawany obciążeniom 0%, 25%, 50%, 75%, 100% wartości maksymalnej. Prędkość obrotowa biegu jałowego silnika SB 3.1 wynosi 700 obr/min; dla tej prędkości obrotowej przeprowadzono pomiary tylko bez obciążania silnika, gdyż w trakcie eksploatacji silniki spalinowe nie są obciążane przy prędkości obrotowej biegu jałowego. Prędkość obrotowa 1700 obr/min była największą, jaką można było zadać silnikowi SB 3.1 na stanowisku hamownianym, natomiast prędkość obrotowa 1000 obr/min była najmniejszą przewidzianą przez producenta, przy której można silnik obciążać.

Za parametry wyjściowe przyjęto wielkości:

- opisujące drgania silnika (przyspieszenia oraz prędkości drgań),
- ciśnienie wewnątrz komory spalania,
- zużycie paliwa.

Dla każdego luzu zaworowego pomiary wykonano innego dnia celem uzyskania przez silnik temperatury otoczenia dla możliwości regulacji luzu zaworów „na zimno”. Luz zaworów regulowano przed uruchomieniem silnika i rozpoczęciem pomiarów.

The nominal valve clearance for the SB 3.1 engine is 0.5 mm. It was assumed that increase of the valve clearance should not exceed 100% of the nominal clearance during operation. The maximum valve clearance during research was 1 mm. The decision to take 0.3 mm clearance as a minimum value was determined by the fact that further reduction in the clearance resulted in valves being unclosed. A valve that is not entirely closed might lead to a permanent damage of the valve itself as well as the head.

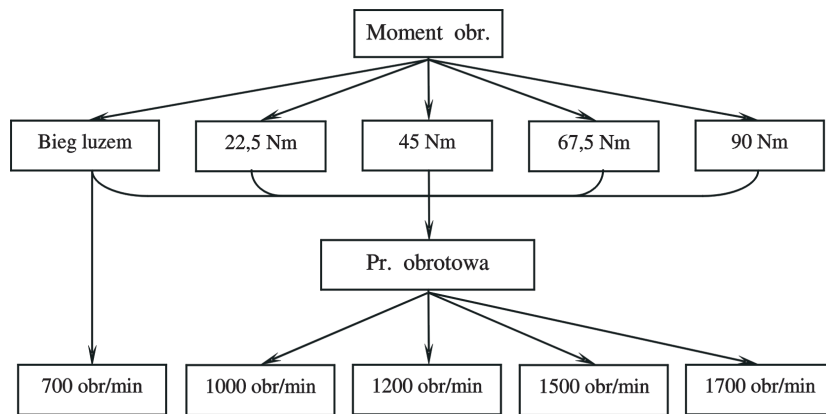
The distortion parameters are engine load and crankshaft revolutions. The range of changes of the distortion parameters is shown in Fig. 2.

The maximum engine load, which could be set at the engine laboratory test bed, was 90 Nm. It has been assumed that the engine will work in the following load points: 0%, 25%, 50%, 75%, 100% of the maximum value. The measurements were done at idle speed, which is 700 rpm for the SB 3.1 engine. The speed of 1700 rpm was a maximum speed, which could be obtained in the stationary tests, while the speed of 1000 rpm was the minimum speed defined by the manufacturer, at which the engine can operate under load.

The exit parameters are:

- the parameters describing engine vibration (acceleration and velocity of vibration),
- combustion pressure,
- fuel consumption per hour.

For valve clearance of each valve the vibration measurement was performed on a different day in order to ensure proper



Rys. 2. Schemat zadawanych zmian warunków pracy silnika spalinowego

Fig. 2. Diagram presenting the changes in operating conditions in internal combustion engines

valve adjustment in a cold engine. Valve clearance was adjusted before the start of the engine and carrying out the measurements.

The measurement was performed in accordance with the principle of three engine starts. The coolant temperature was kept on the level of 75°C by AVL 553 external cooling unit.

## 2. Measurement set

The diagram of a measurement set, which was used in the tests, is shown in Fig. 3.

The measurement set included (Fig. 4):

Pomiary wykonano zgodnie z zasadą trzech uruchomień. Temperaturę cieczy chłodzącej utrzymywano na poziomie 75°C za pomocą zewnętrznej chłodnicy AVL 553.

## 2. Zestaw pomiarowy

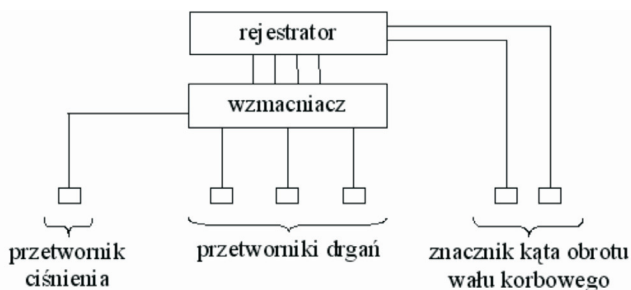
Do pomiarów drgań i ciśnienia w cylindrze użyto zestawu, którego schemat blokowy przedstawiono na rysunku 3, natomiast widok aparatury wzmacniającej i rejestrującej przedstawiono na rysunku 4.

W skład zestawu wchodzi następujące elementy (rys. 4):

- piezoelektryczne przetworniki drgań Brüel&Kjaer typ 4391,
- oscyloskop (nr 1),
- wzmacniacze ładunku: NEXUS 2692 A OI4 (nr 2) dla sygnałów drgań oraz AVL 3057A01 dla sygnału ciśnienia w cylindrze (nr 3),
- znacznik kąta obrotu wału korbowego typu AVL 364 (nr 4),
- rejestrator cyfrowy TEAC RD 135T (nr 5).

Przetworniki drgań zamocowano na głowicy silnika spalinowego poprzez adapter trójosiowy, który zamocowano przy pomocy wkrętu wykorzystując gwintowany otwór technologiczny, zgodnie z zasadą, że przetwornik powinien znajdować się w miejscu dostępnym oraz jak najbliżej miejsca generacji sygnału drgań związanego z pracą zaworów. Wybór punktu pomiaru drgań został poprzedzony analizą konstrukcji głowicy oraz badaniami zawartymi w pracach [4, 5] dotyczącymi określenia wpływu luzu zaworów silnika spalinowego o ZS na wybrane parametry drgań.

Orientację przestrzenną przetworników do pomiaru drgań oraz miejsce ich mocowania na obiekcie badanym przedstawiono na rysunkach 5 i 6.



Rys. 3. Schemat blokowy układu pomiarowego  
Fig. 3. Block diagram of the measurement set

## 3. Obiekt badań

Badania wykonano na jednocylindrowym silniku badawczym SB 3.1 zbudowanym na bazie silnika SW 680. Konstrukcja silnika pozwala na:

- pomiar ciśnienia w cylindrze,
- regulację stopnia sprężania w zakresie  $\epsilon = 14-20$ ,
- możliwość zmiany początku tłoczenia w sposób ciągły,
- możliwość zainstalowania przekaźnika drogi tłoka,
- możliwość zmiany faz rozrządu w sposób ciągły,
- zmiany wyrównoważenia sił masowych I rzędu.

Dane techniczne silnika SB 3.1 są następujące:

rodzaj zapłonu	ZS
rodzaj pracy	4-suwowy
maksymalna moc użyteczna	$N_e = 23,2$ [kW] przy $n = 2200$ obr/min

- piezoelectric accelerometers Brüel&Kjaer type 4391,
- oscilloscope (no. 1),
- charge amplifier NEXUS 2692 A OI4 (no. 2) for vibration signal,
- charge amplifier AVL 3057A01 (no. 3) for transducer of pressure above the piston,
- marker of crankshaft revolution AVL 364 (no. 4),
- digital recorder TEAC RD 135T (no. 5).

The view of the measurement set without transducers is shown in Fig. 4.

Accelerometers were mounted in the engine head with a three-axis-adapter. The principle is that the accelerometer should be mounted at the accessible spot and at the nearest source of the vibration signal (connected with valve operation). The selection of a measurement point of vibration was preceded by a head design analysis and research analysis contained in papers [4, 5].

Orientation of accelerometers and the mounting point on the engine head are shown in Fig. 5 and 6.

## 3. Research object

The test was performed on a one-cylinder laboratory diesel engine SB 3.1, build on a licensed traction engine SW 680. The design of the engine allows:

- cylinder pressure measurement,
- control of compression ratio in the range of  $\epsilon = 14-20$ ,

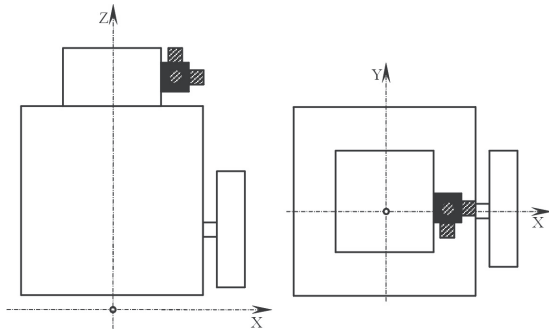


Rys. 4. Zestaw aparatury pomiarowej do rejestracji sygnałów  
Fig. 4. The measurement set for recording signals

- smooth control of the fuel delivery onset,
- control of the mass forces balance of the first order.

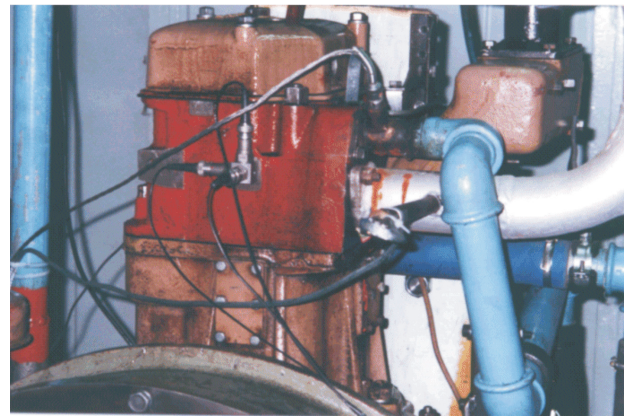
Technical data of the SB 3.1 engine is presented below:

ignition	CI
strokes per cycle	4
nominal power output	$N_e = 23.2$ [kW] by $n = 2200$ rpm
nominal torque	$M_o = 109.8$ [Nm] by $n = 1600$ rpm
cyl. bore	$D = 0.127$ [m]
piston stroke	$S = 0.146$ [m]
compression ratio	$\epsilon = 15.75$
conrod ratio	$R/L = 0.262$
displacement	$V_{ss} = 1.852 \cdot 10^{-3}$ [m <sup>3</sup> ]
number of cylinders	$i = 1$
combustion system	direct injection
injection pump	P 51T2–10.03 II RVO
valves per cylinder	2



Rys. 5. Schemat rozmieszczenia i orientacji przestrzennej przetworników drgań

Fig. 5. The diagram of accelerometer location and orientation



Rys. 6. Mocowanie przetworników drgań na głowicy silnika spalinowego

Fig. 6. The mounting points of accelerometers in the engine

maksymalny moment obrotowy	$M_o = 109,8$ [Nm]
	przy $n = 1600$ obr/min
średnica cylindra	$D = 0,127$ [m]
skok tłoka	$S = 0,146$ [m]
stopień sprężania	$\epsilon = 15,75$
stosunek korbowy	$R/L = 0,262$
pojemność skokowa silnika	$V_{ss} = 1,852 \cdot 10^{-3}$ [m <sup>3</sup> ]
liczba cylindrów	$i = 1$
system spalania	wtrysk bezpośredni
typ pompy wtryskowej	P51T2-10.03 II RVO
liczba zaworów	2
otwarcie zaworu dolotowego	4° przed GMP
zamknięcie zaworu dolotowego	57° po DMP
otwarcie zaworu wylotowego	42° przed DMP
zamknięcie zaworu wylotowego	24° po GMP
typ wtryskiwacza	W1B-01
typ rozpylacza	D1LMK 140/2
ciśnienie otwarcia wtryskiwacza	$p_{wtr} = 17,5 \pm 0,5$ MPa
geometryczny początek tłoczenia	$\alpha_{ptl} = 26^\circ$ przed GMP

## 4. Analiza sygnałów

### 4.1. Metody analizy sygnałów

Analiza sygnałów wibroakustycznych polega na wyznaczeniu szeregu charakterystyk oraz wielkości opisujących jakościowo i ilościowo sygnał diagnostyczny. Można wyróżnić następujące rodzaje charakterystyk:

- charakterystyki w dziedzinie czasu (korelacja własna, korelacja wzajemna),
- charakterystyki w dziedzinie amplitud (rozkład gęstości prawdopodobieństwa oraz dystrybuanta amplitudy),
- charakterystyki w dziedzinie częstotliwości (widmo amplitudowe, widmo gęstości mocy, widma poliharmoniczne).

Wielkościami opisującymi ilościowo sygnał drgań są np. miary punktowe. Można je podzielić na wymiarowe (amplituda skuteczna, amplituda pierwiastkowa, amplituda szczytowa, amplituda średnia) oraz na bezwymiarowe (współczynnik kształtu, współczynnik szczytu, współczynnik luzu, współczynnik impulsowości, współczynnik koncentracji – kurtoza).

W trakcie badań przeprowadzono analizy sygnałów przyspieszeń i prędkości drgań w dziedzinie czasu, częstotliwości oraz amplitud. Wyniki analiz otrzymano poprzez zastosowanie numerycznej obróbki sygnałów.

W dziedzinie czasu obliczono funkcje korelacji własnej dla sygnałów z różnych kanałów pomiarowych oraz dla sygnałów

inlet valve opening	4° before TDC*
inlet valve closing	57° after BDC**
outlet valve opening	42° before BDC
outlet valve closing	24° after TDC
type of injector	W1B-01
injector nozzle	D1LMK 140/2
opening injector pressure	$p_{inj} = 17,5 \pm 0,5$ MPa
geometrical start of fuel delivery	$\alpha_{pres} = 26^\circ$ before TDC

\*Top Dead Centre, \*\* Bottom Dead Centre

## 4. Signals analysis

### 4.1. Methods of signals analysis

The vibroacoustic signal analysis is based on determining of a number of characteristics and parameters describing the vibroacoustic signal in a qualitative and quantitative manner. The following characteristics can be determined:

- time-domain characteristic (auto-correlation, cross-correlation),
- amplitude-domain characteristic (distribution of the density of probability and amplitude cumulative distribution function),
- frequency-domain characteristic (amplitude spectrum, power density spectrum, poliharmonic spectrum).

The vibration signal is described, for example by point parameters in a quantitative manner. These parameters can be used as: dimensional (effective amplitude, root amplitude, peak amplitude, an average amplitude etc.) and non-dimensional (shape, peak, space and impulse coefficients, courtose, etc.).

The signal acceleration and velocity analyses were done in the domain of time, frequency and amplitude. A numerical signal process was used.

The auto-correlation functions for signals from different measurement channels and for signals recorded at different engine operating points was calculated in the time domain. It helped check the periodicity of time processes.

The time history of acceleration signal in a total frequency band (0-6000 Hz) allowed the calculation of dimensional and non-dimensional parameters. The signals from crankshaft revolution marker were used to perform time selection of the vibration and cylinder pressure signal. The time selection was

zarejestrowanych przy różnych nastawach pracy silnika. Pozwoliło to na sprawdzenie okresowości przebiegów czasowych. Na podstawie przebiegów czasowych obliczono wymiarowe oraz bezwymiarowe miary punktowe dla całego analizowanego pasma częstotliwości 0–6000 Hz. Sygnały ze znacznika kąta umożliwiły przeprowadzenie selekcji czasowej sygnałów drgań i ciśnienia w cylindrze. Przeprowadzono sumowanie synchroniczne, które umożliwia usunięcie składników nieokresowych z sygnałów drgań.

W dziedzinie częstotliwości wykonano widma amplitudowe z sygnałów zarejestrowanych podczas:

- testu identyfikującego składowe częstotliwości pochodzące od uderzenia zaworu o gniazdo,
- badań eksperymentalnych przeprowadzonych zgodnie z planem zawartym na rysunku 2, obejmujący pomiary:
  - a) prędkości narastania ciśnienia w cylindrze,
  - b) przyspieszeń i prędkości drgań w trzech prostopadłych kierunkach.

Obliczono wymiarowe oraz bezwymiarowe miary punktowe dla pasm częstotliwości wyznaczonych podczas analiz widm amplitudowych. Widma amplitudowe zastosowano do wyznaczenia pasm częstotliwości, w których zmiany parametrów opisujących zjawiska drgań mają związek ze zmianą luzu zaworów w silniku spalinowym. Wykonano demodulację amplitudową sygnałów przyspieszeń i prędkości drgań wykorzystując transformatę Hilberta.

Dla wyznaczenia pasm częstotliwości związanych z pracą zaworów dokonano analizy kinematycznej układów silnika spalinowego oraz przeprowadzono eksperymentalne wyznaczenie częstotliwości odpowiedzi głowicy na pobudzenie jednostkowe, stosując zmodyfikowaną metodę przedstawioną w pracy [3]. Częstotliwości wymuszeń w silniku spalinowym będących wynikiem pracy zaworów rozrządu oblicza się wykorzystując zależność:

$$f_z = k \cdot z_z \cdot n \cdot s \quad (1)$$

gdzie:  $f_z$  – częstotliwość wymuszeń będące wynikiem pracy zaworów,  $k$  – rząd harmonicznej,  $z_z$  – liczba oddzielnie pracujących zaworów,  $n$  – prędkość obrotowa wału korbowego silnika [Hz],  $s$  – współczynnik suwu (dla silników dwusuwowych  $s=1$ , dla silników czterosuwowych  $s=0,5$ ).

Częstotliwości wymuszeń w silniku spalinowym ( $f_{pal}$ ) będące wynikiem cykliczności procesu spalania oblicza się wykorzystując zależność:

$$f_{pal} = k \cdot n \cdot s \quad (2)$$

Wyznaczenie częstotliwości odpowiedzi głowicy na pobudzenie będące wynikiem oddziaływania dynamicznego gazów w cylindrze w trakcie procesu spalania przeprowadzono analizując prędkości narastania ciśnienia w cylindrze.

W trakcie badań przeprowadzono analizę wpływu luzu zaworów na: cepstrum, widma poliharmoniczne, widma z obwiedni sygnałów oraz analizę rzędów.

W dziedzinie amplitud obliczono rozkład gęstości prawdopodobieństwa oraz dystrybuantę amplitud na podstawie przebiegów czasowych sygnałów zarejestrowanych podczas eksperymentu oraz po ich przetworzeniu w trakcie analiz w dziedzinie czasu. Analizowano wpływ luzu zaworów na nachylenie dystrybuanty.

used to take a synchronous addition of vibration signals. It helped remove non-periodic and random components of the signal.

The analysis in the frequency domain was done by preparing the spectrum of vibration signal recorded during:

- the test used for identification of frequency components, which is a result of striking of a valve at the valve socket,
- the test, which was performed in accordance with the diagram shown in Fig. 2 containing the following measurement results:

- a) the speed of the cylinder pressure change,
- b) the acceleration and velocity of vibration in three perpendicular directions.

The dimensional and non-dimensional point parameters were calculated in frequency bands, which were determined in spectrum analysis. The analysis helped to determine the frequency bands, where the changes in vibration signal parameters are related to the changes in valve clearance adaptations.

An amplitude demodulation was performed to detect Hilbert's transform of acceleration and velocity of vibration.

The spectrums were used to obtain the frequency bands, in which parameter changes describing vibration are related to the change of valve clearance.

For determining of frequency band, which is in connection with the function of valves, a kinematic analysis of the engine system and an experimental verification of head-own-vibration were performed with the application of a modified methodology presented in [3].

The frequency of stimulation as a result of valve function was calculated from based on formula:

$$f_z = k \cdot z_z \cdot n \cdot s \quad (1)$$

where:  $f_z$  – stimulation frequency as a result of valve operation,  $k$  – order of harmonic,  $z_z$  – number of separately operating valves,  $n$  – crankshaft revolution [rps=Hz],  $s$  – stroke coefficient (for 2-stroke engines  $s=1$  and for 4-stroke engines  $s=0,5$ ).

Stimulation frequency in the engine ( $f_{pal}$ ) as a result of periodicity of combustion process can be calculated from the formula:

$$f_{pal} = k \cdot n \cdot s \quad (2)$$

Determining of the head response frequency as a result of dynamic combustion effect in the cylinder was performed by the analysis of speed of pressure escalation in the combustion chamber. The influence of the valve clearance on the cepstrum, polyharmonic spectrums, envelope spectrums and the order analysis were analyzed during the research.

The distribution of the density of probability and the amplitude cumulative distribution function were counted in the amplitude domain. These parameters were calculated from the time courses during the test and after their conversion, which took place in the time domain analysis. The influence of the valve clearance on the slope of the cumulative distribution function was taken into consideration.

#### 4.2. Case study of a use of the time-domain analysis history in the assessment of engine valve clearance

The time-domain analysis of the acceleration signals was used to estimate valve clearance adjustment. The analyses

## 4.2. Przykład zastosowania analizy przebiegów czasowych w ocenie luzu zaworów silnika spalinowego

Do oceny stanu regulacji luzu zaworów rozrządu zastosowano m.in. analizę przebiegów czasowych sygnału przyspieszeń drgań. Analiza polegała na ocenie jakościowej tych przebiegów zarejestrowanych przy różnych nastawach luzu zaworów. Na rysunkach 7–9 przedstawiono zmiany wartości amplitud sygnału drgań na tle ciśnienia w cylindrze. Prostokątami zaznaczono przedziały czasowe, w których struktura głowicy badanego silnika była pobudzona do drgań przez uderzenia zaworów o gniazda zaworowe. Prostokąty narysowane linią ciągłą dotyczą zaworów dolotowych, natomiast prostokąty narysowane linią punktową dotyczą zaworów wylotowych.

Na podstawie analizy przebiegów czasowych przedstawionych na rysunkach 7–9 stwierdzono jakościowe zmiany sygnałów przyspieszeń drgań w zależności od zadanego luzu zaworów. Nie stwierdzono możliwości oceny momentu otwarcia zaworów na podstawie sygnału przyspieszeń drgań. Spowodowane to jest faktem, że sumaryczna siła bezwładności układu rozrządu rzutowana na oś cylindra jest zbyt mała w porównaniu z siłą bezwładności głowicy i kadłuba silnika.

## 4.3. Przykład zastosowania analizy widmowej w ocenie luzu zaworów silnika spalinowego

Analizy sygnałów drgań w dziedzinie częstotliwości poprzedzono wyznaczeniem pasm częstotliwości związanych z pracą zaworów. W tym celu dokonano analizy kinematycznej układów silnika spalinowego oraz przeprowadzono eksperymentalne wyznaczenie częstotliwości odpowiedzi głowicy na pobudzenie jednostkowe. Widmo amplitudowe z sygnału odpowiedzi struktury głowicy pokazano na rysunku 10.

Na podstawie analizy zmian amplitud w funkcji częstotliwości (rys. 10) stwierdzono, że oceny pracy zaworów można dokonać w następujących pasmach częstotliwości: 1000–2000 Hz, 2000–3000 Hz, >4500 Hz.

Na rysunkach 11–13 przedstawiono widma amplitudowe prędkości narastania ciśnienia w cylindrze. Prędkość narasta-

based on a quantitative assessment of the time history of acceleration signal, which was recorded for different valve clearance adjustments. Changing of the acceleration amplitude and pressure in the cylinder are shown in Fig. 7–9. The time sections, in which the head structure was stimulated by striking of the valves at the valve sockets, are marked as rectangles. The sections marked by straight line refer to inlet valve and sections marked by a dotted line refer to exhaust valves.

The quantitative modification of amplitude acceleration signal, which depends on different valve clearance adjustment, was detected, as it is shown in Fig. 7–9.

The moment of valve opening, however, was not determined. It was caused by the fact that the total mass of the cam system is much smaller than that of an engine. Consequently, the influence of inertia forces of the cam system on the whole engine can be ignored.

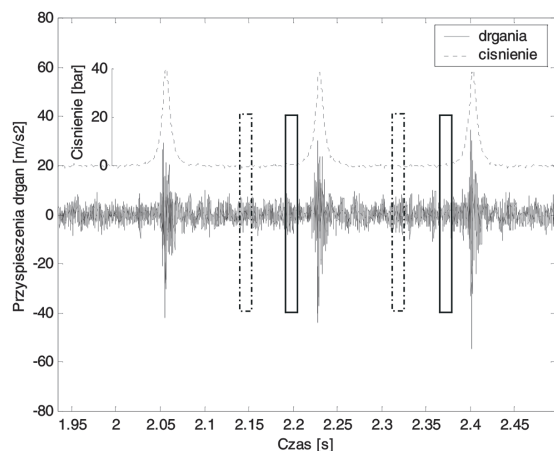
## 4.3. Application of spectrum analysis to assess valve clearance in internal combustion engines – example

The analysis of vibration signals in the frequency domain was preceded by the circumscription of the frequency bands, which are connected with valve operation. For this reason, the kinematic analysis of engine systems and experimental determination of the engine head response frequency for stimulation by Heviside function were done. The spectrum of the head's structure response is shown in figure 10.

The analysis of amplitude changes in frequency function allows the determining of the specific frequency bands, in which valve operation can be evaluated. The frequency bands are: 1000–2000 Hz, 2000–3000 Hz, >4500 Hz.

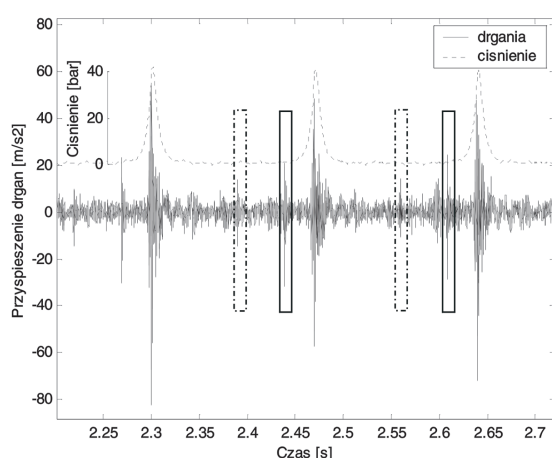
The spectrum analysis of the speed of cylinder pressure escalation was performed. The analysis helped to determine the frequency bands, in which the effect of valve operation (striking of a valve at the valve socket) and the gas-dynamic stimulation in the combustion chamber can be separated.

The Fig. 11, 12 and 13 include the spectrum graphs of speed of cylinder pressure escalation.



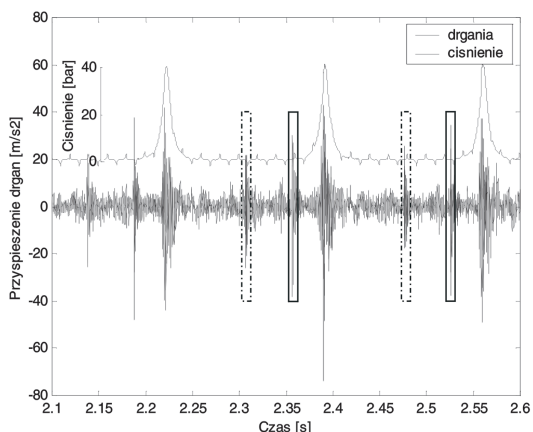
Rys. 7. Przebieg czasowy sygnału drgań w osi Z na tle ciśnienia w cylindrze, luz zaworów 0,3 mm,  $M=3$  Nm,  $n=700$  obr/min

Fig. 7. Time history of acceleration signal in Z dimension with signal of pressure in the cylinder, valve clearance 0.3 mm,  $M=3$  Nm,  $n=700$  rpm



Rys. 8. Przebieg czasowy sygnału drgań w osi Z na tle ciśnienia w cylindrze, luz zaworów 0,5 mm,  $M=3$  Nm,  $n=700$  obr/min

Fig. 8. Time history of acceleration signal in Z dimension with signal of pressure in the cylinder, valve clearance 0.5 mm,  $M=3$  Nm,  $n=700$  rpm



Rys. 9. Przebieg czasowy sygnału drgań w osi Z na tle ciśnienia w cylindrze, luz zaworów 1 mm, M=3 Nm, n=700 obr/min

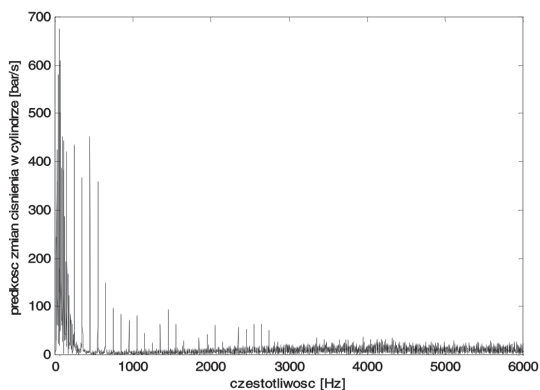
Fig. 9. Time history of acceleration signal in Z dimension with signal of pressure into cylinder, valve clearance 1 mm, M=3 Nm, n=700 rpm

nia ciśnienia jest wykorzystywana m. in. do oceny „twardości” biegu silnika.

Analiza widm amplitudowych prędkości narastania ciśnienia w cylindrze silnika spalinowego umożliwiła określenie pasm częstotliwości, dla których częstotliwości odpowiedzi struktury silnika na pobudzenie mechaniczne od uderzeń zaworu o gniazdo nie pokrywają się z częstotliwościami odpowiedzi struktury na pobudzenie gazodynamiczne będące wynikiem procesu spalania paliwa w cylindrze. Stwierdzono, że do oceny luzu zaworów należy zastosować pasmo 2000–3000 Hz oraz nastawę silnika: prędkość obrotową 700 obr/min, obciążenie: bieg luzem.

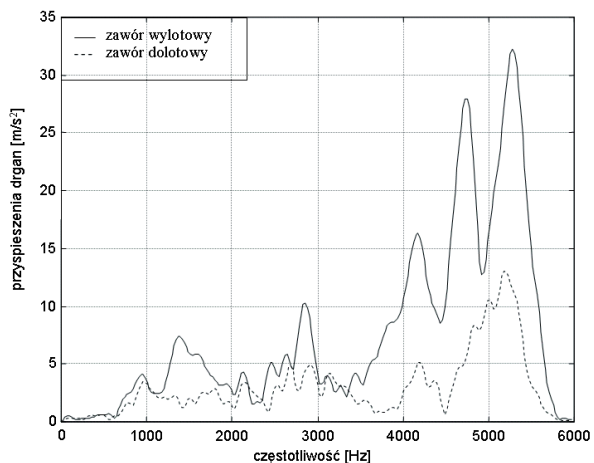
Wyniki obliczonych wartości miar punktowych (wartość skuteczna przyspieszeń drgań) w funkcji luzu zaworowego oraz ich aproksymację linią prostą zaprezentowano na rysunku 13.

Aproksymując miary punktowe (RMS) linią prostą otrzymano zależność  $a_{sk} = 0,7782 \times \text{luz} + 0,3629$  oraz współczynnik determinacji  $R^2 = 0,94$ . Biorąc pod uwagę dynamikę zmian parametrów drgań na poziomie 3 dB można zaadoptować wyznaczony model do zadania odwrotnego tzn. określenia luzu zaworów na podstawie parametrów sygnału drgań filtrowanego w paśmie 2000–3000 Hz.



Rys. 11. Widmo amplitudowe prędkości narastania ciśnienia w cylindrze, wyłączona dawka paliwa

Fig. 11. Spectrum of the cylinder pressure changes rate, no fueling



Rys. 10. Widmo amplitudowe z sygnału odpowiedzi struktury głowicy na pobudzenie impulsowe)

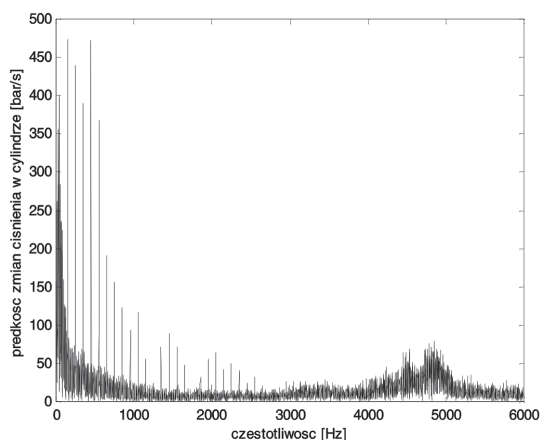
Fig. 10. Spectrum of the cylinder head response of engine head to Heviside stimulation

It was ascertained that the assessment of valve clearance should be performed in a 2000–3000 Hz frequency band and the following engine operating conditions: 700 rpm – without load. The effective value of acceleration was calculated. The calculation results of the valve clearance function were approximated by a straight line and a respective graph is shown in Fig. 14.

As a result of the approximation, the formula of the straight line:  $\text{arms} = 0,7782 \times \text{clearance} + 0,3629$  with the determination coefficient  $R^2 = 0,94$  was made. The calculated straight-line-model has 3-dB resolution and can be used for an inverse task, i.e. to calculate the valve clearance values based on vibratory acceleration signal filtered in the band of 2000-3000 Hz.

### 5. Conclusions

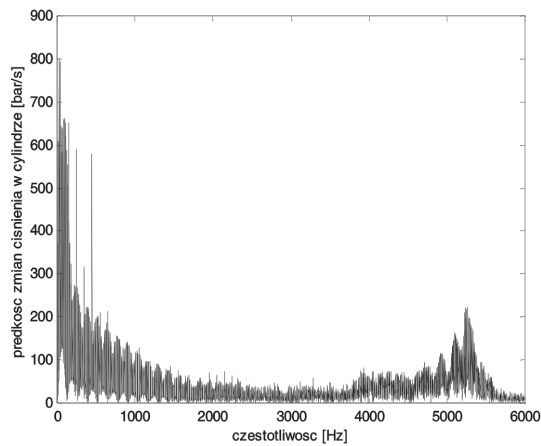
Based on the performed research and respective analyses the authors ascertained that the time history of vibratory acceleration signals can be used to assess valve clearance in internal combustion engines. The qualitative assessment of the clearance can be executed in time and frequency domains.



Rys. 12. Widmo amplitudowe prędkości narastania ciśnienia w cylindrze, prędkość obrotowa: 700 obr/min, obciążenie: bieg luzem

Fig. 12. Spectrum of the cylinder pressure changes rate, low load, M=3 Nm, n=700 rpm





Rys. 13. Widmo amplitudowe prędkości narastania ciśnienia w cylindrze, prędkość obrotowa: 1000 obr/min, obciążenie: 90 Nm

Fig. 13. Spectrum of the cylinder pressure changes rate,  $M=90$  Nm,  $n=1000$  rpm

## 5. PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonych analiz wyników badań eksperymentalnych stwierdzono, że do oceny luzu zaworów w silniku spalinowym można wykorzystać przebiegi czasowe (ocena jakościowa) oraz analizę w dziedzinie częstotliwości. Do oceny ilościowej zastosowano analizę widmową.

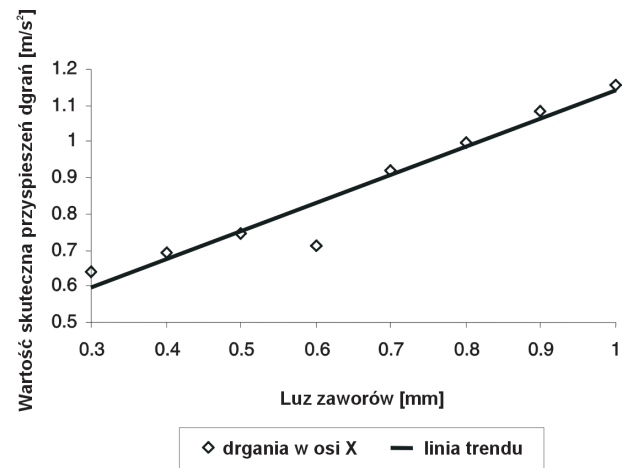
W związku z tym określono pasmo analizy częstotliwościowej 2000–3000 Hz, które pozwala odseparować pobudzenie mechaniczne od gazodynamicznego. Opracowanie procedury oceny luzu zaworów w oparciu o parametry sygnału drganiowego wymaga dalszych prac badawczych.

Artykuł recenzowany

## Literatura/Bibliography

- [1] Cempel C., Tomaszewski F.: Materiały z badań. Praca zbiorowa, 1989–1993.
- [2] Cempel C.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT, Warszawa 1982.
- [3] Matzke W.: Konstrukcja rozrządu silników szybkoobrotowych. WKiŁ, Warszawa 1974.
- [4] Szymański G.: Ocena stanu regulacji zaworów silnika spalinowego za pomocą sygnału drganiowego. Praca magisterska. Politechnika Poznańska, Poznań 2000.
- [5] Tomaszewski F., Szymański G.: Wpływ luzu zaworów silnika spalinowego na dyskryminanty bezwymiarowe sygnału drganiowego. IX Kongres Eksploatacji Urządzeń Technicznych. Krynica, 25–28 września 2001. Problemy Eksploatacji, nr 4/2001, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji w Radomiu.
- [6] Tomaszewski F., Szymański G.: Wpływ wielkości silnika spalinowego na charakter sygnału drganiowego. Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej, Seria Maszyny Robocze i Pojazdy, Nr 53/2001.
- [7] Tomaszewski F.: Zastosowanie procesów wibroakustycznych do oceny stanu technicznego silnika spalinowego lokomotywy. Praca doktorska. Politechnika Poznańska, Poznań 1987.
- [8] Tomaszewski F.: Zagadnienia wyznaczania stanu technicznego złożonego obiektu mechanicznego za pomocą sygnału wibroakustycznego. Politechnika Poznańska, Seria Rozprawy nr 337/1998.

\*\*\* Dr hab. inż. Franciszek Tomaszewski – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.  
Mr Franciszek Tomaszewski D.Sc., Ph.D., M.E. – Professor in the Faculty of Working Machines and Transport at Poznan University of Technology.



Rys. 14. Wpływ luzu zaworów na skuteczną wartość przyspieszeń drgań w paśmie 2000–3000 Hz, prędkość obrotowa: 700 obr/min, obciążenie: bieg luzem

Fig. 14. Influence of valve clearance on effective value of acceleration in frequency band 2000–3000 Hz,  $M=3$  Nm,  $n=700$  rpm

The spectral analysis was used in the quantitative assessment of the clearance. In fact the specific frequency band (2000–3000 Hz) was qualified. It helped to separate the mechanic stimulation (striking of a valve at a valve socket) and the gas-dynamic stimulation from combustion gases.

The development of a procedure of the valve clearance assessment, which is based on the vibration signal, still needs research.

\* Mgr inż. Bartosz Czechyra – Doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.  
Mr Bartosz Czechyra M.E. – Postgraduate in the Faculty of Working Machines and Transport at Poznan University of Technology.



\*\* Mgr inż. Grzegorz M. Szymański – Doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.  
Mr Grzegorz M. Szymański M.E. – Postgraduate in the Faculty of Working Machines and Transport at Poznan University of Technology.

