

## ANALYSIS OF HEAD VIBRATION IN THE DUAL-FUEL DIESEL ENGINE

**Andrzej Różycki**

Radom Technical University  
ul. B.Chrobrego 45, 26-600 Radom, Poland  
tel.: +48 48 361764, fax: +48 48 3617644  
e-mail:andrzej.rozycki@pr.radom.pl

### **Abstract**

The article presents some results of initial research, which are supposed to check the possibility of the application of the typical knock sensor, which is normally used to the spark ignition engine to detect the knock. The comparative analysis of the signals of head vibration and pulse pressure in the cylinder shows a huge similarity of both signals during the combustion stage. The head vibrations, with huge amplitude and frequency similar to the frequency occurring during the combustion, occur during the remaining time of the work cycle. This vibration appears during the valve overlap and during the closing of the inlet valve. It also occurs at the huge load during the opening of the injector. The vibrations may be the result of the strike caused by the closing valve in the valve seat and also by the flow phenomenon: the air in the valve and the fuel in the injector nozzle. The example of the piston damage due with knock combustion, the schema of the dynamometric engine test stand, example runs of pressure changes in cylinder and in the injection pipe, lift variations of nozzle needle, signal from knock sensor, course vibrations of engine head, spectral analysis of engine head engine head and the value of maximum amplitudes vibrations of engine head are presented in paper.

**Keywords:** combustion engines, alternative fuels, fuel systems, knock combustion, vibrations analysis

## ANALIZA DRGAŃ GŁOWICY SILNIKA WYSOKOPRĘŻNEGO ZASILANEGO DWUPALIOWO

### **Streszczenie**

W artykule opisano wyniki badań wstępnych, mających na celu scharakteryzowanie właściwości drgań głowicy silnika wysokoprężnego zasilanego dwupaliowo. Analiza zarejestrowanych wyników pozwoliła na określenie częstotliwości drgań powstających w trakcie całego cyklu roboczego silnika. Drgania te pojawiają się podczas otwierania i zamykania zaworów, wpływu paliwa z wtryskiwacza oraz w czasie trwania procesu spalania. Jednoczesna rejestracja drgań głowicy, ciśnienia w cylindrze i wzniosu iglicy wtryskiwacza umożliwiła analizę drgań głowicy występujących w okresie spalania. Wyniki analizy pokazały, że zwiększanie udziału w mieszance palnej paliwa gazowego prowadzi do wzrostu intensywności spalania stukowego mogącego uszkodzić silnik. Dlatego też podjęta została próba ustalenie granicy, do której można zwiększać udział paliwa gazowego w mieszance, który nie spowoduje nadmiernego wzrostu liczby cykli ze spalaniem stukowym. W artykule przedstawiono przykład uszkodzenia tłoka spowodowanego spalaniem stukowym, schemat dynamometrycznego stanowiska badawczego, przykładowe przebieg zmian ciśnienia w cylindrze i w przewodzie wtryskowym, zmian wzniosu iglicy wtryskiwacza, sygnału z czujnika stuku, przebieg drgań głowicy, analizę widmową drgań głowicy oraz wartości maksymalnych amplitud drgań głowicy.

**Słowa kluczowe:** silniki spalinowe, paliwa alternatywne, zasilanie paliwem, spalanie stukowe, analiza drgań

## 1. Wstęp

Zmniejszające się zasoby ropy naftowej oraz coraz bardziej restrykcyjne normy związane z ochroną środowiska powodują, że rozwój silników spalinowych jest ukierunkowany na dostosowywanie ich konstrukcji do zasilania paliwami alternatywnymi. Wśród różnego typu paliw alternatywnych coraz większego znaczenia nabierają paliwa gazowe LPG (liquefied petroleum gas) i CNG (compressed natural gas). Ze względu na zbliżone właściwości fizykochemiczne paliw gazowych do benzyny zasilanie tymi paliwami silników o ZI nie stwarza większych problemów. W chwili obecnej szeroko stosowane są już instalacje pozwalające zasilać silniki o ZI paliwem gazowym LPG. Powstaje również coraz więcej rozwiązań dostosowujących silnik o ZI do zasilania paliwem CNG.

Znacznie większe trudności występują przy zasilaniu paliwami gazowymi silników o ZS. Ze względu na duże stopnie sprężania zasilanie silnika o ZS czystym paliwem gazowym jest niemożliwe ze względu na spalanie stukowe, które prowadzi do uszkodzenia silnika. Od dawna znane są rozwiązania, które umożliwiają zasilanie silnika o ZS paliwami gazowymi. Polegają one na zainicjowaniu procesu spalania dawką pilotującą w atmosferze powietrza i paliwa gazowego. Z dotychczasowych badań nad tym sposobem zasilania wynika, że w miarę wzrostu obciążenia, udział paliwa gazowego w mieszance paliwowo-powietrznej powinien się zmniejszać, ponieważ zbyt duży jego udział powoduje pojawianie się w kolejnych cyklach pracy spalania stukowego. Wyeliminowanie tego zjawiska może być realizowane przez zwiększanie udziału w mieszance oleju napędowego lub opóźnianie początku wtrysku dawki oleju napędowego inicjującej proces spalania.

Omawiane zjawisko stuku było główną przyczyną zmniejszenia trwałości silnika o ZS zasilanego olejem napędowym i LPG. Prace nad tego typu zasilaniem prowadzone były w Zakładzie Silników Spalinowych i Pojazdów Politechniki Radomskiej. Na rysunku 1 przedstawiono uszkodzenia tłoka spowodowane spalaniem stukowym [1].



Rys. 1. Uszkodzenia tłoka spowodowane spalaniem stukowym [1]  
Fig. 1. Piston damage caused by knock combustion [1]

Podobne uszkodzenia tłoka związane ze spalaniem stukowym przedstawiono w pracy [2].

Z powyższych rozważań wynika, że zjawiskiem, które powinno być wykorzystane do sterowania pracą silnika zasilanego dwupaliwowo jest spalanie stukowe. Cechą charakterystyczną tego typu spalania są silne pulsacje ciśnienia w cylindrze w czasie suwu pracy. Wielkościami, którymi można opisać te pulsacje są: częstotliwość, intensywność oraz gęstość widmowa [3].

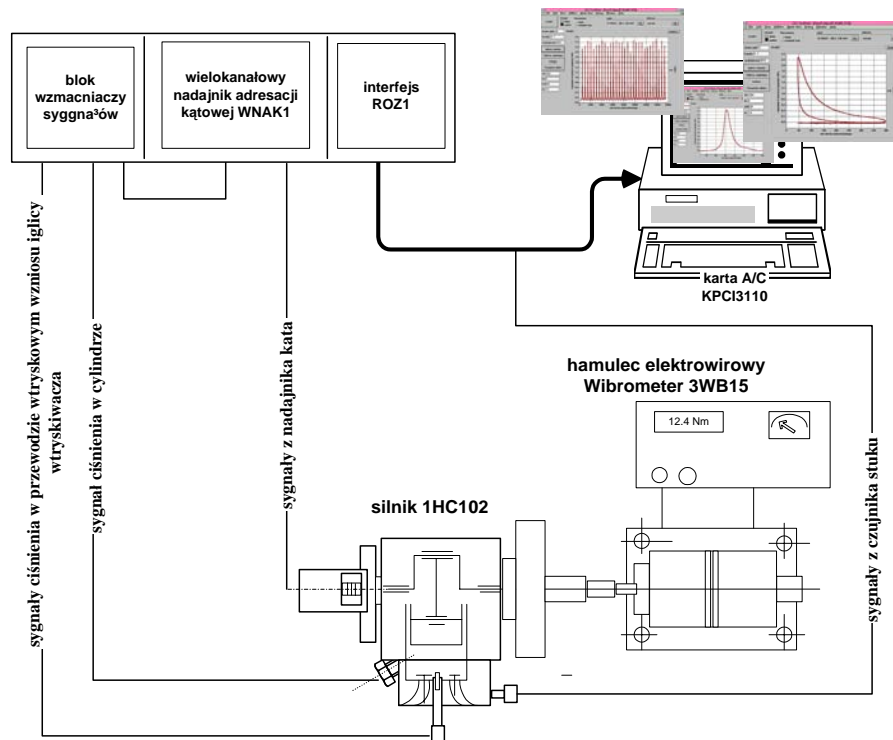
W niniejszej pracy przedstawiono analizę wyników uzyskanych podczas badań jednocylindrowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego dwupaliwowo. Analiza była przeprowadzana w wybranych punktach charakterystyk obciążeniowych sporządzanych dla dwóch prędkości obrotowych i dwóch kątów początku wtrysku dawki pilotującej oleju napędowego. Wartości ww. parametrów regulacyjnych silnika były dobrane w sposób

pozwalający analizowanie widma drgań głowicy w warunkach pracy silnika znacznie różniących się od siebie. Pierwsze punkty charakterystyk obciążeniowych sporządzone były przy zasilaniu silnika wyłącznie dawką pilotującą, umożliwiającą osiąganie przez silnik takich samych obciążeń. Kolejne punkty charakterystyki obciążeniowej uzyskiwano poprzez zwiększanie w mieszance udziału paliwa gazowego aż do wystąpienia spalania stukowego.

Celem badań było określenie wartości częstotliwości i amplitud drgań głowicy w wybranych punktach pracy silnika. Wyniki końcowe przeprowadzonych analiz wskazują na występowanie w okresie spalania częstotliwości drgań głowicy zawierającej się w granicach od 7 kHz – 8 kHz niezależnie od rodzaju spalania. Wielkością, która zmienia się wyraźnie przy pojawianiu się spalania stukowego jest amplituda drgań. Biorąc pod uwagę fakt, że zjawisko spalania stukowego wywoływane było przez zwiększanie udziału paliwa gazowego w mieszance, amplituda drgań głowicy o częstotliwości 7 kHz – 8 kHz może być do kontroli składu mieszanki wykorzystywana.

## 2. Stanowisko pomiarowe

Badania przeprowadzono na stanowisku hamulcowym, wyposażonym w badawczy silnik wysokoprężny 1HC102 i hamulec elektrowirowy Vibrometer 3WB15. Silnik wyposażony był w tradycyjny układ zasilania (pompa rządowa, wtryskiwacz jednootworowy) oraz w typowy układ zasilania gazem LPG firmy LOVATO. Do pomiaru parametrów szybkozmiennych użyto systemu pomiarowego, opisanego w [4], wyposażonego w kartę przetwornika analogowo-cyfrowego KPCI 3110 o szybkości próbkowania równej 1,25 MHz firmy Keythley oraz w następujące tory pomiarowe: ciśnienia w cylindrze silnika z piezokwarcowym czujnikiem 8Qp500c firmy AVL, ciśnienia w przewodzie wtryskowym z piezokwarcowym czujnikiem QL61B firmy AVL, wzniosu iglicy wtryskiwacza z czujnikiem CL80 firmy ZEPWN Marki oraz toru pomiarowego drgań głowicy z czujnikiem DR 190 8092-2F firmy OPEL. Schemat stanowiska pomiarowego przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Schemat stanowiska pomiarowego  
Fig. 2. Schema of the test stand

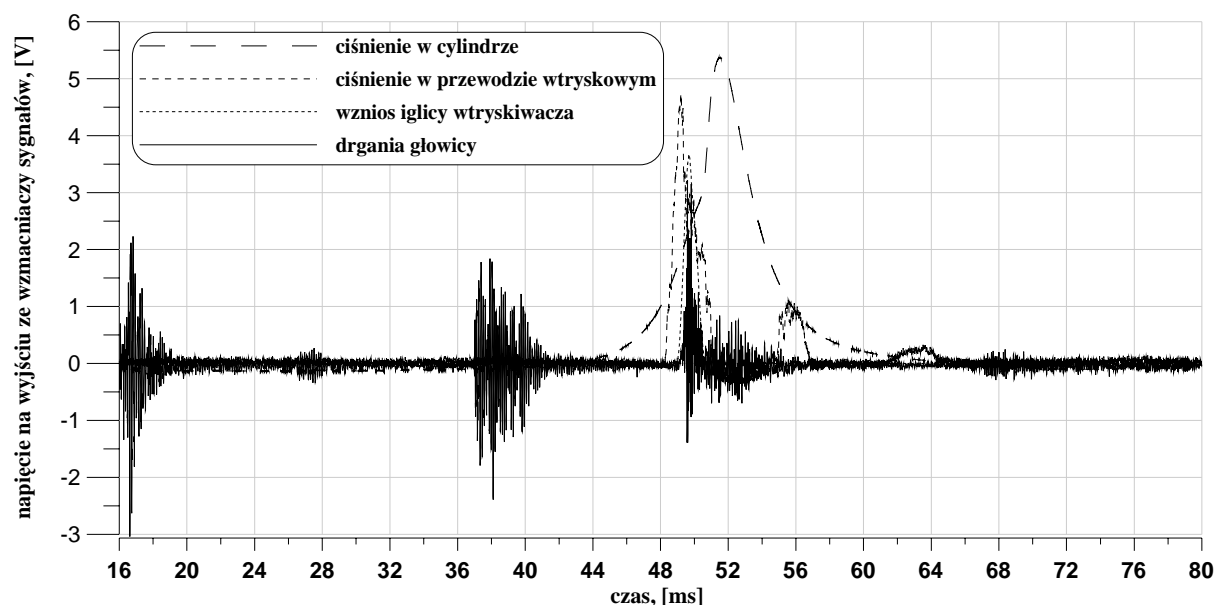
### 3. Przebieg badań

Badania stanowiskowe silnika wyposażonego w układ zasilania dwupaliwowego umożliwiły:

- określenie właściwości widma drgań głowicy silnika w pełnym cyklu roboczym;
- opracowanie metody wyznaczania granicznego obciążenia silnika, powyżej którego zwiększa się ilość cykli ze spalaniem stukowym.

Polegały one na jednoczesnych pomiarach ciśnienia w cylindrze, ciśnienia w przewodzie wtryskowym, wzniosu iglicy wtryskiwacza oraz drgań głowicy. Częstotliwość rejestracji wynosiła 200 kHz. Czas cyklu pomiarowego wynosił 1s.

Badania porównawcze przeprowadzono w wybranych punktach czterech charakterystyk obciążeniowych, sporządzonych dla kątów początku dawki pilotującej wynoszących  $20^{\circ}\text{OWK}$  i  $30^{\circ}\text{OWK}$  przed GMP i dla prędkości obrotowych silnika 1200 obr/min i 1800 obr/min. Parametry te obejmują zakres pracy silnika, w którym osiąga on największy moment obrotowy. Dawka inicjująca oleju napędowego umożliwiała osiąganie przez silnik momentu obrotowego wynoszącego 20 Nm. Dalsze zwiększanie momentu obrotowego silnika aż do wystąpienia wyraźnie słyszalnego zjawiska spalania stukowego, odbywało się poprzez wzrost udziału paliwa gazowego w mieszance. Zarejestrowane w trakcie pomiarów wielkości posłużyły do określenia wartości podstawowych parametrów drgań głowicy (częstotliwości, amplitudy) i faz cyklu pracy, w których one występują.



Rys. 3. Przykładowy przebieg zmian ciśnienia w cylindrze, ciśnienia w przewodzie wtryskowym, zmian wzniosu wtryskiwacza i sygnału z czujnika stuku obejmujące pełny cykl roboczy silnika spalinowego pracującego pod obciążeniem 20 Nm i z prędkością obrotową 1800 obr/min. Kąt początku wtrysku oleju napędowego  $20^{\circ}\text{ OWK}$  przed GMP

Fig. 3. An exemplary course of: pressure in the cylinder and in the injection pipe, injector needle lift changes as well as signal from knock sensor during the whole work cycle of a combustion engine working under the load of 20 Nm and with the engine speed of 1800 rpm.  $20^{\circ}\text{ CA BTDC}$  beginning angle of diesel oil injection

### 4. Wyniki analiz drgań głowicy i oscylacji ciśnienia w cylindrze

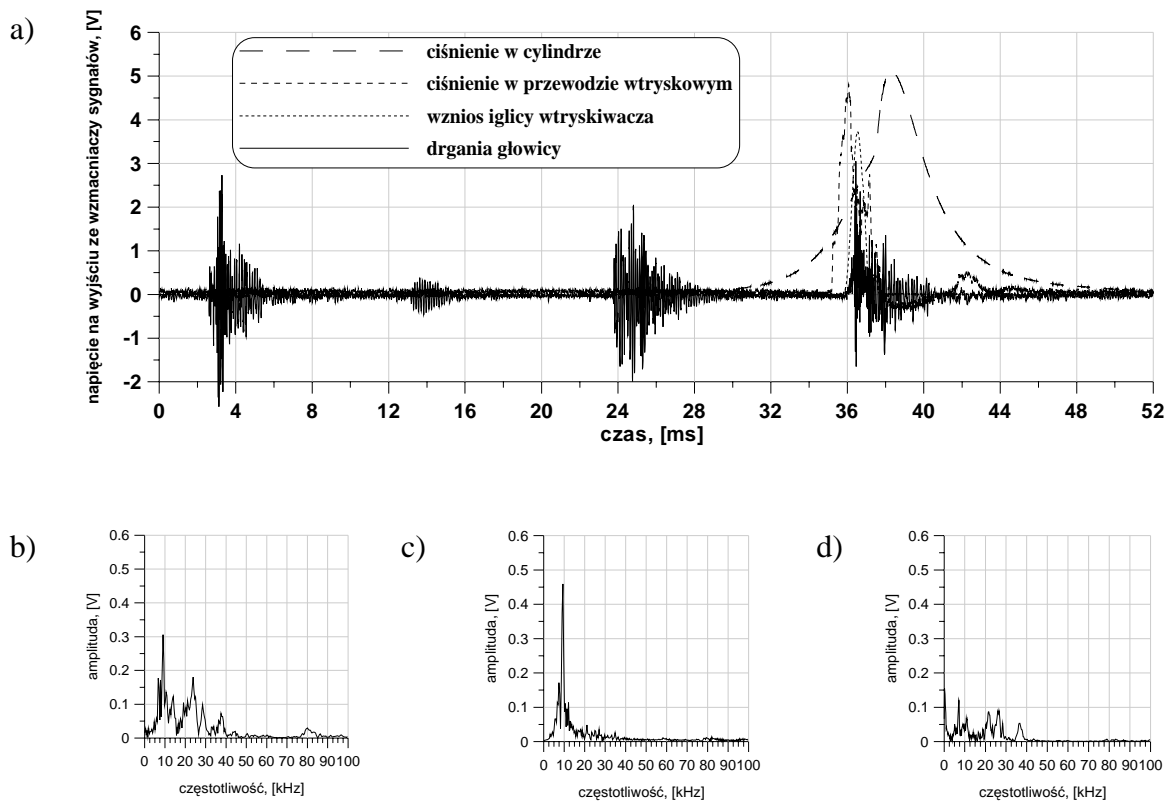
Na rys.3. przedstawiono wykresy zarejestrowanych w pojedynczym cyklu pracy: zmiany ciśnienia w cylindrze, zmiany ciśnienia w przewodzie wtryskowym, wzniosy iglicy wtryskiwacza i drgania głowicy. Z wykresu przedstawiającego przebieg drgań głowicy można

wyodrębnić przedziały czasowe: 16-20 ms, 36-42 ms i 49-56 ms, w których amplituda drgań wyraźnie wzrasta.

Wyraźne zwiększenie poziomu drgań głowicy pojawiające się zakresach: 16-20 ms, 36-42 ms jest spowodowane zjawiskami występującymi w okresach: przekrycia zaworów i zamykania zaworu dolotowego. Drgania widoczne w zakresie 49-56 ms spowodowane są procesem wtrysku paliwa i pulsacjami ciśnienia w cylindrze w okresie spalania.

#### 4.1. Analiza widmowa drgań głowicy

Dokładną analizę zarejestrowanych sygnałów opisano w [5]. Procedura obliczania właściwości drgań głowicy polegała na obliczaniu, przy pomocy szybkiej transformaty Fouriera FFT częstotliwości i amplitudy pulsacji występujących w czasie zamykania zaworów dolotowego i wylotowego oraz w okresie od początku wtrysku do połowy suwu pracy. Wykresy przedstawiające te analizy zamieszczono na rysunku 4. Wykresy na rysunkach 5 i 6 przedstawiają analizy obejmujące tylko przedział czasowy obejmujący fazę wtrysku paliwa do cylindra i okres początku spalania.



Rys. 4. Wykresy przedstawiające zarejestrowane przy prędkości obrotowej silnika 1800 obr/min i obciążeniu 20 Nm: a) zmiany ciśnienia w cylindrze, zmiany ciśnienia w przewodzie wtryskowym, przebieg wzniosu iglicy wtryskiwacza i drżania głowicy; oraz analizę widmową drgań głowicy: b) w zakresie 3 - 4 ms – okres przekrycia zaworów, c) w zakresie 24 - 25 ms – okres zamknięcia zaworu wylotowego, d) w zakresie 36 - 40 ms – okres wtrysku i spalania

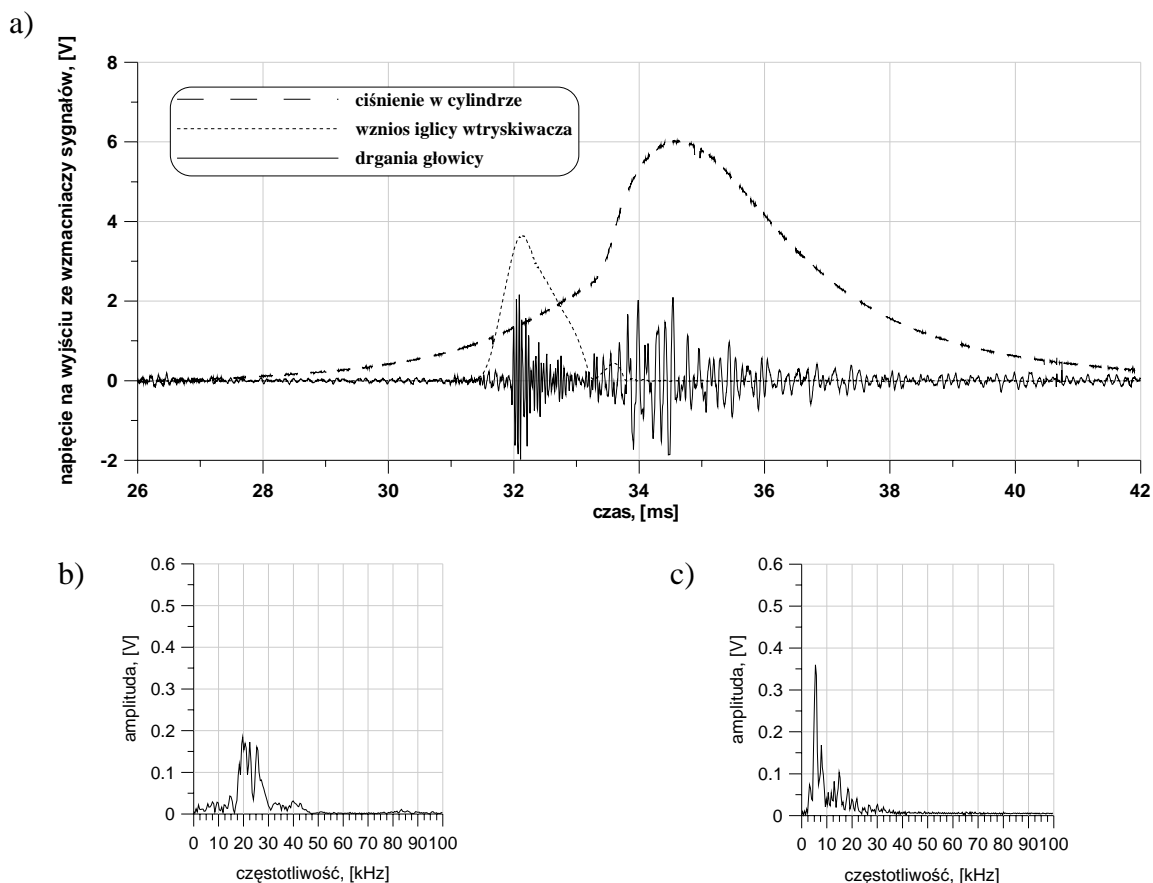
Fig. 4. Diagrams registered at the engine speed of 1800 rpm and under the load of 20 Nm displaying: a) pressure changes in the cylinder and in the injection pipe, injector needle lift changes as well as cylinder head vibrations and cylinder head spectroscopic analysis: b) in the range of 3 - 4 ms – valve overlap period, c) in the range of 24 - 25 ms – closing exhaust valve period, d) in the range of 36 - 40 ms – injection and combustion period

Wnioski, jakie można wysnuć z analizy ww. wykresów są następujące:

- istnieją dwie charakterystyczne częstotliwości drgań głowicy w okresie jednego cyklu roboczego, które zawierają się w granicach 7-8 kHz i 20-30 kHz (rys. 5);
- częstotliwość drgań głowicy odpowiadająca zakresowi 7-8 kHz jest częstotliwością dominującą w okresie spalania (rys. 4 i rys. 5);
- następuje gwałtowny wzrost amplitudy drgań głowicy o częstotliwości 7-8kHz odpowiadającej okresowi spalania w chwili pojawiania się spalania stukowego (rys.6).

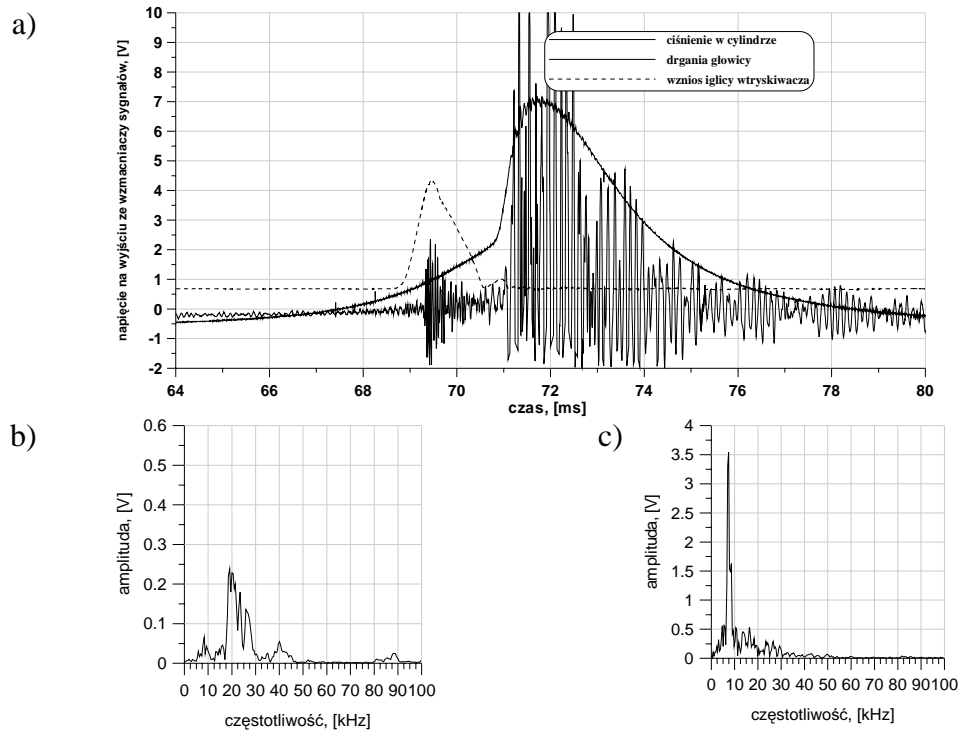
Z powyżej sformułowanych wniosków wynika, że w przypadku silnika o zapłonie samoczynnym analiza sygnału z czujnika stuku powinna się ograniczać tylko do okresu spalania.

Z powyższych wykresów wynika również, że sygnał z czujnika stuku jest dobrze skorelowany z pulsacjami ciśnienia w cylindrze. Charakterystyczną cechą tego sygnału jest występowanie zjawiska wygaszania drgań w fazie pomiędzy końcem wtrysku a początkiem spalania. Wynika z tego, że za pomocą czujnika stuku będzie można również rozpoznawać początek spalania. Podobne wnioski uzyskano w [6].



Rys. 5. Wykresy przedstawiające zarejestrowane przy prędkości obrotowej silnika 1800 obr/min i obciążeniu 40 Nm: a) zmiany ciśnienia w cylindrze, przebieg wzniosu iglicy wtryskiwacza i drgania głowicy; oraz analizę widmową drgań głowicy: b) w zakresie 32 - 33 ms –okres wtrysku paliwa, c) w zakresie 33 - 35 ms –faza początkowa spalania

Fig. 5. Diagrams registered at the engine speed of 1800 rpm and under the load of 40 Nm displaying: a) pressure changes in the cylinder, injector needle lift changes as well as cylinder head vibrations and cylinder head spectroscopic analysis: b) in the range of 32 - 33 ms – fuel injection period, c) in the range of 33 - 35 ms – initial phase of combustion



Rys. 6. Wykresy przedstawiające zarejestrowane przy prędkości obrotowej silnika 1800 obr/min i obciążeniu, przy którym występuje zjawisko stuku: a) zmiany ciśnienia w cylindrze, zmiany ciśnienia w przewodzie wtryskowym, przebieg wzniosu iglicy wtryskiwacza i drżania głowicy; oraz analizę widmową drgań głowicy: b) w zakresie 69 - 71 ms –okres wtrysku paliwa, c) w zakresie 71 - 73 ms – faza początkowa spalania

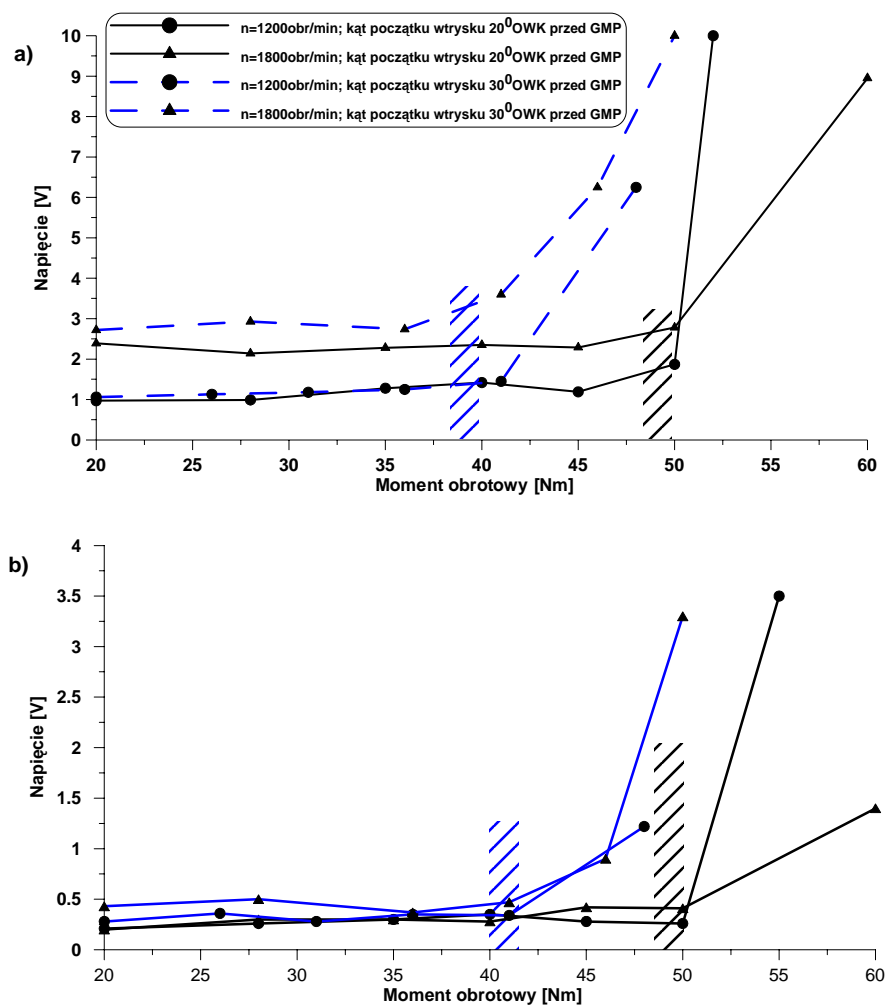
Fig 6. Diagrams registered at the engine speed of 1800 rpm and under the load when knock occurs displaying: a) pressure changes in the cylinder and in the injection pipe, injector needle lift changes as well as cylinder head vibrations and cylinder head spectroscopic analysis: b) in the range of 69 - 71 ms – fuel injection period, c) in the range of 71 - 73 ms – initial phase of combustion

#### 4.2. Graniczny udział paliwa gazowego w mieszance

Wyniki przeprowadzonych badań wykorzystano ponadto do określenia granicznego udziału paliwa gazowego w mieszance. W tym celu dla każdego punktu charakterystyki obciążeniowej wyznaczano maksymalną amplitudę drgań głowicy oraz maksymalną amplitudę drgań głowicy o częstotliwości zawartej w zakresie 7 - 8kHz. Analizie poddawany był cały cykl pomiarowy trwający 1s. Wyniki obliczeń w postaci zależności zarejestrowanego napięcia, które jest proporcjonalne do mierzonych wielkości, przedstawiono na rys.7. Wynika z nich, że maksymalne amplitudy, obliczane w okresach spalania, utrzymują się na stałym poziomie do obciążenia wynoszącego około 40Nm dla kąta początku wtrysku dawki pilotującej wynoszącego 30° OWK i 50Nm dla kąta 20° OWK niezależnie od prędkości obrotowej silnika.

Następnie po przekroczeniu tych wartości gwałtownie wzrastają. Związane jest to z nasileniem się zjawiska stuku w cylindrze.

Opisane w tym podrozdziale analizy drgań głowicy przeprowadzone w wybranych punktach czterech charakterystyk obciążeniowych wykazały, że możliwe jest określenie limitu udziału paliwa gazowego w mieszance silnika wysokoprężnego zasilanego dwupaliwowo, powyżej którego intensywność stuku gwałtownie wzrasta. W kolejnych etapach pracy nad tego typu silnikiem przewidywana jest zmiana układu zasilania, polegająca na zastosowaniu układu Common Rail, który powinien umożliwić płynną regulację udziałów oleju napędowego i paliwa gazowego w mieszance oraz regulację kąta początku wtrysku dawki inicjującej oleju napędowego.



Rys. 7. Zależność: a) wartości maksymalnych amplitud drgań głowicy, b) wartości maksymalnych amplitud drgań głowicy o częstotliwości 7-8kHz, od obciążenia silnika dla kątów początku wtrysku dawki inicjującej 20°OWK i 30°OWK oraz prędkości obrotowych 1200 obr/min i 1800 obr/min

Fig. 7. Dependence: a) maximum head vibration amplitude valve. b) maximum head vibration amplitude valve with 7-8kHz frequency on the engine load for the beginning angle of the initiation dose injection 20°BTDC and 30°BTDC as well as rotary speed of 1200 rpm and 1800 rpm

## 5. Wnioski

Z przeprowadzonych badań wstępnych silnika spalinowego o ZS zasilanego standardowo i mieszaniną oleju napędowego-paliwa gazowego-powietrza wynika, że:

- w czasie jednego cyklu roboczego silnika występują trzy przedziały czasowe (faza przekrycia zaworów, faza zamykania zaworu dolotowego i faza wtrysku i spalania), w których częstotliwości i amplitudy drgań głowicy mają te same wartości,
- częstotliwości charakterystyczne w poszczególnych fazach przyjmują wartości około 7 - 8kHz (częstotliwość związana ze spalaniem stukowym) i 20 - 40kHz (częstotliwości związane z procesem wtrysku paliwa i procesami wymiany ładunku),
- ze względu na stosunkowo duże amplitudy drgań we wszystkich charakterystycznych fazach czujnik stuku generuje sygnały wskazujące na występowanie spalania stukowego w całym zakresie pracy silnika,



- możliwe jest określenie granicznego obciążenia silnika zasilanego dwupaliwowo, powyżej którego intensywność występowania spalania stukowego gwałtownie wzrasta.

## Literatura

- [1] Luft, S., *Dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym zasilany mieszaniną gazów propan-butan (LPG) i olejem napędowym*. Politechnika Radomska, Wydawnictwo (2002).
- [2] Schelling, H., Freier, R., Geisselbrecht, M., *Measurement of Various Influencing Factors on Piston Load During Knocking Combustion*. Technical Information. MAHLE GMBH, Stuttgart.
- [3] Kowalewicz, A., *Wybrane zagadnienia samochodowych silników spalinowych*. Wyższa Szkoła Inżynierska, Wydawnictwo, Radom 1996.
- [4] Różycki, A., *Niepowtarzalność kolejnych cykli pracy silnika o zapłonie iskrowym zasilanego ubogimi mieszankami*. Politechnika Radomska, Wydawnictwo (2002).
- [5] Różycki, A., *Drgania głowicy silnika wysokoprężnego zasilanego dwupaliwowo*. Archiwum Motoryzacji, Wydawnictwo Naukowe PTNM, Nr 4, Radom 2005.
- [6] Jargenstedt, M., *Detecting Start of Combustion using Knock Sensor Signals*. Examensarbete utfört Fordonssystem vid Tekniska Hogskolan i Linkoping. ISSN LiTH-ISY-EX-3035 (2000).

