

IDENTIFICATION METHOD OF KNOCK COMBUSTION IN TWO-FUEL COMBUSTION IGNITION ENGINE

Andrzej Różycki

Radom Technical University
Institute of Maintenance of Vehicles and Machines
Al. Chrobrego 45, 26-600 Radom, Poland
tel.: +48 48 3617662, fax: +48 48 3617644
e-mail: andrzej.rozycki@pr.radom.pl

Abstract

The article presents the research method by the use of which the identification of gas fuel limit participation in the charge delivered to the cylinder would be possible. The research, on the basis of which the criterion has been worked out, was carried on one-cylinder combustion ignition engine. The results of the research proved that too big gas fuel participation leads to the rise of the knock combustion phenomenon. This phenomenon strongly affects the head vibrations causing the rapid growth of the vibration amplitude during the combustion period. The results of the research as well as their further analysis showed that a high correlation of the head vibration amplitude with the variables of pressure during the knock combustion occur regardless of the applied power system. Performed research of bi-fuel CI engine affirmed the possibility of occurrence of the knock combustion. Awareness of this is so much essential, that with conventional engine fueling the knock combustion does not exist. In accordance with above, essential was the selection of research method, which allows the analysis of this occurrence. From considerations carried out in the article, results that: the utilization of the measurements of the head vibrations is possible for identifying the knock combustion in CI bi-fuel engine, most convenient for the identification is the use the amplitude values of the head vibrations occurring in the combustion period, the correlation coefficient of maximum amplitudes of the pressure pulsation and maximum amplitudes of the head vibrations was equal to 0.99, the change of the fueling system from the standard one to the common rail system does not change correlation between the amplitudes of the pressure pulsation in engine cylinder and the head vibrations.

Keywords: knock combustion, dual fueling of CI engine, alternative fuel, head vibration

METODA IDENTYFIKACJI SPALANIA STUKOWEGO W DWUPALIWOWYM SILNIKU O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

Streszczenie

W artykule opisano metodę badawczą przy pomocy, której możliwe będzie zdefiniowanie granicznego udziału paliwa gazowego w ładunku dostarczanym do cylindra. Badania na podstawie, których opracowano kryterium zostały przeprowadzone na jednocyndrowym silniku o zapłonie samoczynnym. Wyniki badań wykazały, że zbyt duży udział paliwa gazowego prowadzi do powstawania w procesie roboczym silnika zjawiska spalania stukowego. Zjawisko to silnie oddziałuje na drgania głowicy, powodując gwałtowny wzrost amplitudy drgań w okresie spalania. Wyniki badań i ich dalsza analiza wykazały wysoką korelację amplitudy drgań głowicy z pulsacjami ciśnienia w czasie spalania stukowego niezależnie od zastosowanego układu zasilania. Przeprowadzone badania silnika o ZS zasilanego dwupaliwowo potwierdziły możliwość występowania zjawiska spalania stukowego. Spostrzeżenie to jest na tyle istotne, że przy konwencjonalnym sposobie zasilania silnika o zapłonie samoczynnym spalanie stukowe nie występuje. W związku z powyższym istotne było wytypowanie metody badawczej umożliwiającej analizę tego zjawiska. Z przeprowadzonych w powyższym artykule rozważań wynika, że: możliwe jest wykorzystanie pomiarów drgań głowicy do identyfikowania spalania stukowego w dwupaliwowym silniku o ZS, do identyfikacji najwygodniej jest wykorzystać wartości amplitudy drgań głowicy występujące w okresie spalania, współczynnik korelacji maksymalnych amplitud pulsacji ciśnienia i maksymalnych amplitud drgań głowicy był równy 0,99, zmiana układu zasilania ze standardowego na common rail nie zmienia korelacji pomiędzy amplitudami pulsacji ciśnienia w cylindrze a drganiami głowicy.

Słowa kluczowe: spalanie stukowe, silnik o zapłonie samoczynnym, amplituda drgań głowicy, paliwo gazowe

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 różnych rodzajów 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 może doprowadzić 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 w mieszance udziału 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 [1].

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

Z powyższych rozważań wynika, że ten typ spalania powinien być uwzględniony w procesie dostosowania silnika o zapłonie samoczynnym do zasilania dwupaliwowego. W pierwszej kolejności należy opracować metodę identyfikacji występowania spalania stukowego w czasie spalania ładunku składającego się z par: oleju napędowego i paliwa gazowego.

Wielkościami, którymi można opisać te pulsacje są: częstotliwość, intensywność oraz gęstość widmowa [3]. W związku z powyższym, do rozpoznania podstawowych właściwości mogących mieć praktyczne zastosowanie w procesie sterowania silnikiem, zastosowano jednocześnie pomiary zmian ciśnienia w cylindrze silnika oraz pomiary drgań głowicy.

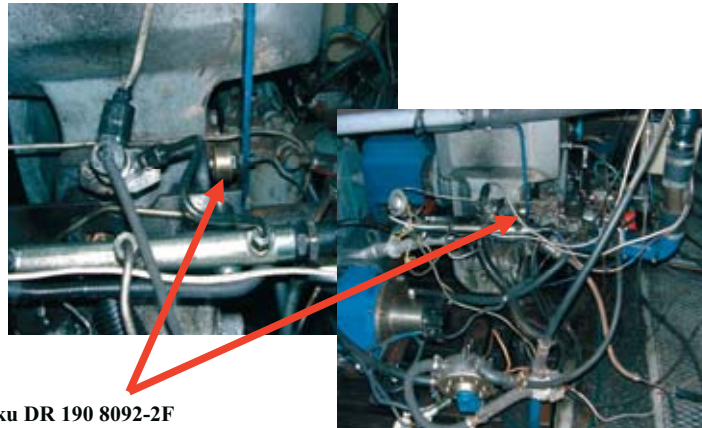
2. Stanowisko pomiarowe

Badania przeprowadzono na stanowisku hamulcowym, wyposażonym w badawczy silnik wysokoprężny 1HC102 i hamulec elektrowirowy Wibrometer 3WB15. W pierwszym etapie badań silnik wyposażony był w tradycyjny układ zasilania (pompa rzędowa, wtryskiwacz jednootworkowy) oraz w typowy układ zasilania gazem LPG firmy LOVATO. W drugim etapie silnik wyposażono w wysokociśnieniowy układ wtryskowy typu common rail oraz we wtryskowy układ zasilania gazem LPG. Do pomiaru parametrów szybkozmiennych cyklu roboczego użyto system pomiarowy, którego głównym elementem była karta przetwornika analogowo-cyfrowego KPCI 3110 o szybkości próbkowania równej 1,25 MHz firmy Keythley [4].

W obydwu etapach badań podstawowym torem pomiarowym był tor, za pomocą którego mierzono drgania głowicy. Głównym elementem toru był czujnik spalania stukowego DR 1908092 firmy OPEL. Miejsce zamontowania czujnika na głowicy przedstawiono na Fot. 1.

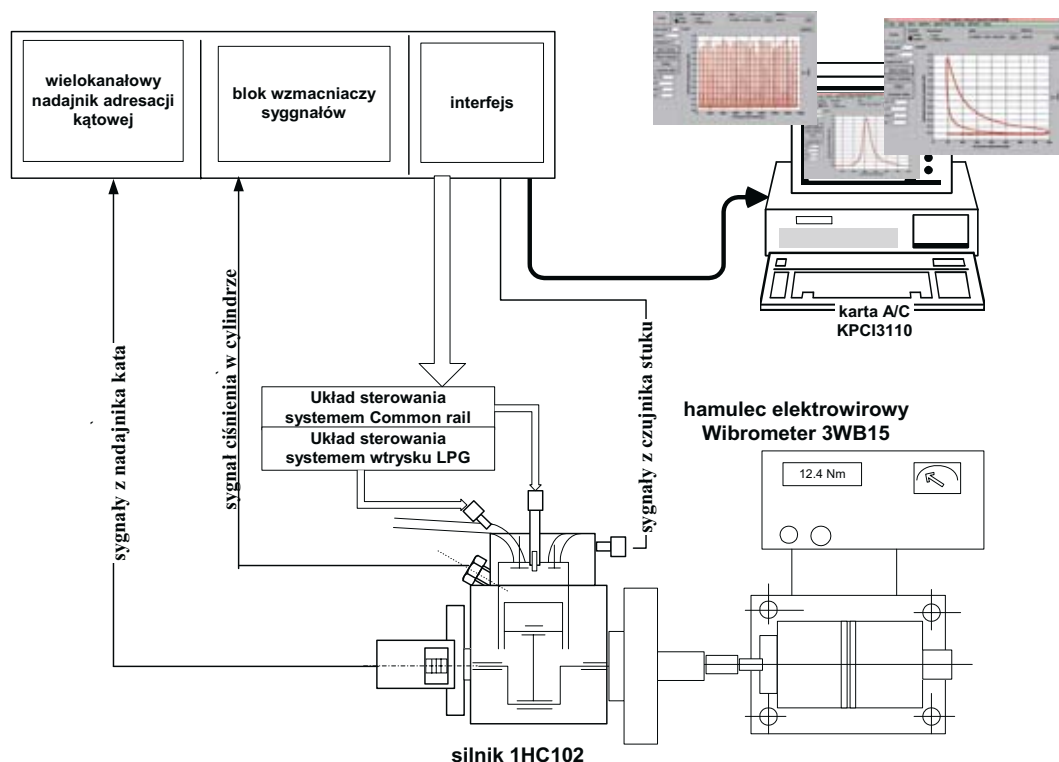
W celu porównania widma drgań głowicy ze zjawiskami zachodzącymi w cylindrze silnika i w jego układzie zasilania mierzone były również zmiany:

- ciśnienia w cylindrze silnika za pomocą czujnika piezokwarcowego 8Qp500c firmy AVL,
- ciśnienia w przewodzie wtryskowym za pomocą czujnika piezokwarcowego QL61B firmy AVL,
- wzniosu iglicy wtryskiwacza za pomocą czujnika CL80 firmy ZEPWN Marki.



Czujnik stuku DR 190 8092-2F

Fot. 1. Miejsce zamontowania czujnika stuku na głowicy
Photo 1 The place of mounting of knock sensor on the engine head



Rys.1. Schemat stanowiska pomiarowego
Fig. 1. Diagram of the test stand

Ze względu na zmianę układu zasilania silnika, w drugim etapie badań system pomiarowy wyposażono w trzy tory pomiarowe umożliwiające jednoczesny pomiar:

- ciśnienia w cylindrze silnika za pomocą czujnika piezokwarcowego 8Qp500c firmy AVL,
- napięcia sterującego wtryskiwaczem oleju napędowego,
- drgań głowicy za pomocą czujnika DR 190 8092-2F.

Schemat stanowiska pomiarowego przedstawiono na Rys. 1.

3. Przebieg badań identyfikujących zjawisko spalania stukowego

Badania stanowiskowe umożliwiły określenie właściwości widma drgań głowicy silnika w pełnym cyklu roboczym.

Polegały one na jednoczesnych pomiarach ciśnienia w cylindrze, ciśnienia w przewodzie wtryskowym, wzniosu iglicy wtryskiwacza oraz drgań głowicy. Czas cyklu pomiarowego

wynosił 1 s. W każdym cyklu pomiarowym zadawano częstotliwość próbkowania równą 200 kHz.

Badania porównawcze przeprowadzono w wybranych punktach czterech charakterystyk obciążeniowych, sporządzonych dla kątów początku dawki pilotującej wynoszących 20°OWK i 30°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 osiągnięcie 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.

Badania silnika w drugim etapie polegały na pomiarach parametrów pracy silnika w wybranych punktach charakterystyk obciążeniowych. Charakterystyki wykonywane były dla sześciu prędkości obrotowych i dwóch kątów początku wtrysku: 10°OWK i 20°OWK przed GMP. Wybór powyższych wartości kątów początku wtrysku był wynikiem analiz wykonanych w pierwszym etapie badań. Wnioski z przeprowadzonych analiz wykazały, że największą sprawność silnik uzyskuje przy kącie początku wtrysku wynoszącym 20°OWK przed GMP. Jednak trwałość silnika jest niewielka (około 200 h pracy w próbie trwałościowej) z powodu dużej intensywności występowania spalania stukowego. Obniżenie intensywności spalania stukowego osiągnąć poprzez zmniejszenie kąta początku wtrysku. Z tego powodu do badań przyjęto drugą wartość kąta początku wtrysku wynoszącą 10°OWK przed GMP. Mniejsze wartości kąta początku wtrysku mogą jednak prowadzić do nadmiernych strat cieplnych silnika.

Zwiększanie obciążenia, przy ustalonej prędkości obrotowej, realizowane było poprzez zwiększanie udziału paliwa gazowego w mieszance. W każdym punkcie charakterystyki wykonywane były pomiary ciśnień w cylindrze i drgania głowicy w 30 kolejnych cyklach roboczych.

4. Wyniki analiz drgań głowicy i oscylacji ciśnienia w cylindrze w pierwszym etapie badań

Na Rys. 2. 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 w 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.

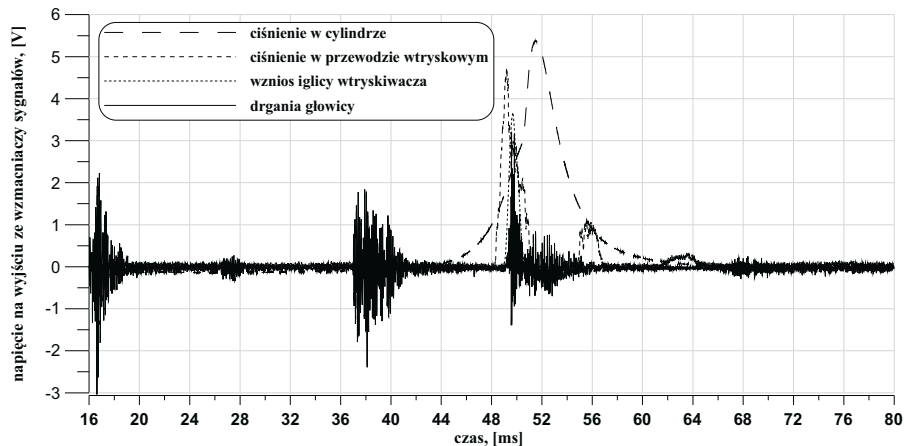
4.1. Analiza widmowa drgań głowicy

Dokładną analizę zarejestrowanych sygnałów opisano w [4]. 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 Rys. 3. Wykresy na Rys. 4-5 przedstawiają analizy obejmujące tylko przedział czasowy obejmujący fazę wtrysku paliwa do cylindra i okres początku spalania.

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

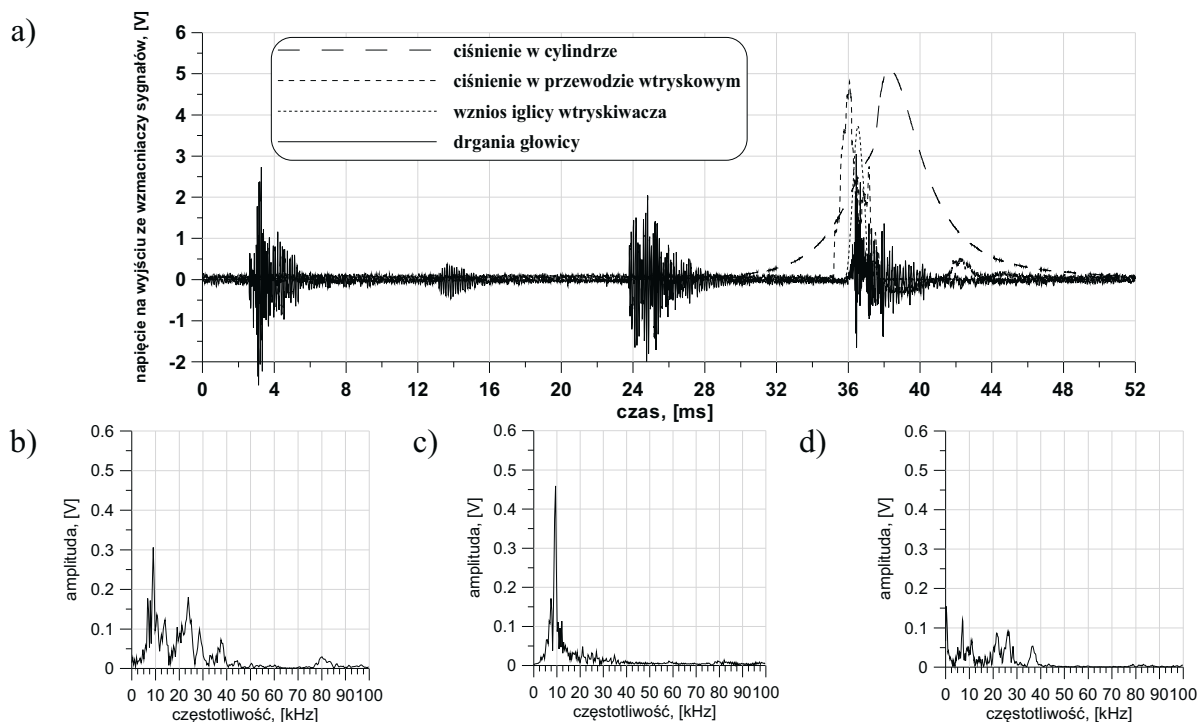
- istnieją dwie charakterystyczne częstotliwości drgań głowicy w okresie jednego cyklu roboczego, które zawierają się w granicach 7-8 kHz i 20-30 kHz (Rys. 4),
- częstotliwość drgań głowicy odpowiadająca zakresowi 7-8 kHz jest częstotliwością dominującą w okresie spalania (Rys. 3 i Rys. 4),

- częstotliwość w zakresie 20-30 kHz związana jest z pracą wtryskiwacza w fazie wtrysku,
- następuje gwałtowny wzrost amplitudy drgań głowicy o częstotliwości 7-8 kHz odpowiadającej okresowi spalania w chwili pojawiania się spalania stukowego (Rys. 5).



Rys. 2. Przykładowy przebieg zmian ciśnienia w cylindrze, ciśnienia w przewodzie wtryskowym, zmian wzniosu iglicy 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°OWK przed GMP

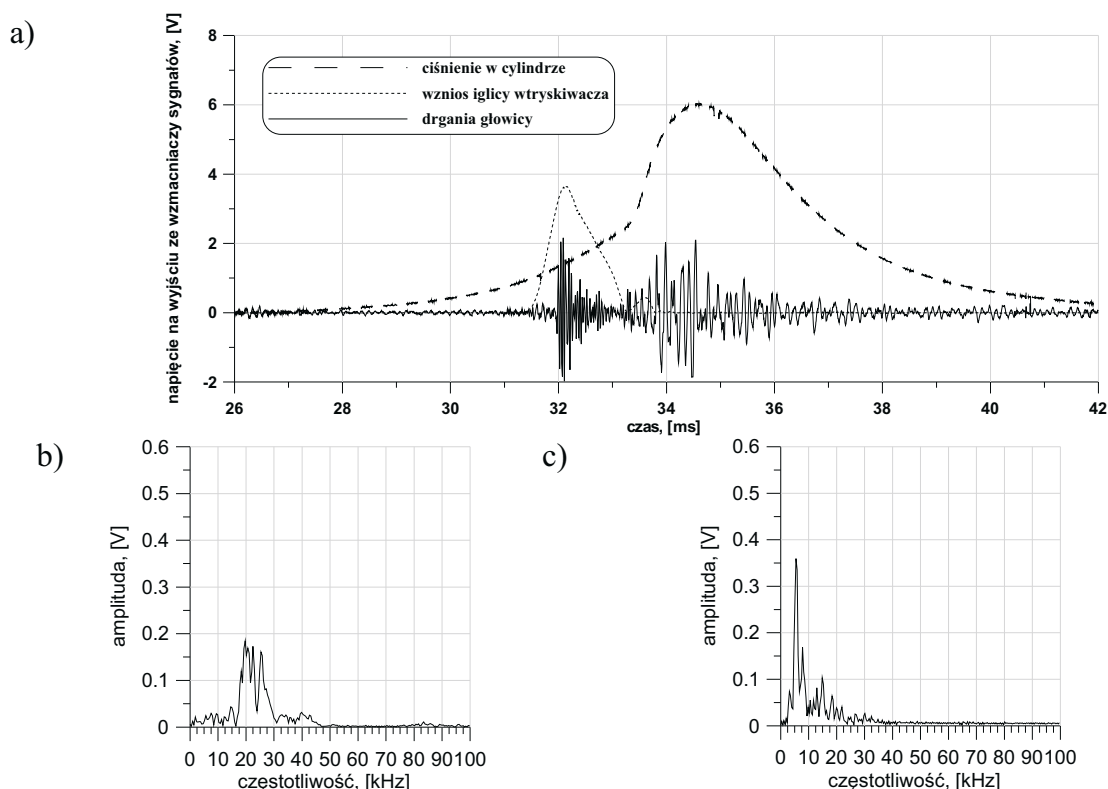
Fig. 2. An exemplary course of: pressure in the cylinder and in the injection pipe, injector needle lift changes as well as signal from knock sensor during the whole work cycle of a combustion engine working under the load of 20Nm and with the engine speed of 1800 rpm. Injection timing 20 deg BTDC



Rys. 3. 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 drgania 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. 3. 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 3 - 4 ms – valve overlap period, c) in the range 24 - 25 ms – closing exhaust valve period, d) in the range 36 - 40 ms – injection and combustion period

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



Rys. 4. Wykresy przedstawiające zarejestrowane przy prędkości obrotowej silnika 1800 obr/min i obciążeniu 40 Nm: a) zmiany ciśnienia w cylindrze, przebieg wzniosu iglicy wtryskiwacza i drżania 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. 4. 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 32 - 33 ms – fuel injection period period, c) in the range 33 - 35 ms – initial phase of combustion

Z powyższych wykresów wynika również, że amplituda drgań głowicy jest na stałym (niskim poziomie), aż do pojawienia się spalania stukowego. Wystąpienie spalania stukowego skutkuje około dziesięciokrotnym wzrostem poziomu amplitudy drgań. Wskazuje to na wysoki poziom korelacji między pulsacjami ciśnienia w cylindrze i drżaniami głowicy. Zależność powyższa jest już od dawna wykorzystywana w silnikach o ZI do korekty osięgów za pomocą czujnika stuku.

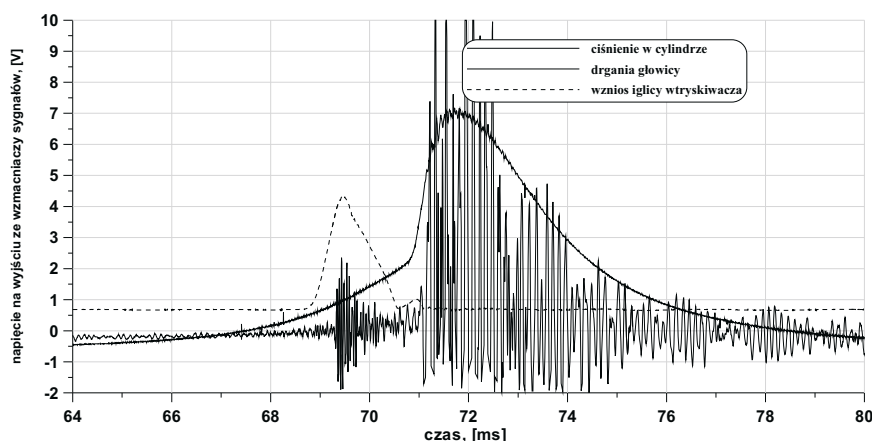
Charakterystyczną cechą przebiegu sygnału z czujnika stuku jest występowanie zjawiska wygaszania drgań w fazie pomiędzy końcem wtrysku a początkiem spalania. Wynika z tego, że za pomocą czujnika stuku można również określać początek spalania.

5. Wyniki analiz drgań głowicy i oscylacji ciśnienia w cylindrze w drugim etapie badań

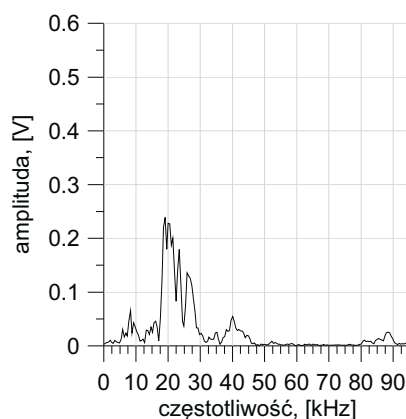
Analiza drgań głowicy w skrajnych punktach charakterystyk obciążeniowych wykonanych dla prędkości 1200 obr/min i 2200 obr/min oraz kątów zapłonu 10° OWK i 20° OWK, które zostały przedstawione na Rys.6 potwierdziły wcześniejsze wnioski dotyczące wysokiej korelacji amplitudy drgań głowicy występującej w okresie spalania ze zjawiskiem spalania stukowego. Poziom amplitudy drgań głowicy jest stały w szerokim zakresie zmian parametrów pracy silnika. Dopiero nadmierne zwiększenie udziału paliwa gazowego w ładunku przy dużym kącie wyprzedzenia wtrysku dawki pilotującej i wysokiej prędkości obrotowej, prowadzi do wystąpienia spalania stukowego i w konsekwencji do gwałtownego wzrostu poziomu amplitudy drgań głowicy

(Rys. 6d).

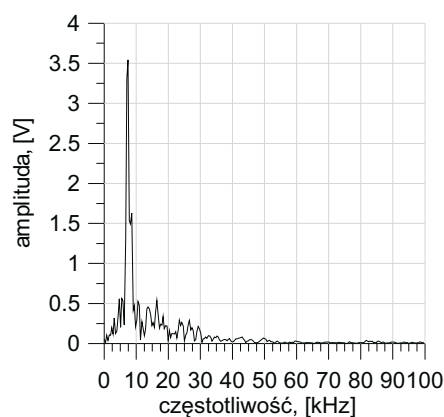
a)



b)



c)



Rys. 5. Wykresy przedstawiające zarejestrowane przy prędkości obrotowej silnika 1800 obr/min i obciążeniu, przy którym występuje zjawisko stuków: 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

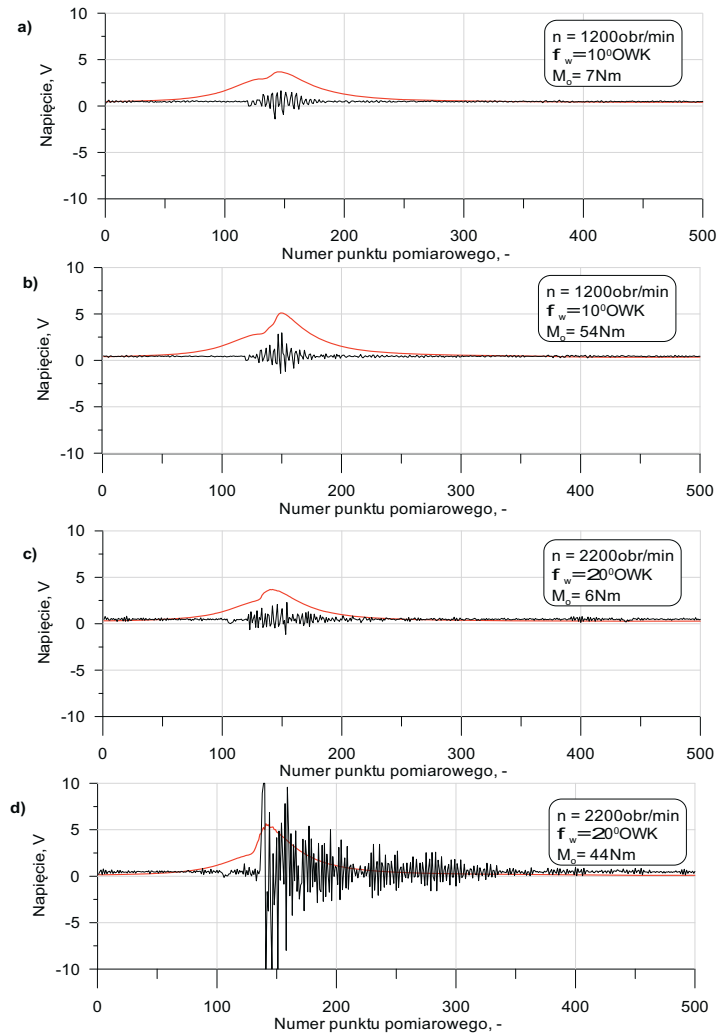
Fig. 5. Diagrams registered at the engine speed of 1800 rpm and under the load when knock occurs displaying: a) pressure changes in the cylinder and in the injection pipe, injector needle lift changes as well as cylinder head vibrations and cylinder head spectroscopic analysis: b) in the range 69 - 71 ms – fuel injection period, c) in the range 71 ÷ 73 ms – initial phase of combustion

Wysoki poziom korelacji tych dwóch wielkości (współczynnik korelacji równy 0,99) przedstawiono na Rys. 7. Do obliczenia współczynnika korelacji użyto wartości liczbowych maksymalnych amplitud pulsacji ciśnienia w cylindrze i maksymalnych amplitud drgań głowicy. Do obliczeń wykorzystano wartości maksymalnych amplitud przedstawionych na wykresach (Rys. 6).

6. Wnioski

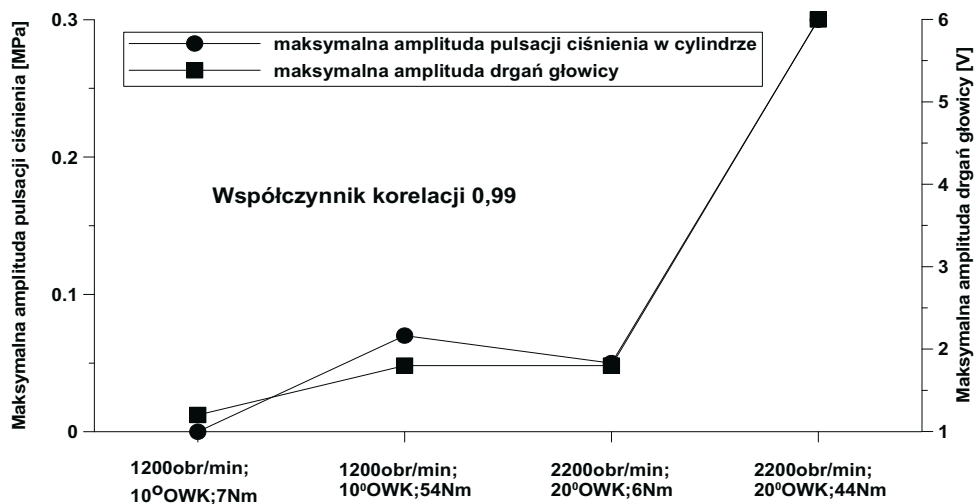
Przeprowadzone badania silnika o ZS zasilanego dwupaliwowo potwierdziły możliwość występowania zjawiska spalania stukowego. Spostrzeżenie to jest na tyle istotne, że przy konwencjonalnym sposobie zasilania silnika o zapłonie samoczynnym spalanie stukowe nie występuje. W związku z powyższym istotne było wytypowanie metody badawczej umożliwiającej analizę tego zjawiska. Z przeprowadzonych w powyższym artykule rozważań wynika, że:

- możliwe jest wykorzystanie pomiarów drgań głowicy do identyfikowania spalania stukowego w dwupaliwowym silniku o ZS,
- do identyfikacji najwygodniej jest wykorzystać wartości amplitudy drgań głowicy występujące w okresie spalania, współczynnik korelacji maksymalnych amplitud pulsacji ciśnienia i maksymalnych amplitud drgań głowicy był równy 0,99,
- zmiana układu zasilania ze standardowego na common rail nie zmienia korelacji pomiędzy amplitudami pulsacji ciśnienia w cylindrze a drganiami głowicy.



Rys. 6. Zmiany ciśnienia w cylindrze i odpowiadające mu drgania głowicy dla skrajnych punktów charakterystyk obciążeniowych

Fig. 6. Engine pressure diagrams and related vibration diagrams for the low and high load from two load characteristics performed for two different injection timing (10 deg BTDC and 20 deg BTDC)



Rys. 7. Zmiany wartości maksymalnych amplitud pulsacji ciśnienia w cylindrze i maksymalnych amplitud drgań głowicy zarejestrowane w skrajnych punktach dwóch charakterystyk obciążeniowych sporządzonych dla kątów początku wtrysku dawki pilotującej oleju napędowego wynoszących 10°OWK i 20°OWK.

Fig. 7. The change of amplitude of pressure oscillation during combustion in one cycle and maximum amplitude of head vibration for the low and high load from two load characteristics performed for two different injection timing (10 deg BTDC and 20 deg BTDC)

Literatura

- [1] Luft, S., *Dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym zasilany mieszaniną gazów propan-btan (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., *Analiza drgań głowicy silnika wysokoprężnego zasilanego dwupaliwowo*, Journal of KONES Internal Combustion Engines, Warsaw 2006.

