

SPATIAL-PHASE SELECTION OF DIESEL ENGINE VIBROACUSTIC SIGNAL FOR PISTON SLAP DIAGNOSTIC

Marek Flekiewicz, Henryk Madej, Grzegorz Wojna

Silesian University of Technology
Krasińskiego 8, 40-19 Katowice
tel.: +48 32 6034363, fax: +48 32 6034108
e-mail: marek.flekiewicz@polsl.pl

Abstract

Influence of piston skirt clearance on engine noise has been presented in this paper. Traces of forces producing engine block vibrations, i.e. gas force, and piston slap force were estimated and verified with real sampled data. An analysis procedure, using spatial-phase selection has been developed for the analysis of internal combustion engine noise signals. An engine block vibration signal decomposition was also carried on, what enabled the identification of the influence of piston clearance on wavelet factor values $C(a,b)$. It has been proved that increasing piston skirt clearance, delays the response of engine body on piston slap.

The diagnostics of the combustion engine with the WA methods is especially difficult for the occurrence of many sources vibrations, what causes mutual disturbing of symptoms of damages. Because in diagnostics process, the different methods of the selection of the useful signal are applied. For estimation of the engine state, the spatial and phase selection have been utilized among other things influence of propagation direction of vibrations on the value of symptoms from combustion process and piston slab into the cylinder wall. On the ground of carried experimental research using methods of the signal decomposition in domain of time and frequency, measures of the vibrational signal sensitive on the degree of the waste of the composition the piston-the cylinder have been designated.

Keywords: transport, combustion engines, combustion processes, modelling, boundary level

WYKORZYSTANIE SELEKCJI PRZESTRZENNO-FAZOWEJ (KĄTOWEJ) SYGNAŁU WA W DIAGNOZOWANIU ZŁOŻENIA TŁOK-CYLINDER SILNIKA ZS

Streszczenie

W artykule przedstawiono próbę oceny zużycia (stanu) złożenia tłok-cylinder za pomocą sygnału drgań rejestrowanego na kadłubie i głowicy silnika ZS we wzajemnie prostopadłych kierunkach. Obiektem badań był jednocylindrowy silnik spalinowy ZS. Podczas badań oprócz sygnałów przyspieszeń drgań rejestrowano przebieg ciśnienia w komorze spalania oraz położenie GMP.

W silniku spalinowym w jego cyklu roboczym pojedyncze zdarzenia występują w określonej sekwencji, a ich powtarzalność w każdym następnym cyklu powoduje, że rejestrowany sygnał drganiowy jest cyklostacjonarny.

Diagnostyka silnika spalinowego metodami WA jest szczególnie utrudniona ze względu na występowanie wielu źródeł drgań, co powoduje wzajemne zakłócanie symptomów uszkodzeń. Dlatego w procesie diagnozowania stosuje się różne metody selekcji sygnału użytecznego. W pracy do oceny stanu silnika wykorzystano selekcję przestrzenną i fazową określając m. in. wpływ kierunku propagacji drgań na wartość symptomów wywołanych procesem spalania oraz uderzeniem tłoka w ściankę cylindra. Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych stosując metody dekompozycji sygnału w dziedzinie czasu i częstotliwości wyznaczono miary sygnału drganiowego wrażliwe na stopień zużycia złożenia tłok-cylinder.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, proces spalania, drgania, analiza falkowa

1. Wstęp

Drgania bloku silnika są sumą wielu wymuszeń, w większości powiązanych z prędkością obrotową silnika, ich intensywność wzrasta wraz z pojawieniem się uszkodzenia lub wzrostem zużycia elementów silnika. Drgania silnika możemy zdefiniować następującą zależnością:

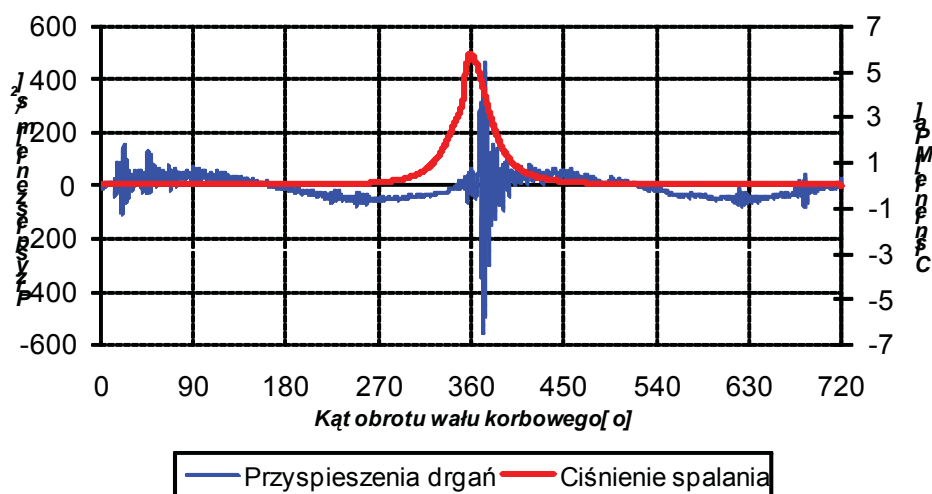
$$x(t) = \sum A_i \cos(\omega_i t + \varphi_i) + \sum \sum B_{ij}(t) u(t - t_j) \cos(\omega_{ij} t + \varphi_{ij}), \quad (1)$$

gdzie:

- A_i i $B_{ij}(t)$ - oznacza amplitudy sygnałów składowych,
- ω_i and ω_{ij} - to częstotliwości sygnałów składowych,
- $u(t)$ - jest krokiem funkcji,
- t_j - jest czasem, w którym występuje dane zjawisko,
- φ_i i φ_{ij} - to kąty (fazy) przesunięcia pomiędzy poszczególnymi sygnałami składowymi.

Występowanie wielu źródeł drgań powoduje wzajemne zakłócanie symptomów uszkodzeń, dlatego w procesie diagnozowania są wykorzystywane różne metody selekcji sygnału użytecznego. W niniejszym opracowaniu przedstawiono wyniki badań, które uzyskano wykorzystując metodę selekcji przestrzenno-kątowej. Metoda ta zapewniła identyfikację zjawisk drganiowych występujących w cyklu roboczym silnika oraz określiła kierunek propagacji drgań przez strukturę silnika, dla którego sygnał WA zawierał największą ilość użytecznej informacji diagnostycznej. Zalety tej metody wykazano przeprowadzając analizę drgań jednocylindrowego silnika wysokoprężnego, zwracając szczególną uwagę na sygnał drgań będący odpowiedzią na uderzenia tłoka w ściankę cylindra (*piston slap*). Intensywność tego wymuszenia oraz jego zmiany w cyklu pracy silnika zależą przede wszystkim od przebiegu ciśnienia wewnątrz komory spalania oraz wartości luzu tłoka. Ponadto wartość siły przemieszczającej tłok w płaszczyźnie poziomej, decydującej o energii uderzenia w ściankę cylindra zależy również od:

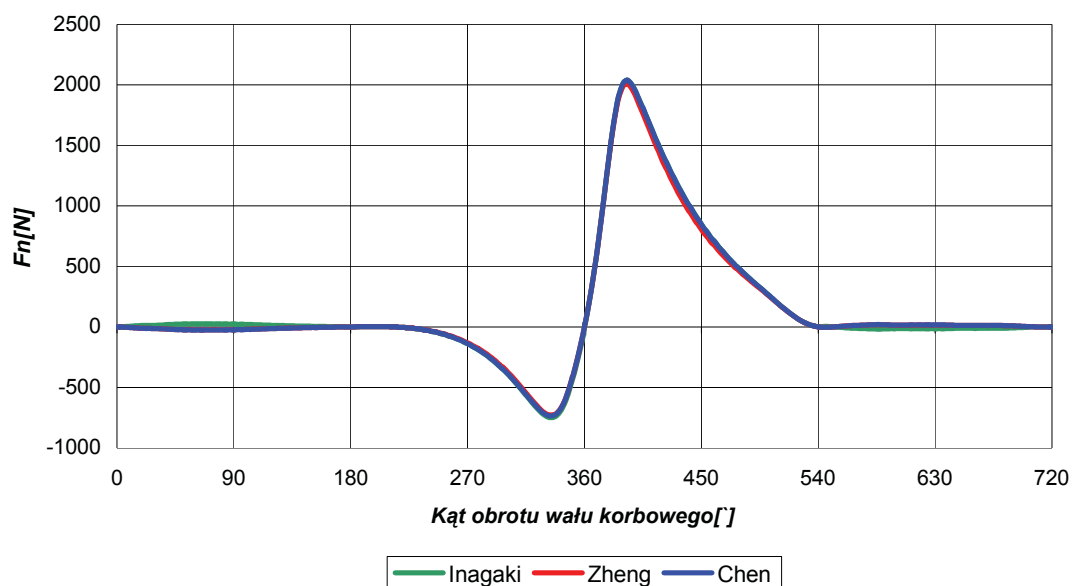
- masy tłoka, masy korbowodu,
- parametrów geometrycznych układu tłokowo – korbowego,
- kąta obrotu wału korbowego,
- prędkości obrotowej silnika i jego obciążenia.



Rys.1. Przebieg uśrednionych synchronicznie przyspieszeń drgań w płaszczyźnie równoległej do osi cylindra, luz nominalny

Fig.1. The course synchronically average accelerations of vibrations in the parallel surface to cylinder axis, the nominal clearance

Przebieg siły przemieszczającej tłok jednocylindrowego silnika wysokoprężnego można wyznaczyć w oparciu o modele dynamiczne układu tłokowo-korbowego opisane przez Z. Geng, J. Chen [14], H. Zheng et al. [15] i Inagaki et al. [16] oraz przebiegi zmian ciśnienia wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego (rys. 1 i 2).



Rys. 2. Siła normalna obliczona w oparciu o modele Inagaki, Zheng i Chen
Fig. 2. Normal forces calculated by tree dynamice Inagaki, Zheng i Chen models

Na podstawie przebiegów ciśnienia wewnątrz cylindra oraz wyznaczonej za pomocą modelu zmiany siły normalnej w cyklu roboczym silnika określono trzy charakterystyczne przedziały kątowe, zlokalizowanych w pobliżu TDC. Pierwszy w zakresie od 350 do 360°, drugi w zakresie od 360 do 372° i trzeci w zakresie obejmującym zmianę kąta obrotu wału korbowego silnika od 372 do 420°. Dla każdego cyklu roboczego silnika, dla 150 zarejestrowanych przebiegów przyspieszeń w dwóch kierunkach, x i y wyznaczono ich wartość skuteczną (rys. 3). Wartość skuteczną sygnału wyznaczono również dla każdego z wybranych przedziałów kątowych i odniesiono do wartości skutecznej sygnału przyspieszeń w całym cyklu roboczym. Obliczony w ten sposób współczynnik R pozwolił na określenie energii zawartej w sygnale drgań wybranego przedziału kąta obrotu wału korbowego do energii zawartej w sygnale całego cyklu roboczego (rys. 4).

W drugim etapie sygnały drgań korpusu silnika poddano dekompozycji przy użyciu Ciągłej Transformaty Falkowej – CWT. Transformata ta, wykorzystywana jest coraz częściej w procesie diagnozowania silnika spalinowego, gdyż wartości współczynnika rozkładu CWT są wrażliwe na stopień zużycia eksploatacyjnego.

Ciągła Transformata Falkowa sygnału przyspieszeń drgań silnika jest zdefiniowana następująco:

$$C_f(a,b;\psi) = a^{-\frac{1}{2}} \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \psi^* \left(\frac{t-b}{a} \right) dt . \quad (2)$$

gdzie:

- a - współczynnik skali,
- b - współczynnik przesunięcia,
- $f(t)$ - analizowany sygnał,
- ψ - falka podstawowa .

Współczynnik skali $a \in \mathbb{R}^+ - \{0\}$, a czas $b \in \mathbb{R}$ zmienia się w sposób ciągły.

W falkach dyskretnych (DWT), skala a i czas są dyskretyzowane w następujący sposób:
 $a = 2^j$, $b = k2^j$.

Dla dyskretnej sekwencji $f(n)$, jeżeli $t = n \Delta t$, $n = 0, 1, 2, \dots, N-1$, gdzie N jest kolejną próbką, a Δt jest przedziałem próbkowania możemy zapisać, że:

$$C_f(a, b; \psi) = C_j(j, k; \psi). \quad (3)$$

Współczynnik falkowy obrazuje zmianę energii sygnału w funkcji czasu i częstotliwości. Wartość kwadratową współczynnika falkowego określa się najczęściej skalogramem:

$$E(a) = \int_R |C(a, b)|^2 db, \quad (4)$$

który znajduje szerokie zastosowanie w diagnostyce uszkodzeń.

Możliwość równoczesnej identyfikacji różnych składowych będących wynikiem zjawisk o odmiennym charakterze, z jakimi mamy do czynienia podczas analizy sygnału drganiowego silnika spalinowego zależą od odpowiedniego doboru falki bazowej [18]. Do analizy prowadzonej w niniejszym opracowaniu wykorzystano zespolony sygnał harmoniczny z obwiednią Gaussowską czyli falkę Moleta.

2. Obiekt badań

Badania przeprowadzono wykorzystując jednocylindrowy silnik wysokoprężny z wtryskiem bezpośrednim firmy Ruggerini (rys. 3). Charakterystyczne parametry silnika przedstawiono w tabelicy 1.

Tab. 1. Charakterystyczne parametry obiektu badań
 Tab. 1. Characteristic parameters of tested engine

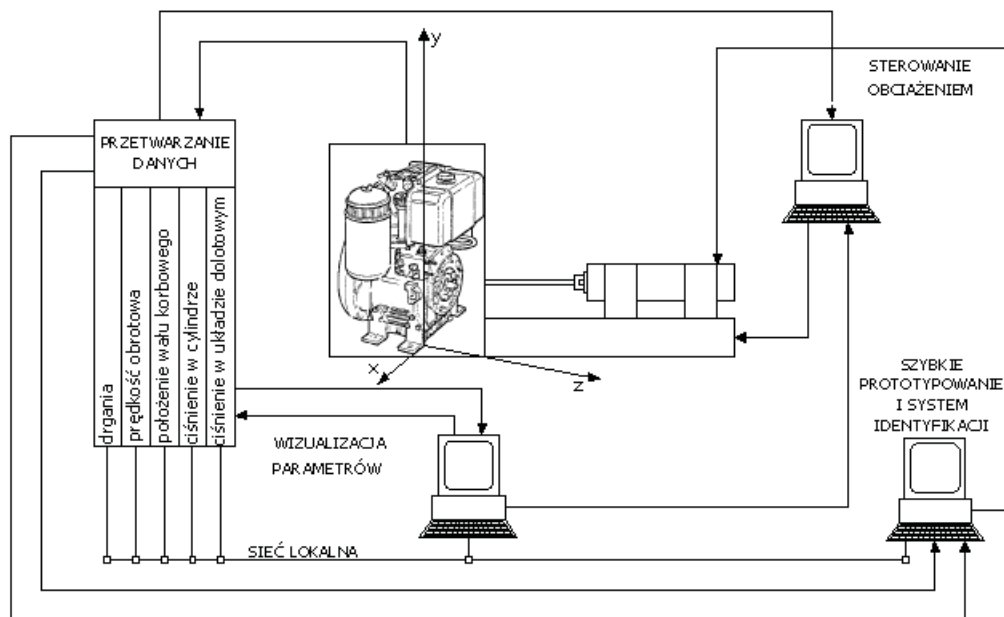
Parametry	Dane producenta
Pojemność [cm ³]	477
Skok [mm]	
Średnica cylindra [mm]	91
Moc maksymalna [kW]	6,0
Prędkość obrotowa mocy maksymalnej [min ⁻¹]	3000
Moment obrotowy maksymalny [Nm]	21
Prędkość obrotowa maksymalnego momentu obrotowego [min ⁻¹]	2500

Podczas badań rejestrowano:

- ciśnienie wewnątrz cylindra,
- przyspieszenia drgań ścianki bloku silnika, w dwóch kierunkach, traversal and vertical,
- kąt obrotu wału korbowego oraz TDC tłoka,
- moment obrotowy silnika,
- podciśnienie w kolektorze dolotowym.

Ciśnienie wewnątrz cylindra mierzono za pomocą piezoelektrycznego czujnika ciśnienia typu 6121 oraz wzmacniacza ładunku typ 5011 firmy KISTLER. Do pomiaru położenia wału

korbowego i TDC wykorzystano znacznik położenia wału korbowego typu 2613B firmy KISTLER. Drgania kadłuba silnika mierzone za pomocą przetworników typu ICP firmy PCB Piezotronic 320C15 oraz wzmacniacza typu PA3000 firmy Roga Instruments. Przetworniki te zostały przykręcone do kadłuba i do głowicy silnika. Wszystkie sygnały rejestrowano za pomocą ośmiokanałowej karty akwizycji danych NI PCI-6143, sterowanej oprogramowaniem programem opracowanym w środowisku LabView 7.1. Częstotliwość próbkowania wszystkich sygnałów była równa 50 kHz, jedynie w przypadku rejestracji ciśnienia sprężania sygnały rejestrowano z częstotliwością próbkowania 200 kHz.



Rys. 3. Schemat stanowiska pomiarowego
Fig. 3. Schema of experimental setup

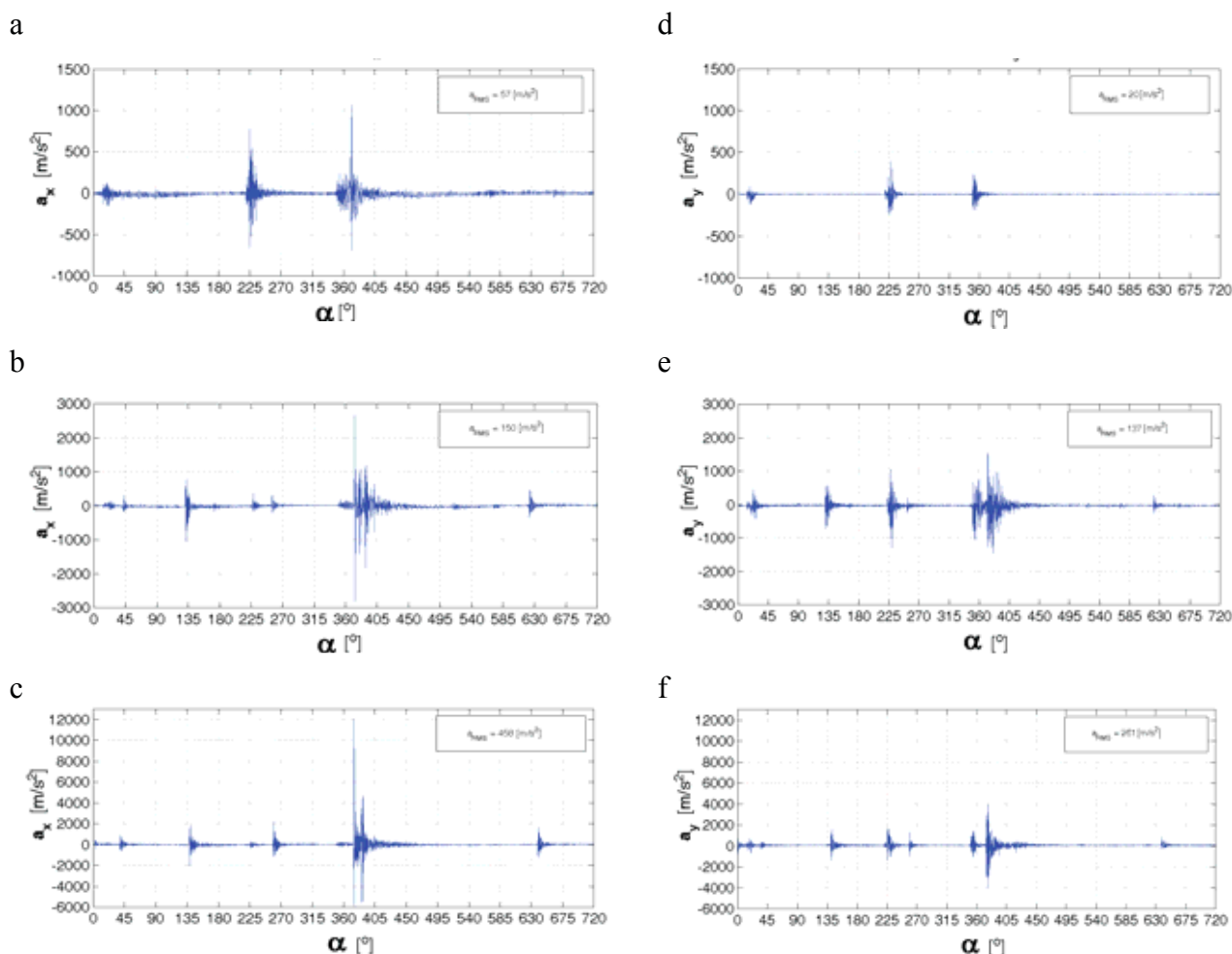
Stanowiskowe badania symulacyjne przeprowadzono dla trzech wartości luzu, tj. nominalnego, dwukrotnego i czterokrotnego luzu nominalnego. Dla każdej wartości luzu tłoka badania zrealizowano dla silnika pracującego na biegu jałowym, przy podwyższonej prędkości obrotowej równej 1500 min^{-1} bez obciążenia oraz w zakresie prędkości obrotowych od $1000 - 1500 \text{ min}^{-1}$ przy obciążeniu nieprzekraczającym 10 Nm . W konsekwencji zrealizowany program obejmował 18 serii pomiarowych, dla których zarejestrowano między innymi ciśnienie wewnątrz cylindra i sygnały drgań kadłuba silnika, dla 150 kolejnych cykli roboczych. Przykładowy przebieg ciśnienia wewnątrz cylindra wraz z przebiegiem przyspieszeń drgań przedstawiono na rysunku 1. Po każdej zmianie wartości luzu, przewidzianej programem badań kontrolowano ciśnienie sprężania, zapewniając w każdym przypadku jego stałą wartość.

3. Analiza wyników

W wyniku porównania energii sygnałów przyspieszeń drgań bloku i głowicy w wybranych zakresach obrotu wału korbowego z energią sygnału dla całego cyklu pracy silnika zauważono, że:

- 1) dla luzu nominalnego współczynnik R, niezależnie od kierunku drgań i wybranego zakresu kąta obrotu wału cechuje się znaczną zmiennością. Natomiast odchylenie od średniej wartości RMS dla całego cyklu, we wszystkich 150 analizowanych dla kierunku x, nie przekracza 5%,
- 2) najkorzystniejszy rozkład współczynnika R uzyskano dla zakresu kąta obrotu wału korbowego od 372° do 420° , w obu kierunkach pomiaru przyspieszeń drgań (rys. 6),

3) dla zwiększającego się luzu, w przedziale kąta obrotu wału korbowego od $372 - 420^\circ$, dla sygnału drgań w kierunku $-x$, wartości współczynnika R nie różnią się od siebie o więcej niż 5%.

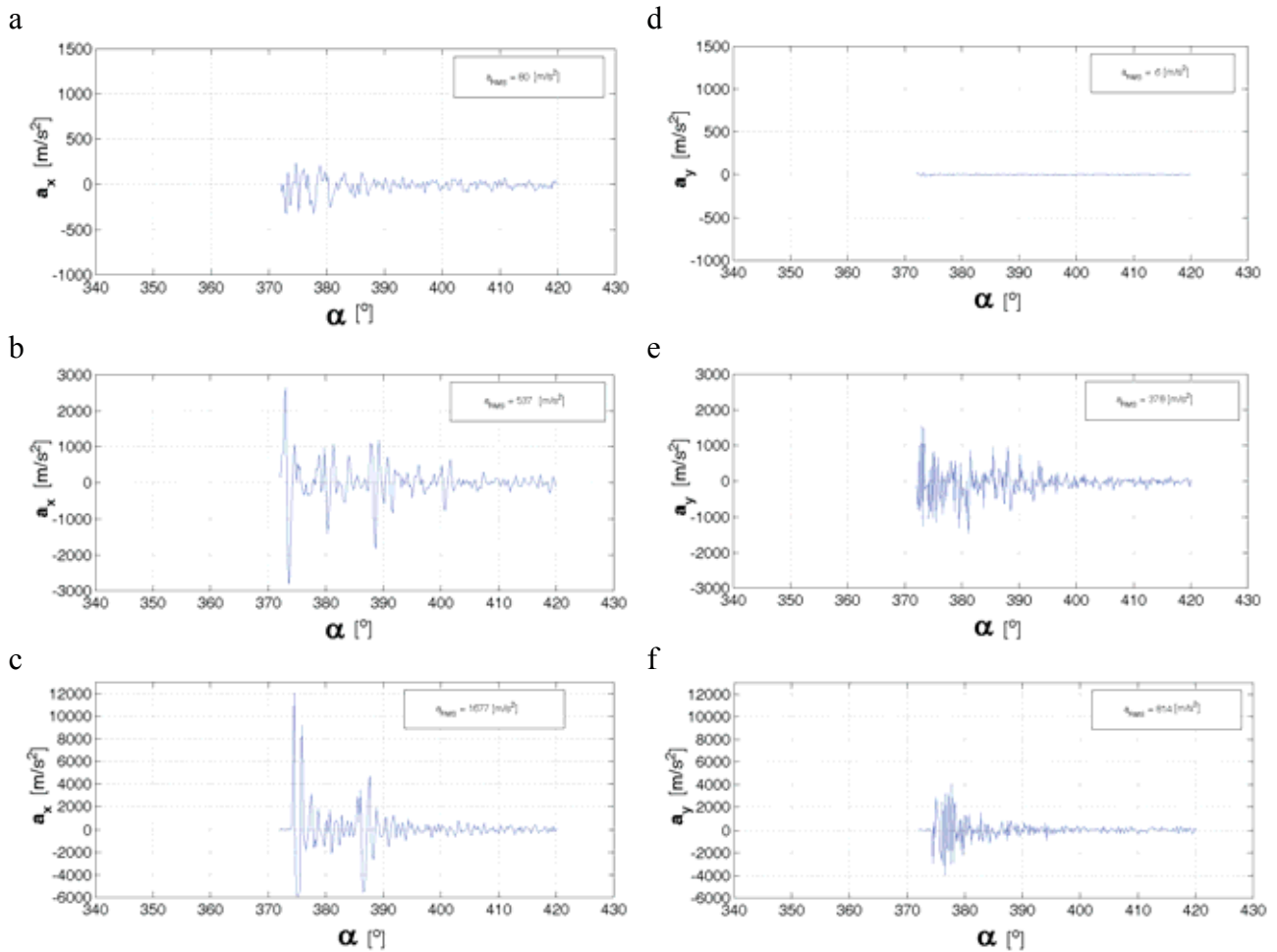


Rys. 4. Przebiegi przyspieszeń drgań w cyklu roboczym dla trzech symulowanych wartości luzu, a, b i c drgania bloku silnika, d, e i f drgania głowicy silnika

Fig. 4. Acceleration courses in engine cycle for three values of clearance, a, b and c- vibration signals of engine block, d, e i f- vibrations signals of engine head

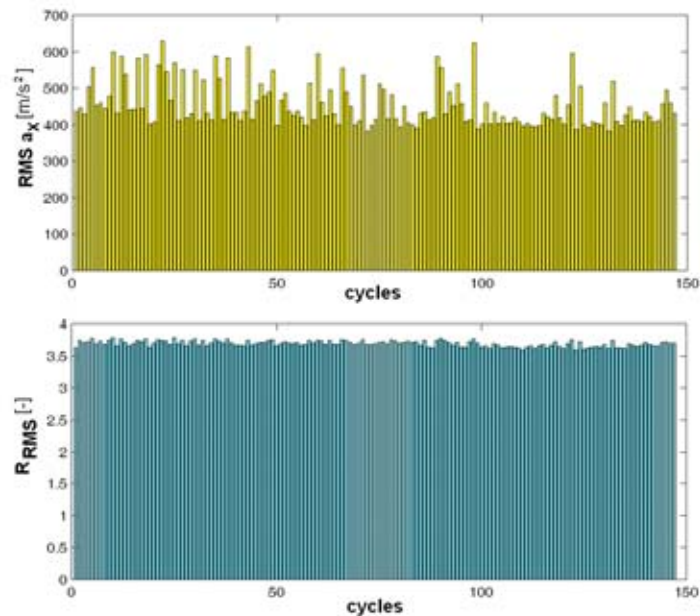
Zmiany wartości współczynnika R oraz jego wartości znormalizowanej, R_N w przedziale kąta obrotu wału korbowego od 372 do 420° , dla obu kierunków pomiaru przyspieszeń drgań silnika przedstawia rysunek 7. Wartości obu współczynników zwiększają się wraz ze wzrostem luzu tłoka. Współczynniki R wyznaczone dla sygnałów przyspieszeń drgań mierzonych w obu kierunkach zwiększają swoją wartość wraz ze zwiększającym się luzem. W przypadku luzu nominalnego wartość współczynnika R określonego dla kierunku prostopadłego jest kilkakrotnie większa od jego wartości wyznaczonej dla kierunku równoległego. Jednak w obu przypadkach współczynnik ten jest wrażliwy na zwiększający się nadmiernie luz, w analizowanym przypadku do jego dwukrotnej wartości nominalnej. Dalszy wzrost luzu nieznacznie zwiększa wartości współczynnika R. Współczynnik znormalizowany, R_N cechuje znaczny wzrost wartości, szczególnie dla drgań silnika mierzonych w kierunku równoległym. Z przeprowadzonych badań wynika, że współczynnik znormalizowany, R_N może stanowić wrażliwą miarę stanu złożenia tłok cylinder szczególnie w początkowych stadiach zużycia.

Uzyskane przyrosty wartości każdego ze współczynników, tak jak i wartości skuteczne – RMS sygnału przyspieszeń drgań w wybranym przedziale kąta obrotu wału korbowego wskazują, że są one wystarczająco czułą miarą zużycia eksploatacyjnego układu tłok cylinder.



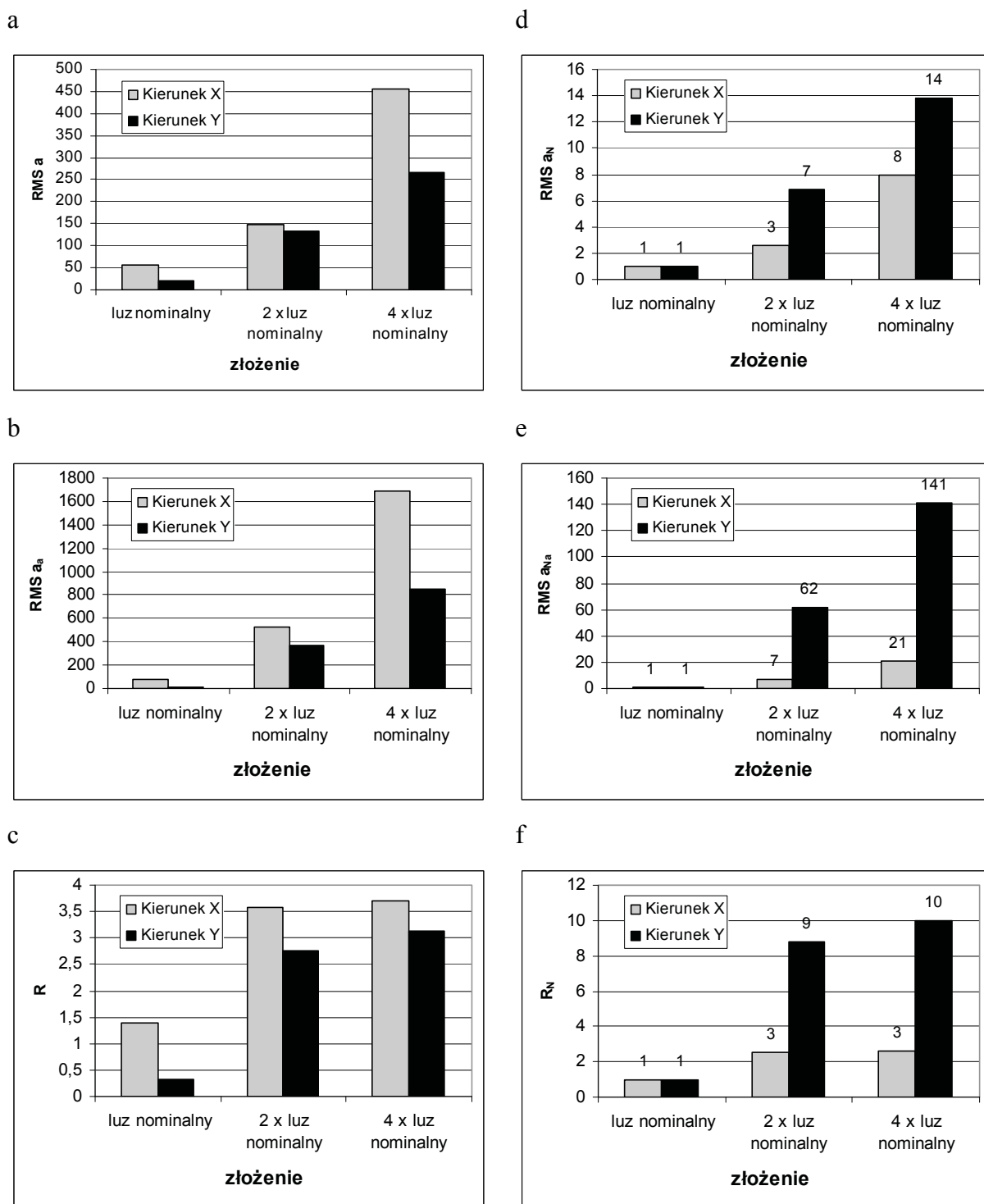
Rys.5. Przebiegi przyspieszeń drgań w wybranym zakresie kąta obrotu wału korbowego od 372° do 420° , dla trzech symulowanych wartości luzu, a, b i c drgania bloku silnika, d, e i f drgania głowicy silnika

Fig. 5. Acceleration courses in chosen angle range from 372° to 420° for three values of clearance, a, b and c vibration signals of engine block, d, e i f vibrations signals of engine head



Rys.6. Wartość RMS i wartość współczynnika R dla wszystkich cykli roboczych silnika w przedziale kątowym od 372 do 420°

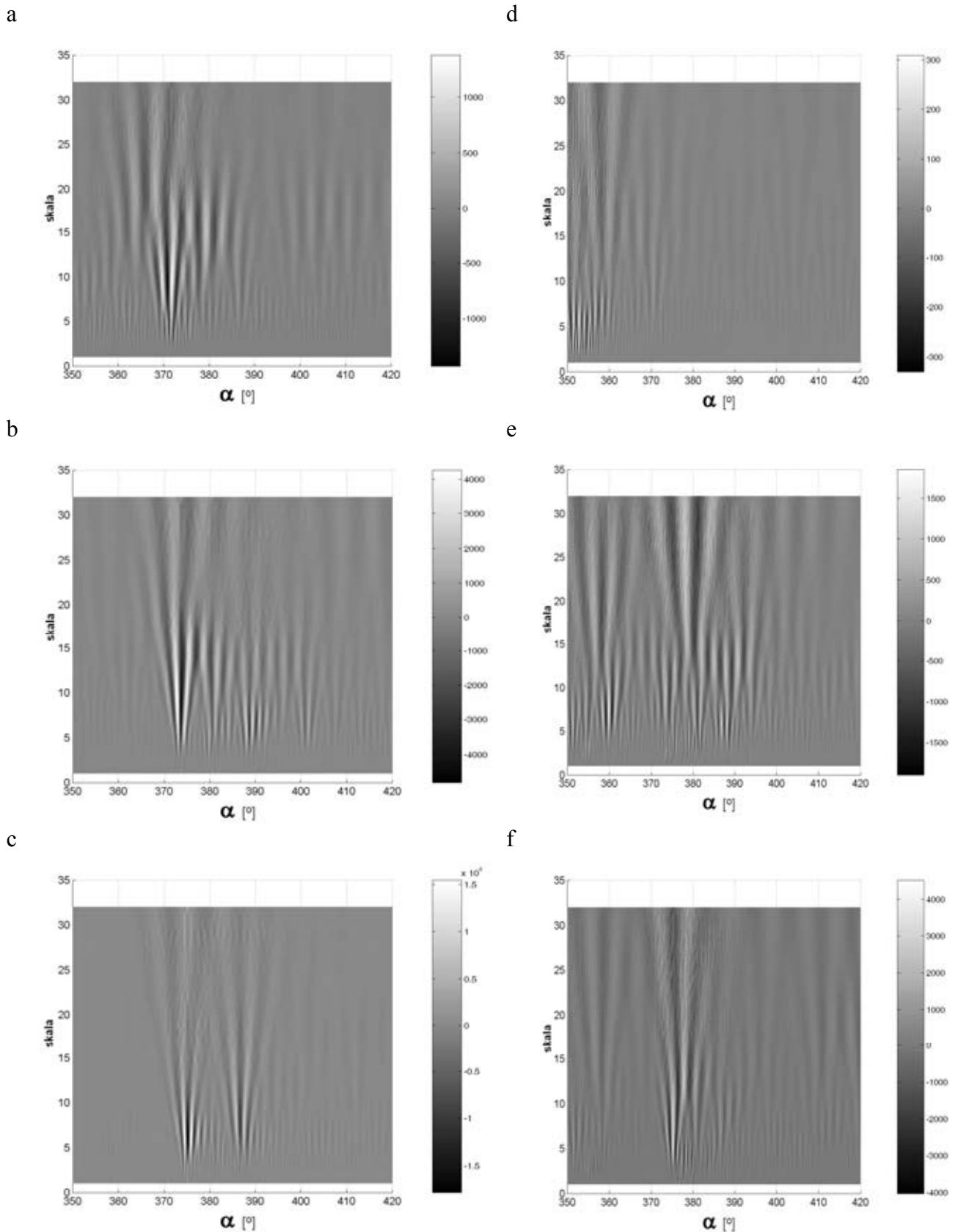
Fig. 6. RMS and R coefficient variation for all engine cycles for a selected range of crank angle, from 372 to 420°



Rys. 7. Wartości współczynnika R i jego wartości znormalizowanej dla obu kierunków przyspieszeń drgań, x i y w przedziale obrotu wału korbowego od 372° do 420°

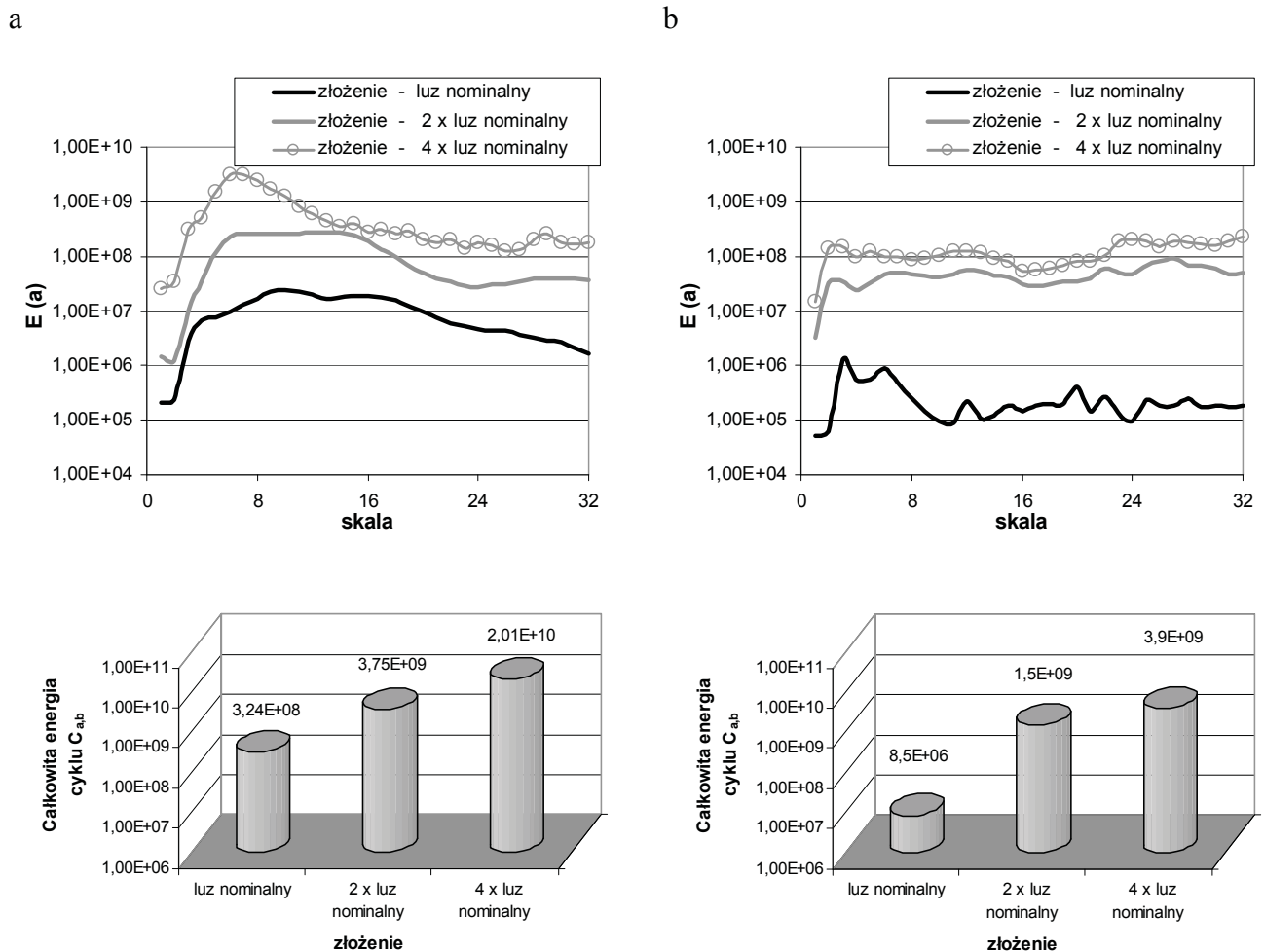
Fig. 7. R factor and its normalized value R_N for x and y engine vibration direction for selected range of crank angle, from 372 to 420°

Wyniki przeprowadzonej analizy falkowej przedstawiono na rysunku 8. Pozwalają one na obserwację zmiany struktury częstotliwościowej sygnału drgań silnika w funkcji czasu i kąta obrotu wału korbowego. Uwidaczniają również charakterystyczne obszary odpowiadające wysokim i niskim częstotliwościom. Na podstawie uzyskanych wartości współczynników falkowych określono ich energię i wyznaczono scalogram (rys. 9).



Rys. 8. Wyniki analizy falkowej dla sygnału przyspieszeń drgań bloku (a, b, c- kierunek x) i głowicy silnika (d, e i f- kierunek y) odpowiednio dla luzu nominalnego, dwukrotnego i czterokrotnego luzu nominalnego

Fig. 8. CWT of engine block vibration signal for nominal clearance – a, for 2x nominal clearance – b, for 4x nominal clearance – c, (direction x) and CWT of engine head vibration signal for nominal clearance – d, for 2x nominal clearance – e, for 4x nominal clearance – f, (direction y)



Rys. 9. Skalogram i energia całkowita współczynnika falkowego dla sygnału przyspieszeń drgań bloku silnika - a i dla głowicy - b

Fig. 9. Scalogram and energy of CWT factor for vibration signal of engine block – a and for engine head - b

Otrzymane zmiany wartości skalogramu w funkcji skali wskazują, że wraz ze zwiększającym się luzem tłoka wzrasta energia całkowita sygnału w wybranym przedziale. Ponadto, wartości maksymalne rozkładu energii przesuwają się w kierunku wyższych częstotliwości.

4. Wnioski

Wykorzystane w niniejszym opracowaniu modele dynamiczne układu tłokowo-korbowego wraz z zarejestrowanymi przebiegami zmian ciśnienia wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego zapewniły wystarczająco dokładne wyznaczenie zmian siły stycznej wymuszającej uderzenie tłoka w ściankę cylindra. Charakter zmian otrzymanego przebiegu nie pozwala na określenie bezpośredniej współzależności pomiędzy siłą styczną a przebiegiem drgań korpusu silnika. Umożliwia jednak identyfikację zakresu kąta obrotu wału korbowego dla każdego z cykli pracy, dla którego następuje przemieszczanie się tłoka w kierunku ścianek cylindra. Pozwala również na wyznaczenie okna analizy dekomponującej sygnał przyspieszeń drgań ścianki kadłuba silnika. W przypadku badanego silnika, dla przebiegu sygnału drgań bloku silnika mierzonych w osi $-x$ zaproponowany współczynnik R – wyrażający udział energii sygnału drgań w zakresie kąta obrotu wału korbowego od 370 do 420° do energii sygnału całego cyklu jest wystarczająco czułym wskaźnikiem oceny luzu tłoka.

Wykorzystanie CWT pozwala na dokonanie dekompozycji złożonych sygnałów drgań, tym samym możliwe jest wydzielenie tej ich części, która zawiera odpowiedź bloku silnika na uderzenie tłoka w ściankę cylindra. Odpowiednio dobrane okno uwzględniające wąski zakres kąta obrotu wału korbowego, przylegający do TDC zapewnia uzyskanie informacji o stanie złożenia tłok cylinder. Istotnym spostrzeżeniem jest również fakt przesunięcia fazowego odpowiedzi bloku silnika, zwiększającego się wraz ze wzrostem luzu tłoka. Cecha ta może być bardzo pomocna w opracowaniu prostej metody oceny luzu tłoka.

Literatura

- [1] Gelle, G., Colas, M., Serviere, C., *Blind separation: a tool for rotating machine monitoring by vibration analysis*, J. Sound and Vibration 248: 865-885, 2001.
- [2] Shibata, K., Takahashi, A., Shirai, T., *Fault diagnosis of rotating machinery through visualization sound signals*, Mech. Syst. Signal Process, 14, 229-241 2000.
- [3] Geng, Z., Chen, J., Hull, B., *Analysis of engine vibration and design of fan applicable diagnostic approach*, Int. J. Mech. Sci., 1391-1410 2003.
- [4] Wang, W. Q., Ismail, F., Golnarghi, F., *Assessment of gear damage monitoring techniques using vibration measurements*, Mech. Sys. Signal Process., 15(5), 905-1022, 2003.
- [5] Zheng, H., Li Z., Chen, X., *Gear fault diagnosis based on continuous wavelet transform*, Mech. Syst. Signal Process, 16; 447-557, 2002.
- [6] Bai, M. R., Jeng, J., Chen, C., *Adaptive order tracking technique using recursive least-square algorithm*, Trans. ASME J. Sound Vibr. 124, 502-511 2004.
- [7] Tse, P.W., Yang, W.X., Tan, H.Y., *Machine fault diagnosis through an effective exact wavelet analysis*, J. Sound Vib. 227; 1005-1024, 2004.
- [8] Lin, J., Qu, L., *Feature extraction based on Morlet wavelet and its application for mechanical fault diagnosis*, J. Sound Vib. 234(1), 135-148, 2000.
- [9] Jang, S., Cho, J., *Effect of skirt profiles on the piston secondary movements by the lubrication behaviors*, Int. Journal Aut. Technology, Vol 5; 23-31, 2004.
- [10] Antoni, J., Daniere, J., Guillet, F., *Effective vibration analysis of IC engines using cyclostationarity, Part I – A methodology for condition monitoring*, Journal of Sound and Vibration, 257(5), pp. 815-837, 2002.
- [11] Aoyama, T., Inagaki, M., Kawamoto, A., Mori, N., Ikeura, O., Yamamoto K., *Analysis of main bearing and cylinder block vibration related to engine air borne noise*, JSAE Review, 21, pp. 385-416, 2000.
- [12] Badaoui, M. El., Daniere, J., Guillet, F., Serviere, C., *Separation of combustion noise and piston-slap in diesel engine – Part I: Separation of combustion noise and piston-slap in diesel engine by cyclic Wiener filtering*, Mechanical Systems and Signal Processing, 19, pp. 1209-1217, 2005.
- [13] Geng, Z., Chen J., *Investigation into piston-slap-induced vibration for engine condition simulation and monitoring*, Journal of Sound and Vibration, 282, pp. 731-751, 2004.
- [14] Zheng, H., Liu G.R., Tao J.S., Lam K.Y., *FEM/BEM analysis of diesel piston slap induced ship hull vibration and underwater noise*, Applied Acoustics, vol.62, pp. 341-358, 2001.
- [15] Inagaki, M., Kawamoto, T., Yamamoto, K., *Prediction of structural and kinematics coupled vibration on Internal Combustion engine*, R&D Review of Toyota CRDL, Vol 37, No. 2, 2004.
- [16] Flekiewicz, M., Madej, H., *Influence of Combustion Noise on Engine Block Vibration in IC Engine Fueled by LPG*, VAFSEP 2006, DCU. pp. 67-75, 2006.
- [17] Flekiewicz, M., Flekiewicz, B., Fabis, P., Madej, H., Wojnar, G., *Influence of piston slap on engine block vibration*, SAE Paper No. 2007-01-2163, 2007.

- [18] Flekiewicz, M., Madej, H., *Recovery Of Impact Signatures In Diesel Engine Using Wavelet Packet Transform (WPT)*, 6th International Seminar On Technical System Degradation Problems, Liptovsky Mikulas, 2007.
- [19] Flekiewicz, M., Madej, H., Wojnar, G., *Dekompozycja sygnału przyspieszeń drgań korpusu silnika ZI*, Wibrotech 2006, Kraków, wrzesień 2006.