

Paweł FABIŚ

OCENA PRZEBIEGU ZMIENNOŚCI SIŁY GAZOWEJ I STYCZNEJ W FUNKCJI KĄTA OBROTU WAŁU KORBOWEGO

Streszczenie. W artykule przedstawiono dekompozycję sygnału drgań kadłuba silnika spalinowego zasilanego paliwem benzynowym. Wyznaczono przebieg dwóch sił wymuszających drgania korpusu silnika, siły gazowej i siły normalnej porównując je z przebiegami rzeczywistymi..

ESTIMATION OF GAS FORCE AND NORMAL FORCE VS CRANK ANGLE

Summary. The paper presented decomposition of the gasoline IC engine vibration analysis. Appointed two forces which was an excitation of the block surface's, normal and gas force compared them with real result.

1. WPROWADZENIE

Drgania struktury kadłuba silnika są to procesy związane z przebiegiem procesu spalania oraz zjawiskami mechanicznymi. Charakter drgań struktury kadłuba silnika zależy także od zjawisk dynamicznych powiązanych z ruchem elementów silnika spalinowego. Jest to przede wszystkim zjawisko uderzenia tłoka (*piston slap*). W przypadku silników z prawidłowym skojarzeniem układu tłokowego, czyli posiadających nominalny założony przez producenta luz, dominującym przebiegiem drgań są drgania związane z procesem spalania. Zatem zjawisko uderzenia tłoka (*piston slap*) ma mniejszy wpływ na charakter i przebieg drgań.

Proces spalania w silniku z zapłonem iskrowym rozpoczyna się od chwili przeskoju iskry elektrycznej na kilka lub kilkanaście stopni przed GMP (w zależności od prędkości obrotowej i obciążenia). Od tej chwili w komorze spalania silnika wywołany jest gwałtowny, wysoce energetyczny proces będący wymuszeniem oddziaływującym na strukturę silnika. Ocena zmiany wymuszenia w funkcji kąta obrotu wału korbowego umożliwi prawidłową identyfikację przebiegów sygnałów wibroakustycznych ścianki kadłuba silnika.

Jako wymuszenie wibroakustyczne ścianki kadłuba silnika w literaturze przyjmuje się dwie siły:

- gazową F_g ,
- styczną F_n .

Siła gazowa wyznaczona jest na podstawie zmierzonego ciśnienia spalania. Siła styczna, inaczej nazywana siłą normalną, jest wynikiem oddziaływania siły gazowej na denko tłoka, masy tłoka, masy korbowodu oraz kinematyką układu tłokowo – korbowego.

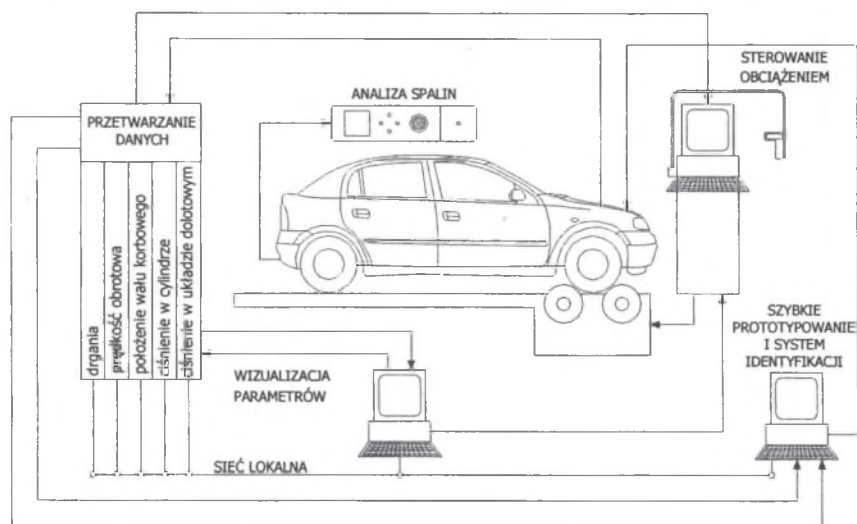
2. OBIEKT BADAŃ

Obiekt badań stanowił pojazd OPEL ASTRA wyposażony w silnik o pojemności 1600 cm³, posiadający dwa zawory na cylinder. Układ zasilania to jednopunktowy wtrysk paliwa benzynowego typu MULTEC, natomiast układ zapłonowy jest układem bezpośrednim, sterowanym mikroprocesorowo, typu DIS.

Stanowisko badawcze wyposażono w przetworniki i czujniki dające pełny obraz stanu pracy silnika. W skład układów kontrolno-pomiarowych, umożliwiających ciągłą rejestrację stanu pracy silnika, wchodzi urządzenia umożliwiające pomiar:

- ciśnień panujących wewnątrz komory spalania,
- przyspieszeń ścianki bloku silnika,
- kąta obrotu wału korbowego wraz ze znaczeniem GMP tłoka,
- mocy i momentu obrotowego silnika,
- podciśnienia panującego w kolektorze dolotowym.

Sygnaly wszystkich czujników i przetworników rejestrowane są za pomocą karty akwizycji danych. Schemat stanowiska pomiarowego przedstawiony został na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego [3]

Fig. 1. Chart of the measurement bench [3]

Ciśnienie indykowane mierzone było przez układ pomiarowy, w którego skład wchodził piezoelektryczny czujnik ciśnienia typu 6121 oraz wzmacniacz ładunku typ 5011. Cały układ pomiarowy jest produktem firmy KISTLER. Realizacja znaczenia położenia wału korbowego oraz pomiaru prędkości obrotowej silnika odbywała się przy użyciu znacznika położenia wału korbowego typu 2613B firmy KISTLER.

Drgania kadłuba silnika mierzone były przez przetworniki drgań typu ICP firmy PCB. Przetworniki przyspieszeń wraz ze wzmacniaczem sygnałów typu PA3000 firmy Roga Instruments tworzą układ pomiarowy przyspieszeń ścianki kadłuba silnika. Przetworniki zostały zamocowane na kadłubie silnika za pomocą magnesów o zdolności do przenoszenia drgań do 20 kHz.

Dodatkowym mierzonym parametrem był sygnał przetwornika ciśnienia absolutnego w kolektorze dolotowym. Przetwornik ten jest integralną częścią układu zarządzania wielkością wtrysku dawki paliwa badanego pojazdu. Wielkość ta jest potrzebna m.in. do wyznaczenia linii odniesienia dla otrzymanych wykresów ciśnienia indykowanego

Wszystkie mierzone parametry rejestrowane były przez ośmiokanałową kartę akwizycji danych NI PCI-6143 sterowaną programem opracowanym w środowisku LabView 7.1 [3].

3. WYNIKI BADAŃ

Program badań obejmował pomiary drgań i ciśnienia wewnątrz czwartego cylindra, prędkości obrotowej i kąta obrotu wału korbowego. Program ten zrealizowano dla:

- biegu jałowego,
- prędkości obrotowej 4000 min⁻¹ przy biegu luzem,
- zakresu prędkości od 1500 – 4000 min⁻¹ z rozdzielczością 500 min⁻¹ przy pełnym obciążeniu.

Badany pojazd zasilany paliwem benzynowym poruszał się po rolkach hamowni podwoziowej. Zmianę prędkości obrotowej realizowano za pomocą hamulca elektrowirowego. Obciążenie silnika pojazdu ustalono na stałym poziomie.

Zarejestrowano dane dla 15 punktów pomiarowych charakteryzujących się różną prędkością obrotową i różnym paliwem zasilającym silnik. W trakcie pomiarów rejestrowano także sygnały dla prędkości obrotowej odpowiadającej napędzaniu silnika przez rozrusznik..

Przykładowy przebieg ciśnienia spalania, ciśnienia sprężania wraz z przebiegiem przyspieszeń drgań przy zasilaniu benzynowym przedstawiono na rysunku 2.

Aby przeprowadzić należyte analizę przebiegów przyspieszeń drgań, zarejestrowane sygnały drganiowe należy uśrednić synchronicznie, uzyskując próbkę reprezentatywną przyspieszeń drgań. Próbką reprezentatywną sygnału przyspieszeń drgań wyznaczono dla jednego cyklu pracy silnika, posługując się następującą zależnością:

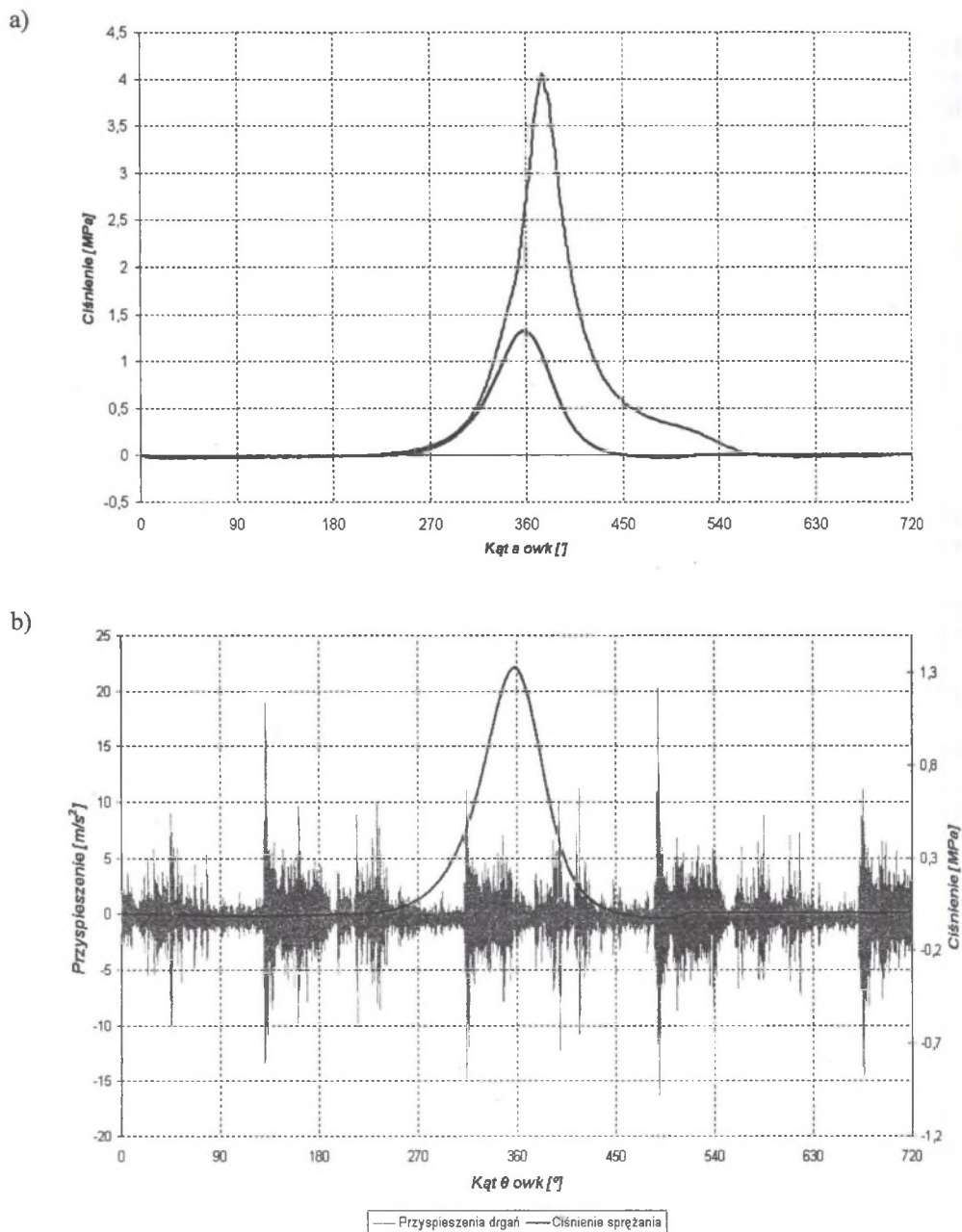
$$\bar{s}(t) = \sum_{t=1}^N \frac{x(t)}{N} \quad (1)$$

gdzie:

N – liczba cykli,

x(t) – próbka sygnału s(t).

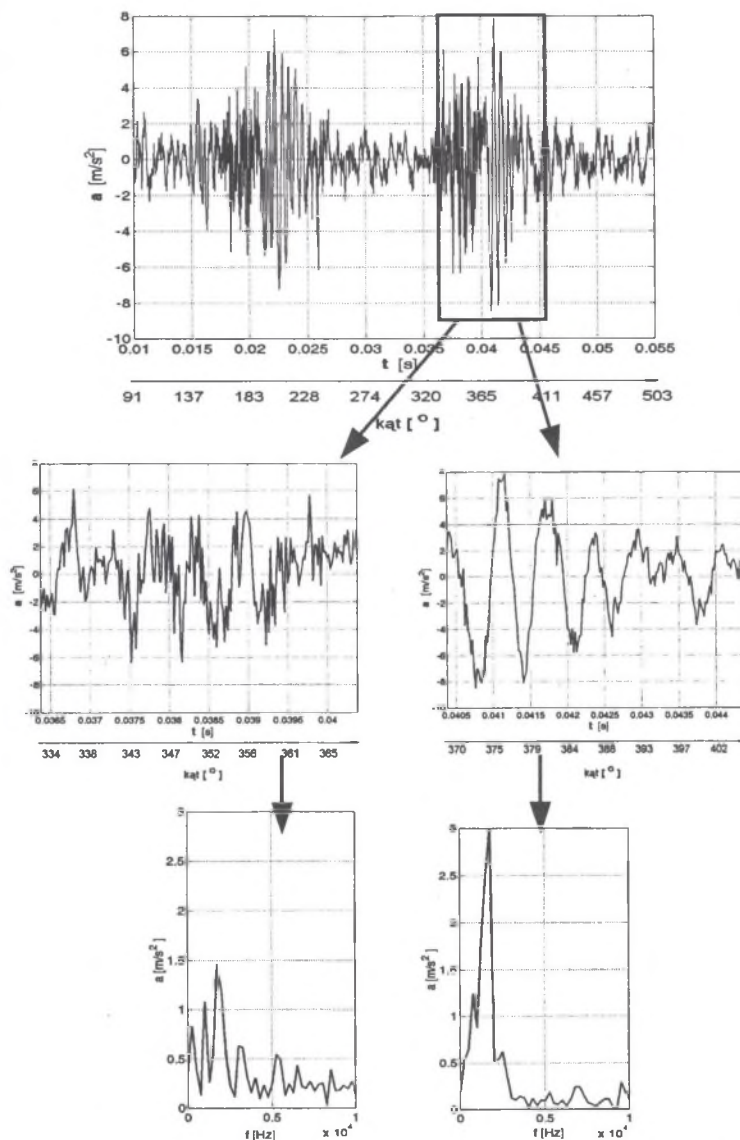
Dekompozycję przy użyciu Ciągłej Transformaty Falkowej przeprowadzono dla sygnału przyspieszeń drgań w płaszczyźnie prostopadłej do osi cylindra. Na sygnał uśredniony jaki i sygnał surowy nałożone zostało okno czasowe obejmujące zarówno proces spalania w obserwowanym czwartym cylindrze silnika, jak i tę część sygnału przyspieszeń drgań, która odzwierciedla proces spalania w sąsiednim, trzecim cylindrze. Przedstawiony wycinek sygnału poddano analizie falkowej, w wyniku której otrzymano rozkład współczynników falkowych C_{ab} na płaszczyźnie czas – skala.



Rys. 2. Wybrany przebieg zarejestrowany dla prędkości obrotowej 2000 min⁻¹ przy zasilaniu paliwem benzynowym: a) ciśnienia spalania oraz ciśnienia sprężania, b) ciśnienia sprężania oraz przyspieszeń drgań

Fig. 2. Selected chart by 2000 rpm and gasoline feeding: a) combustion pressure and compression pressure, b) compression pressure and vibration acceleration's

Analiza ta umożliwia obserwację zmiany struktury częstotliwościowej sygnału drganiowego w funkcji czasu oraz kąta obrotu wału korbowego. W uzyskanym rozkładzie wyróżniono dwa charakterystyczne obszary odpowiadające wysokim i niskim częstotliwościom (rys. 3). Niskie częstotliwości to obszary dopowiadające procesom spalania. Obszar wysokich częstotliwości odpowiada najprawdopodobniej zjawisku wyzwalania procesu spalania. Do takiego wniosku skłania zaobserwowany charakter przebiegu zmian współczynników falkowych.



Rys. 3. Uśredniony synchronicznie przebieg przyspieszeń drgań kadłuba silnika oraz widma wybranych fragmentów sygnału

Fig. 3. Synchronous averaged acceleration of the engine block surface and selected part signal spectrum

4. ANALIZA WYNIKÓW

Analizę wyników badań przeprowadzono dla punktów pomiarowych charakteryzujących się prędkością obrotową równą 1500, 2000 min^{-1} przy zasilaniu paliwem benzynowym. Dla zarejestrowanych przebiegów ciśnienia spalania wyznaczono przebieg siły gazowej jako siły oddziaływującej na denko tłoka w trakcie procesu spalania. Siłę obliczono na podstawie przebiegu ciśnienia spalania dzieląc jego wartość w okresie procesu spalania, przez pole denka tłoka.

Następnie przeprowadzono analizę zmienności siły stycznej na podstawie zależności [1]:

$$F_n = - \left\{ F_g - R\dot{\theta}^2 (m_t + m_k) \left(\cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right) \right\} \tan \phi \quad (2)$$

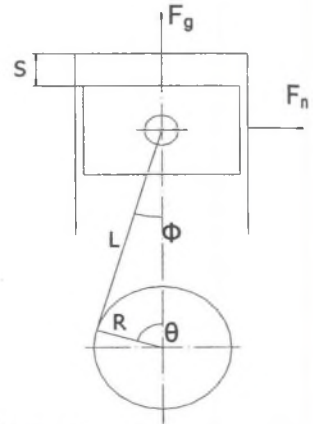
gdzie:

- F_g – siła gazowa,
- m_t – masa kompletnego tłoka,
- m_k – masa korbowodu,
- R – promień wykorbienia,
- L – długość korbowodu,
- S – skok tłoka.

Parametry charakteryzujące układ tłokowo – korbowy silnika wchodzące w skład równania (1) przedstawiono na rysunku 4.

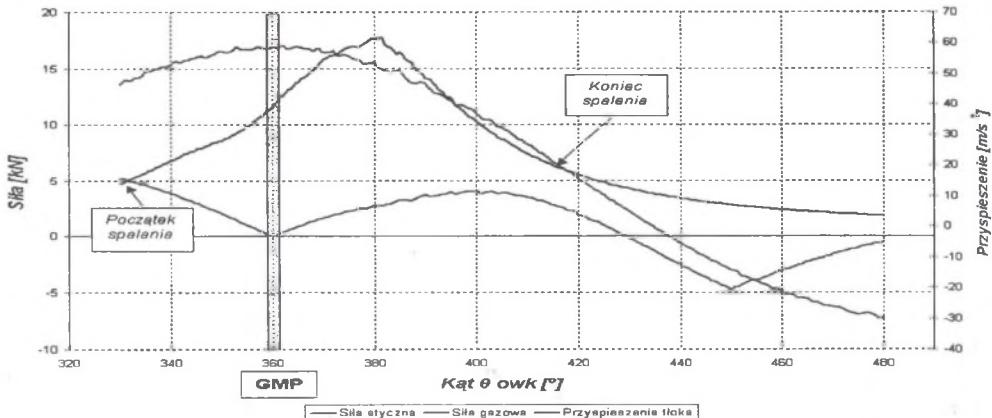
Przebieg siły stycznej wyznaczono na podstawie wyznaczonej różniczki kąta obrotu wału korbowego θ oraz zależności geometrycznych układu tłokowo - korbowego. Przebieg zmienności siły gazowej i otrzymanej na jej podstawie, siły stycznej oraz przyspieszenia tłoka w funkcji kąta obrotu wału korbowego θ przedstawiono na rysunku 5.

Rysunki 6 i 7 przedstawiają przebiegi drgań ścianki kadłuba silnika, siły gazowej i siły stycznej w zależności od kąta obrotu wału korbowego.



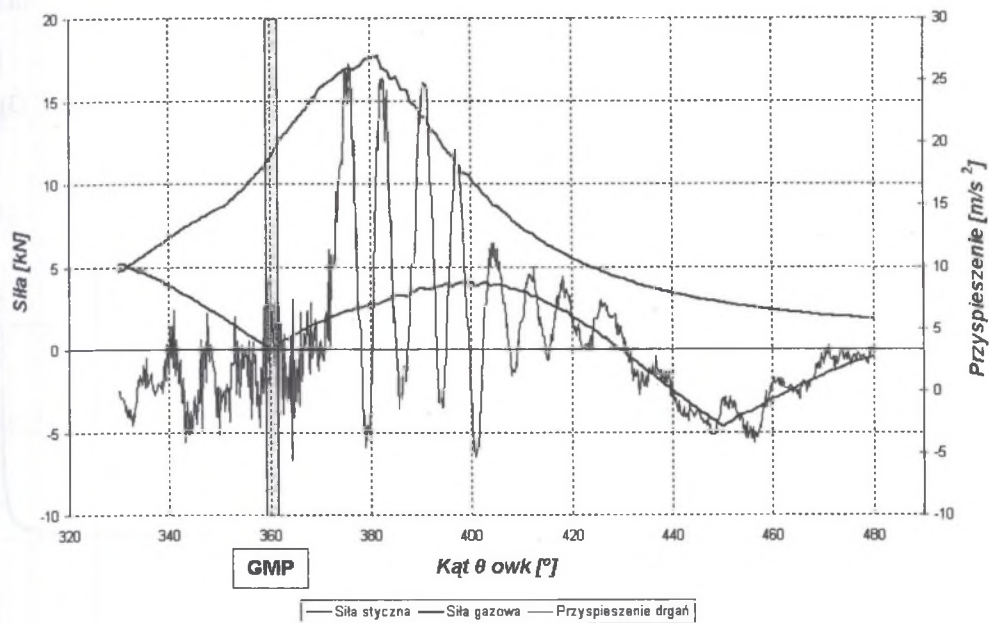
Rys. 4. Kinematyka układu tłokowego

Fig. 4. Kinematics of piston – conrod



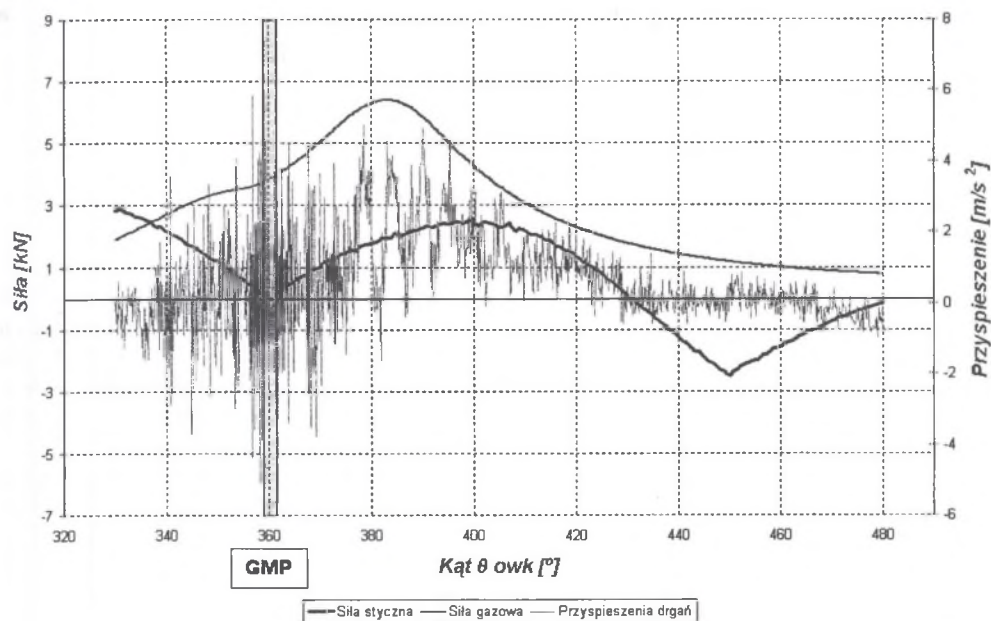
Rys. 5. Przebiegi zmienności przyspieszenia tłoka oraz siły stycznej i gazowej, 2000 min^{-1}

Fig. 5. Piston acceleration, gas and normal force vs. crank angle, 2000 rpm



Rys. 6. Przebieg siły stycznej i gazowej oraz sygnału przyspieszeń drgań ścianki kadłuba silnika, 2000 min^{-1}

Fig. 6. Normal and gas force and block surface acceleration signal's, 2000 rpm



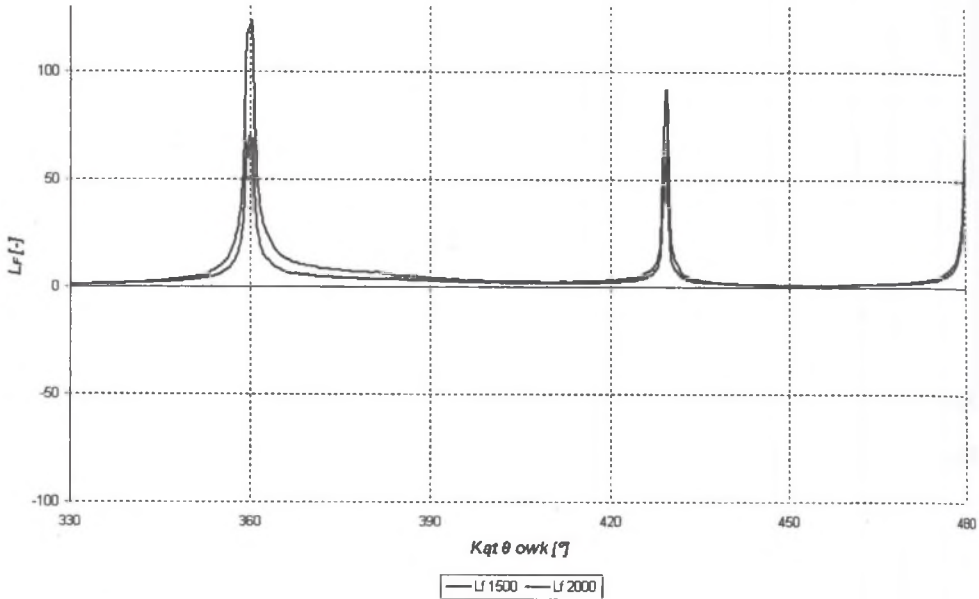
Rys. 7. Przebieg siły stycznej i gazowej oraz sygnału przyspieszeń drgań ścianki kadłuba silnika, 1500 min^{-1}

Fig. 7. Normal and gas force and block surface acceleration signal's, 1500 rpm

Dla wyznaczonych sił stycznej i gazowej obliczono ich wzajemny stosunek:

$$L_F = \frac{F_{g \max}}{F_{n \max}} \quad (3)$$

Rozkład wartości ilorazu L_F przedstawiono na rysunku 8.



Rys. 8. Rozkład ilorazu L_F

Fig. 8. Schedule of the L_F coefficient

5. WNIOSKI

Przedstawiona zależność (2) pozwala na odwzorowanie przebiegu zmienności siły stycznej w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Charakter zmian otrzymanego przebiegu nie pozwala na określenie bezpośredniej współzależności pomiędzy siłą styczną a przebiegiem drgań korpusu silnika. Zależność ta umożliwi jednak dla każdego z cykli pracy identyfikację zakresu kąta obrotu wału korbowego, dla którego następuje przemieszczanie się tłoka w kierunku ścianek cylindra.

Na podstawie przebiegu siły stycznej określone zostało okno analizy dekomponującej sygnał przyspieszeń drgań ścianki kadłuba silnika. Dotychczasowa szerokość okna analizy nie obejmowała przebiegów wymuszenia przez siłę styczną.

Wyznaczony iloraz L_F przedstawia rozkład wartości siły gazowej w stosunku do siły normalnej.

Przebieg zmienności siły gazowej przyjmuje charakter obwiedni sygnału drganiowego dla wartości kąta owk odpowiadających procesowi spalania. Taka zależność jest odwzorowaniem przebiegu procesu spalania w sygnale drganiowym.

Literatura

1. Inagaki M., Kawamoto T., Yamamoto K.: Prediction of structural and kinematic coupled vibration on Internal Combustion engine. R&D Review of Toyota CRDL, Vol 37, No. 2.
2. Czechyra B., Szymański G., Tomaszewski F.: Odzworowanie procesu spalania w sygnale drganiowym tłokowego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym. Diagnostyka, vol. 30, t. 1, 2004. s. 123÷126.
3. Fabiś P.: Pomiar ciśnienia indykowanego oraz drgań kadłuba silnika - koncepcja stanowiska badawczego. XXXII Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2005.
4. KISTLER – Piezo-instrumentation Katalog. Swiss, Wintherthur 1988.
5. PCB Piezotronics Vibration Division – Product Catalog, USA, New York 2003.
6. Strona internetowa National Instruments www.ni.com

Artykuł stanowi sprawozdanie z badań statutowych BW-419/RT 2/2006

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Jan Adamaczyk