

BADANIA DIAGNOSTYCZNE STANU TECHNICZNEGO SILNIKA SPALINOWEGO METODĄ EKSPLOATACYJNEJ ANALIZY MODALNEJ

Marcin ŁUKASIEWICZ

Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów, Akademia Techniczno – Rolnicza w Bydgoszczy,
ul. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz, e-mail: kmrip@mail.atr.bydgoszcz.pl

W pracy przedstawiono wybrane wyniki identyfikacji stanów technicznych silnika spalinowego metodą eksploatacyjnej analizy modalnej. Obiektem badań był silnik spalinowy nr 138 C.2.048 o pojemności skokowej 1,4 dm³, mocy 55 kW (75 KM), powszechnie stosowany w modelu Fiat Uno 75i.e. Silnik badano na stanowisku badawczym laboratorium silników spalinowych. Umożliwia ono prezentację generowanych sygnałów drganiowych oraz badanie wpływu jego rozregulowań na zmianę sygnałów wibroakustycznych silnika spalinowego.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, wnioskowanie diagnostyczne,
eksploatacyjna analiza modalna.

REPRESENTATION OF COMBUSTION ENGINE TECHNICAL STATE MODAL MODEL IN USE TO DIAGNOSTIC INVESTIGATIONS

The paper contains application of operational modal analysis in use of combustion engine chosen technical state identification. The combustion engine No. 138C.2.048 with 1,4 cdm. swept capacity, power 55 kW (75 HP), generally applied in Fiat Uno 75i.e., was an investigation object. The engine is situated in investigative laboratory of combustion engines. It makes possible to introduce generated vibration signals as well as the investigation of his out of adjustment influence on the combustion engine vibration signals change.

Keywords: combustion engine, diagnostic inference, operational modal analysis.

1. WSTĘP

Diagnostyka techniczna silników spalinowych, z uwagi na skomplikowany charakter drgań, jest trudna i tylko niewiele ze znanych metod diagnozowania jego stanu może mieć szersze zastosowanie techniczne.

Destrukcyjne oddziaływania wymuszających czynników zewnętrznych i wewnętrznych w trakcie eksploatacji powodują zmiany stanu technicznego danego silnika. Zastosowanie metody diagnostyki wibroakustycznej umożliwia określenie stanu badanego obiektu (całego pojazdu lub jego silnika) w celu podjęcia dalszych decyzji diagnostycznych dotyczących postępowania z badanym obiektem. Z dostępnych wyników badań eksperymentalnych silników spalinowych wynika, iż badając zjawiska wibroakustyczne zachodzące w silniku można na ich podstawie z dużym stopniem prawdopodobieństwa określić aktualny stan eksploatacyjny silnika i aktualną jakość regulacji poszczególnych układów.

Od niedawna nowym podejściem do badania stanu technicznego zarówno silnika spalinowego jak i całych pojazdów jest zastosowanie metod analizy modalnej jako jednego z narzędzi diagnostyki wibroakustycznej. W pracy

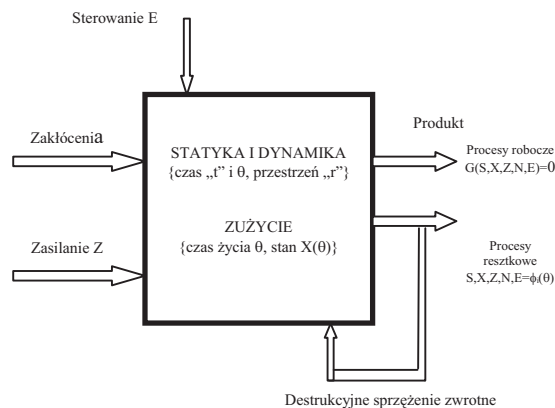
przedstawione zostaną wyniki badań modalnych silnika spalinowego nr 138 C.2.048 o pojemności skokowej 1,4 dm³, mocy 55 kW (75 KM), powszechnie stosowanego w modelu Fiat Uno 75i.e. Do badań diagnostycznych posłużono się eksploatacyjną analizą modalną, która umożliwia estymację modeli dynamicznych oraz ich analizę w oparciu o dane pomiarowe. Badania te realizuje się w rzeczywistych warunkach pracy obiektu. Ten typ analizy modalnej stosuje się w przypadkach, gdy nie ma możliwości zastosowania zewnętrznego sterowanego wymuszenia oraz gdy nie można wyłączyć konstrukcji z eksploatacji [1, 3, 8].

Ideą eksploatacyjnej analizy modalnej jest śledzenie zmian parametrów modelu modalnego, powstających na skutek rozregulowań, zużycia, uszkodzeń lub awarii, na podstawie bieżących obserwacji obiektu. W metodzie tej tworzy się model modalny w postaci zbioru częstości własnych, postaci drgań oraz współczynników tłumienia, dla obiektu bez uszkodzeń, jako wzorzec. Następnie w czasie eksploatacji identyfikuje się model modalny i bada jego korelację z modelem dla obiektu nieuszkodzonego. W przypadku, gdy korelacja taka występuje można stwierdzić, że obiekt jest w stanie zdatności. W przypadku braku

korelacji obiekt jest w stanie niezdatności spowodowanym np.: uszkodzeniem.

2. MODEL GENERACJI SYGNAŁÓW WIBROAKUSTYCZNYCH DLA SILNIKA SPALINOWEGO

Ogólny model obiektu dla oceny stanu w ujęciu symptomowym przedstawiono na rys. 1. Stan techniczny obiektu możemy tutaj określić dokonując obserwacji jego funkcjonowania, tj. jego wyjście główne przekształconej energii (lub produktu) oraz wyjście dysypacyjne, gdzie obserwuje się różne typy procesów resztkowych.



Rys.1. Model diagnostyki obiektu [4]

Przedstawiony model obiektu dla potrzeb diagnostyki w ujęciu mechanicznym opisuje równanie wektorowe:

$$G(X,S,E,Z,N) = 0 \quad (1)$$

gdzie:

G – operator funkcjonowania obiektu, X – wektor zmiennych cech stanu opisujący strukturę obiektu, S – wektor zmiennych wyjściowych (odpowiedź obiektu), przedstawiający zbiór zawierający przekształconą energię Z , może to być proces roboczy, względnie jakość produktu lub procesy resztkowe, E – wektor zmiennych wejściowych (wymuszenia), określa sposób sterowania obiektem oraz oddziaływania urządzeń diagnostycznych i warunki pracy, N – wektor zmiennych zakłóceń.

Wektor stanu obiektu dla danego czasu eksploatacji θ określa się zależnością:

$$X = g(S,E,Z,N) \quad (2)$$

gdzie:

g – operator wielkości składowych modelu.

Stosując uproszczenie dla potrzeb eksperymentu, zakłada się stałość w sensie wartości średnich wektorów $E, Z = 0$, w wyniku, czego uzyskujemy uproszczony wzór stanu obiektu:

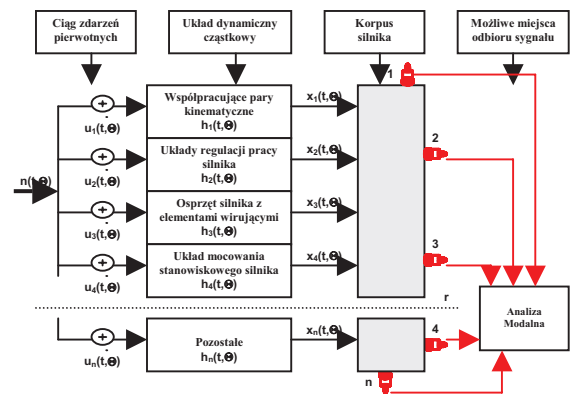
$$X = F(S)_{(E,Z=const)} + N \quad (3)$$

Uwzględniając dziedziny poszczególnych wektorów tej relacji otrzymuje się podstawowe równanie stanu w następującej formule:

$$X(t,\theta,r) = A(r) S(\theta,r) + N(\theta,r) \quad (4)$$

Wektorowy opis struktury obiektu, jego wejść: zasilania, sterowania i zakłóceń oraz wyjść energetycznych (użytecznych i resztkowych) prowadzi do opisu możliwych relacji diagnostycznych.[4, 6]

Podczas projektowania eksperymentu zaproponowano model generacji sygnału diagnostycznego silnika spalinowego, który przedstawiono na rys. 2.



Rys.2. Model generacji sygnału diagnostycznego zaproponowany dla silnika spalinowego [7, 8]

Odbierane sygnały wyjściowe w dowolnym miejscu korpusu silnika są sumą odpowiedzi na wszystkie zdarzenia elementarne $u_n(t,\theta)$, występujące w poszczególnych układach dynamicznych cząstkowych o impulsowej funkcji przejścia $h_n(t,\theta)$. Oddziaływania te po przejściu przez właściwe układy dynamiczne sumują się na korpusie silnika, na którym w wybranych punktach umieszczono przetworniki drgań tak, by można było w wyniku przeprowadzonych pomiarów sygnałów wyjściowych i zastosowaniu eksploatacyjnej analizy modalnej wyznaczyć model modalny badanego silnika. Przez $n(t,\theta)$, oznaczono tutaj przypadkowe oddziaływanie występujące z tytułu obecności mikrozjawisk dynamicznych takich jak tarcie itp.[5, 7, 8].

Ze względu na złożoność procesów zachodzących w silniku mamy dużą ilość ciągów zdarzeń elementarnych, które mają wpływ na wyniki prowadzonych badań.

Ocenę wpływu rozwijającego się uszkodzenia na parametry modelu modalnego można oszacować stosując teorię wrażliwości do modelu strukturalnego w postaci:

$$M\ddot{\chi} + C\dot{\chi} + K\chi = x(t) \quad (5)$$

gdzie: M, C, K – macierze mas, tłumienia i sztywności, $\chi, \dot{\chi}, \ddot{\chi}$ – wektory przyspieszeń, prędkości i przemieszczeń, $x(t)$ – wektor sił wymuszających [2, 3].

Równanie można przekształcić do współrzędnych głównych, stosując transformację daną wzorem:

$$x(t) = \Psi q(t) = \sum_{r=1}^n \Psi_r q_r(t) \quad (6)$$

gdzie: Ψ jest macierzą modalną, której kolumny są postaciami drgań własnych odpowiadających danej częstości własnej, $q(t)$ jest współrzędną główną (modalną). [2, 3]. W celu wyznaczenia parametrów modelu modalnego należy rozwiązać zagadnienie własne w postaci:

$$K\{\Psi_i\} - \Lambda_i M\{\Psi_i\} = \{0\} \quad (7)$$

gdzie: Λ_i - wartości własne, $\{\Psi_i\}$ - wektory własne.

Po serii przekształceń uzyskano w efekcie zależność:

$$\frac{\partial f_i}{\partial p} = \frac{1}{8\Pi^2 f_i} \{\Psi_i\}^T \frac{\partial K}{\partial p} \{\Psi_i\} - \frac{f_i}{2} \Psi_i^T \frac{\partial M}{\partial p} \Psi_i \quad (8)$$

W przeprowadzonych badaniach empirycznych, wykorzystano metodę LSCE, za pomocą, której aproksymuje się przebieg funkcji korelacji sumą zanikających wykładniczo funkcji harmonicznymi. [2, 3, 4, 5].

3. BADANIA STANOWISKOWE

Obiektem badań empirycznych był silnik spalinowy nr 138 C.2.048 o pojemności skokowej 1,4dm³ mocy 55kW/75KM, powszechnie stosowany w modelu Fiat Uno 75i.e. a przedstawiony na rys. 3. Silnik wyposażony we wtrysk paliwa firmy Bosch typu L-Jetronic znajduje się na stanowisku badawczym laboratorium silników spalinowych i umożliwia prezentację generowanych sygnałów drganiowych oraz badanie wpływu jego rozregulowań na zmianę sygnałów wibroakustycznych.



Rys. 3. Silnik spalinowy na stanowisku badawczym

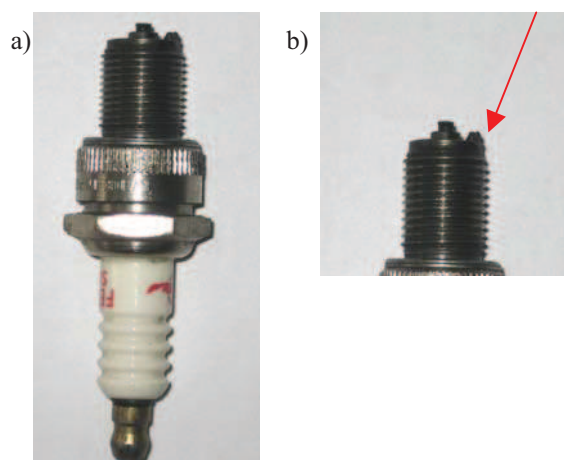
Przeprowadzone badania stanowiskowe silnika spalinowego polegały na wyznaczeniu miar drganiowych silnika w stanie zdadności i porównaniu ich z miarami wyznaczonymi dla

układu uszkodzonego (uszkodzona świeca zapłonowa) oraz dokonaniu oceny wpływu otrzymanych wyników drganiowych na zmiany parametrów modelu modalnego.

Dla potrzeb przeprowadzenia eksperymentu zasymulowano następujące modele stanu silnika:

- *Stan pierwszy (A)* - odpowiadał stanowi zdadności silnika;
- *Stan drugi (B)* - odpowiadał stanowi silnika, w którym w trakcie pracy silnika na pierwszym cylindrze silnika jest uszkodzona świeca zapłonowa;
- *Stan trzeci (C)* - odpowiadał stanowi silnika, w którym w trakcie pracy silnika na drugim cylindrze silnika jest uszkodzona świeca zapłonowa;
- *Stan czwarty (D)* - odpowiadał stanowi silnika, w którym w trakcie pracy silnika na trzecim cylindrze silnika jest uszkodzona świeca zapłonowa;
- *Stan piąty (E)* - odpowiadał stanowi silnika, w którym w trakcie pracy silnika na czwartym cylindrze silnika jest uszkodzona świeca zapłonowa;

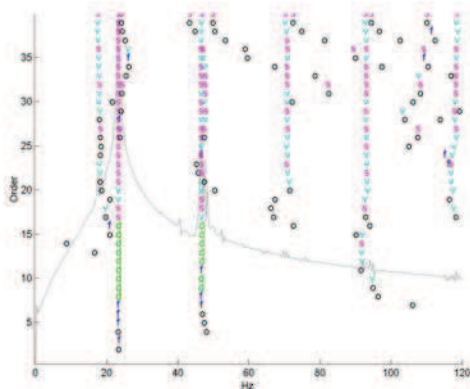
Uszkodzenie świecy zapłonowej polegało na usunięciu elektrody – w wyniku czego niemożliwym stał się zapłon mieszaniny paliwowo – powietrznej w danym cylindrze, co zakłócało pracę badanego silnika. Tylko taki sposób uszkodzenia świecy zapłonowej gwarantował poprawność uzyskanych wyników, gdyż samo zdjęcie przewodu wysokiego napięcia ze świecy w trakcie pracy silnika powodowało przypadkowe, niekontrolowane przeskoki ładunku elektrycznego na korpus silnika. Przeskok taki wiązał się z możliwością uszkodzenia układu pomiarowego oraz zakłócał poprawną pracę czujników piezoelektrycznych. Sposób uszkodzenia świecy przedstawiono na rys. 4.



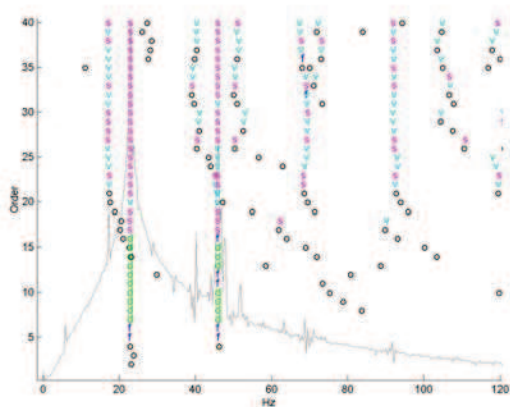
Rys. 4. Uszkodzona świeca zapłonowa:
a) świeca zapłonowa, b) usunięta elektroda

Dla celów eksperymentu założono następujące parametry pracy silnika i układu pomiarowego: 900 obr/min – prędkość obrotowa biegu jałowego silnika spalinowego, silnik w stanie równowagi cieplnej, pomiarów dokonano dla zakresu częstości od 0 – 200 Hz i liczbie próbkowania 2048.

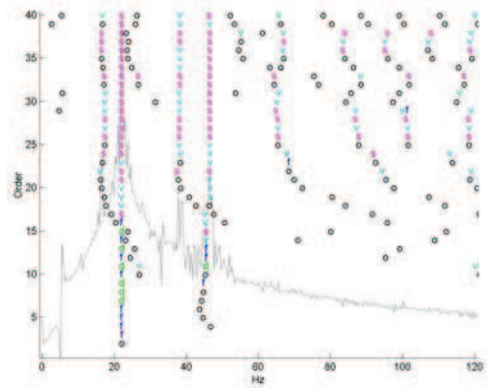
Otrzymane dane pomiarowe przetworzono za pomocą pakietu oprogramowania do analizy modalnej „Vioma” przy zastosowaniu metody LSCE. Metoda LSCE identyfikacji parametrów modelu modalnego jest realizowana w dziedzinie czasu, stosowana do odpowiedzi impulsowej układu jest dobrze znaną techniką w klasycznej eksploatacyjnej analizie modalnej dającą estymatory globalne biegunów układu w postaci częstości własnych i modalnych współczynników tłumienia. Dla założonych stanów technicznych silnika otrzymano metodą LSCE diagramy stabilizacyjne, przedstawione na rysunkach 5, 6, 7, 8, 9.



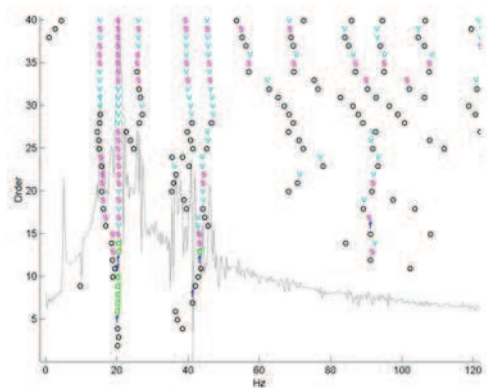
Rys. 5. Diagram stabilizacyjny dla stanu A



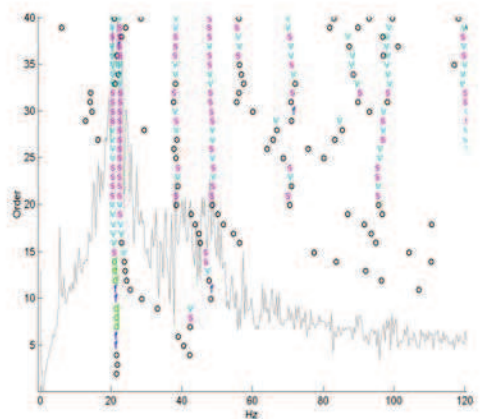
Rys. 6. Diagram stabilizacyjny dla stanu B



Rys. 7. Diagram stabilizacyjny dla stanu C



Rys. 8. Diagram stabilizacyjny dla stanu D



Rys. 9. Diagram dla stanu E

4. WYNIKI BADAŃ

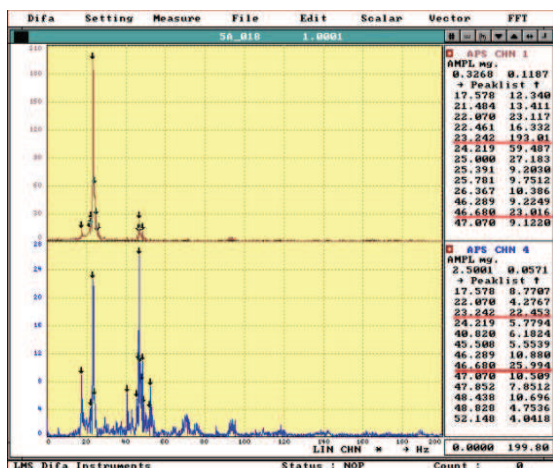
Na podstawie otrzymanych wyników pomiarowych stworzono model modalny silnika spalinowego dla założonych stanów dynamicznych. W modelu podano wielkości rzędu modalnego, częstości drgań własnych oraz współczynników tłumienia. Model modalny dla silnika otrzymany na podstawie diagramów stabilizacyjnych został przedstawiony w tabelicy 1.

Tablica 1.
Parametry modelu modalnego badanego silnika. Order – rząd modelu modalnego, F – wartość częstości własnych, D – współczynnik tłumienia

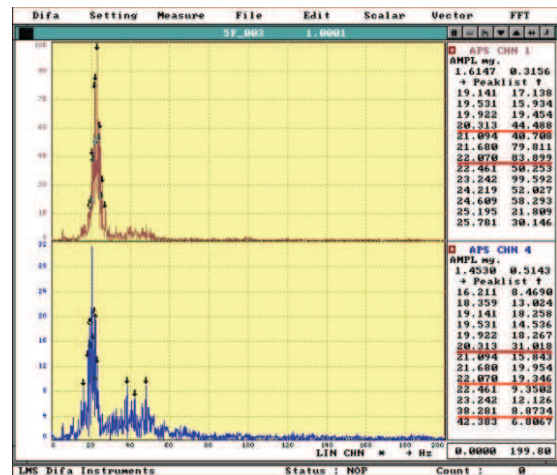
Stan A	Order	18			17	
	F (Hz)	23,27			46,96	
	D(%)	0,67			1,34	
Stan B	Order	25	17		18	
	F (Hz)	17,59	23,58		45,93	
	D(%)	3,83	0,71		1,27	
Stan C	Order	23	18	24	20	
	F (Hz)	16,50	21,89	37,74	46,34	
	D(%)	11,47	1,21	6,33	1,78	
Stan D	Order	19	17	29	27	26
	F (Hz)	16,52	20,70	25,51	41,43	47,43
	D(%)	10,11	2,48	6,73	4,61	4,07
Stan E	Order		18	24	23	23
	F (Hz)		20,13	22,05	39,08	49,60
	D(%)		1,93	7,93	6,98	4,80

Tak utworzony model modalny zestawiono z charakterystykami amplitudowymi badanego sygnału, dzięki czemu zostały zidentyfikowane częstości charakterystyczne dla przyjętego stanu.

Przykładowe porównanie modelu modalnego z charakterystyką amplitudową przedstawiono na rysunkach 10 i 11 - w których przedstawiono zestawienie stanu A, w którym założono pełen stan zdadności silnika oraz E – w, którym założono, że w trakcie pracy silnika na czwartym cylindrze silnika jest uszkodzona świeca zapłonowa. Na charakterystykach tych w tabelach zakreślone zostały zidentyfikowane wartości częstości modelu modalnego dla założonych stanów.



Rys.10. Charakterystyki amplitudowe – stan A silnika



Rys. 11. Charakterystyki amplitudowe – stan E silnika

4. WNIOSKI

Otrzymane w eksperymencie parametry modalne oraz estymaty liczbowe wielkości sygnału drganiowego wskazują jednoznacznie, że założone w eksperymencie wybrane stany zdadności silnika spalinowego dały się odwzorować w parametrach modalnych oraz innych wielkościach charakteryzujących drgania i są możliwe do identyfikacji.

W otrzymanych diagramach stabilizacyjnych i wynikach zestawionych w tabeli modele modalne układu dla założonych stanów dynamicznych silnika różnią się między sobą wartościami poszczególnych parametrów modalnych: częstościami własnymi, rzędem modelu modalnego i współczynnikami tłumienia, mimo zastosowania jednego typu uszkodzenia dla poszczególnych cylindrów. Dzięki uzyskaniu różnych wartości parametrów modalnych dla danych uszkodzeń jesteśmy w stanie rozróżnić poszczególne stany techniczne obiektu oraz wskazać jednoznacznie miejsce i możliwą przyczynę zaistniałego uszkodzenia.

Bazując na otrzymanych wynikach badań silnika, dokonując pomiarów na innym obiekcie tego typu jesteśmy w stanie określić aktualny stan techniczny badanego obiektu, poprzez porównanie otrzymanych wyników z wynikami wzorcowymi i przypisaniu ich do konkretnego stanu wzorcowego, który odpowiada konkretnemu uszkodzeniu obiektu lub jego braku.

Zastosowanie eksploatacyjnej analizy modalnej w badaniach diagnostycznych znajduje więc swoje zastosowanie jako jedna z wielu metod wyznaczania aktualnego stanu technicznego badanego obiektu.

Obecne prace badawcze dla przedstawionej metody identyfikacji stanu technicznego silnika spalinowego przy zastosowaniu metod eksploatacyjnej analizy modalnej są w fazie badań i dlatego założone stany są stanami, które

zdecydowanie ingerują w prawidłowe funkcjonowanie silnika i co się z tym wiąże są dobrze odwzorowane w sygnale wibroakustycznym.

Przedstawione w pracy wyniki badań są częścią realizowanego projektu badawczego KBN Nr 1461/T07/2005/28 i nie opisują całości zagadnienia badawczego, tylko wybrane jego aspekty.

LITERATURA

- [1] Łukasiewicz M.: „Zastosowanie analizy modalnej w badaniu stanu przekładni zębatych”, *Mechanika* 53 ATR Bydgoszcz 2002.
- [2] Uhl T.: „Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych” WNT Warszawa 1997.
- [3] Uhl T., Kurowski P.: „VIOMA – instrukcja użytkownika” AGH Kraków 2002.
- [4] Żółtowski B.: „Elementy dynamiki maszyn”, ATR Bydgoszcz 2002.
- [5] Żółtowski B.: „Badania dynamiki maszyn”, ATR Bydgoszcz 2002.
- [6] Żółtowski B.: „Badania wibroakustyczne w pojazdach mechanicznych”, *Mechanika* 33 ATR Bydgoszcz.
- [7] Żółtowski B., Łukasiewicz M., Bas W.: „Próba odwzorowania modelu modalnego w miarach procesu drganiowego w zastosowaniu do badań diagnostycznych” *Materiały konferencyjne Węgierska Górka* 2005.
- [8] Łukasiewicz M.: Próba odwzorowania modelu modalnego stanu technicznego silnika spalinowego w zastosowaniu do badań diagnostycznych, 2005, *Diagnostyka* vol. 33.



Mgr inż. Marcin ŁUKASIEWICZ jest asystentem w Katedrze Maszyn Roboczych i Pojazdów Wydziału Mechanicznego Akademii Techniczno – Rolniczej w Bydgoszczy, członek SIMP, PTDT. W pracy naukowej zajmuje się

zagadnieniami wibroakustyki z uwzględnieniem problematyki analizy modalnej oraz zagadnieniami rozpoznawania i klasyfikacji stanów obiektów mechanicznych, w szczególności badaniem silników spalinowych oraz aparaturą diagnostyczną. Autor kilkudziesięciu publikacji z zakresu wibroakustyki oraz analizy modalnej.