

ZASTOSOWANIE PROSTYCH MODELI DYNAMICZNYCH W DIAGNOSTYCE WIBROAKUSTYCZNEJ MASZYN

Zbigniew DĄBROWSKI

Instytut Podstaw Budowy Maszyn, Politechnika Warszawska
02-524 Warszawa, ul. Narbutta 84, tel. +48 22 234 82 76
e-mail: zdabrow@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

W pracy Autor dyskutuje tezę, że prosty model dynamiczny może być użyteczny w diagnostyce wibroakustycznej maszyn, jeżeli jest dobrze zdefiniowany, nieliniowy i dobrze zidentyfikowany.

Słowa kluczowe: dynamika maszyn, identyfikacja modelu, błędy współosiowości.

THE USE OF UNCOMPLICATED DYNAMICAL MODEL IN THE TASK OF VIBROACOUSTICAL DIAGNOSTICS

Summary

The main thesis of this paper is that simple dynamic model could be useful in vibroacoustic diagnostics only if is properly defined, nonlinear and correctly identified.

Keywords: machine dynamics, model identification, coaxiality errors.

1. WPROWADZENIE

W chwili obecnej trudno powiedzieć, jaka metoda, czy nawet szerzej, jaka metodyka postawienia diagnozy o maksymalnym współczynniku pewności postawienia diagnozy powinna być zastosowana w rozwiązaniu konkretnego zadania technicznego. Gwałtowny rozwój technik cyfrowych z jednej strony i metod analizy sygnałów z drugiej stwarza możliwości wyboru ogromnej liczby narzędzi do pozyskiwania i przetworzenia informacji, a tym samym układania procedur diagnostycznych.

Czy zatem w zaistniałej sytuacji jest w ogóle celowe posługiwanie się modelami diagnostycznymi? Czy w sytuacji, gdy wygenerowanie modelu MES o kilku tysiącach stopni swobody nie nastęrcza względnych trudności celowe jest posługiwanie się modelem zapisanym kilkoma równaniami różniczkowymi? Czy dysponując metodami analizy sygnałów pozwalającymi na nadzwyczajną dokładność analizy drgań i emitowanego dźwięku maszyny w ogóle warto konstruować modele strukturalne? Czy nie jest lepszy model typu „czarna skrzynka” zidentyfikowany wirtualnie dzięki znakomitym metodom przetwarzania informacji uzyskanej z eksperymentu? Jednoznacznie odpowiedzieć na te pytania jest nadzwyczaj trudno.

W diagnostyce technicznej, jak wiadomo, nie zależy nam na mniej lub bardziej dokładnym opisie dynamiki maszyny lecz na znalezieniu relacji *stan*↔*symptom*, w którym zmiennymi stanu mogą być parametry geometryczne mniejsze niż tolerancje wykonania części maszyny, lokalne zmiany cech materiałowych nie powodujące zmiany parametrów wytrzymałościowych konstrukcji itp. zmienne, a symptomami bywają zmiany obserwowanego sygnału na tyle małe, że nie daje się ich zaobserwować analizując energię procesu. W dodatku pomiar jest na ogół pośredni, a zakłócenia losowe bywają większe niż efekt, który chcemy zaobserwować.

Jasnym jest zatem, że model dynamiczny maszyny, którym posługuje się konstruktor np. w procesie optymalizacji w żaden sposób nie może sprostać problemom diagnostycznym. Trudno by był on wrażliwy na zmiany o rząd czy kilka rzędów wielkości mniejsze niż jego dokładność uznana skądinąd za dobrą.

Dysponowanie jednakże modelem analitycznym ma ogromne zalety. Model taki, o ile został poprawnie zbudowany i zidentyfikowany, ma rangę pewnej teorii naukowej. Po wstawieniu odpowiednich wartości liczbowych może być użyty do rozwiązania konkretnego zadania danej klasy, pozwala badać problem a priori i a posteriori, czyli umożliwia genezę oraz prognozę i w tym zakresie

może być nad wyraz cennym narzędziem pracy diagnosty.

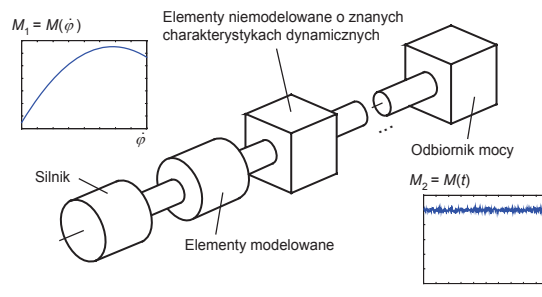
By to jednak było możliwe model musi być stosunkowo prosty i umożliwiać dyskusję jakościową i ilościową. W obecnej chwili nie ma żadnego uzasadnienia dla wyprowadzenia w sposób analityczny „kilometrowych” układów równań. Od tego są systemy cyfrowe. Wymienione jednak zalety ogólności powodują, że modele analityczne są w diagnostyce stosowane, doskonalone i w dalszym ciągu... jest ich zbyt wiele!

Sądzę, że możliwe jest by typowe części i zespoły maszynowe (sprzęgła, łożyska, przekładnie, niektóre rodzaje połączeń) doczekały się wreszcie modeli uznanych za środowisko za ostateczne (optymalne) co stworzyłoby solidną podstawę do dobrego diagnozowania bardziej złożonych systemów. Na razie jednak do takiej zgodności daleko. Dlatego też pragnę dołożyć głos do dyskusji na ten temat i sformułować warunki by model „dynamiczny” był diagnostycznie użyteczny i przekonać Czytelnika do słuszności tych warunków prezentując ciąg przykładów aplikacyjnych.

2. PODSTAWOWE ZAŁOŻENIA

Z licznych prac prowadzonych przez Autora i kierowany przez niego zespół wynika, że wymienione dalej warunki pozwalają uzyskać stosunkowo prosty model analityczny, wrażliwy na zmiany parametrów stanu i pozwalający na określenie oczekiwanego symptomu.

1° Model powinien być odseparowany, to znaczy powinien dokładnie opisywać jedynie diagnozowany element (zespół), a pozostałe części maszyny winny być opisane możliwie najdokładniej określonymi charakterystykami dynamicznymi uzyskanymi z obserwacji (pomiarów). To założenie wydaje się oczywiste gdy zdamy sobie sprawę, że na ogół całościowy model dynamiczny nawet „najbardziej” szczegółowy i doskonale zidentyfikowany jest wielokrotnie mniej dokładny niż zakres zmian zmiennych stanu. Jeżeli maszynę potraktujemy jako szeregowe lub szeregowo-równoległe połączenie elementami przeniesienia napędu silnika i części roboczej (odbiornika mocy) to warunek ten można poglądowo przedstawić tak jak na rys. 1 [2]. Uzasadnienie słuszności takiego założenia jest proste.



Rys. 1. Schemat układu przeniesienia mocy

Efekty dynamiczne zmian zmiennych stanu są na tyle słabe, że nie powodują sprzężeń zwrotnych rzutuujących na pracę urządzenia jako całości (oczywiście do chwili awarii), a tym samym nie mają wpływu na wejście i wyjście diagnozowanego elementu.

2° Model może być ograniczony nawet do dwóch równań różniczkowych zwyczajnych, lecz muszą być to równania nieliniowe. To założenie nie jest już tak oczywiste. W wielu pracach Autor [m.in. 3, 4, 5] wskazywał na „wszechobecność” efektów nieliniowych w zadaniach diagnostycznych, podsumowując te rozwiązania w monografii [1]. Tymczasem podstawowe techniki analizy sygnałów poczynając od transformaty Fouriera opracowano dla układów liniowych (lub zlinearyzowanych). Istnieje tu cały szereg pewnych trudności teoretycznych będących obiektem licznych publikacji Autora, których rozwiązanie sprowadza się do metod i technik odseparowania nieliniowego zaburzenia.

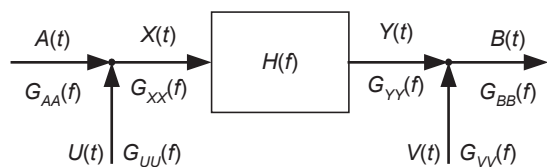
Jeżeli problem identyfikacji modelu sprowadzimy do badania relacji *wybrana miara sygnału* ↔ *rozwiązanie modelu* to po stronie modelowej winno się znać co najmniej postać rozwiązania by możliwe było stosowanie jednowymiarowych transformat całkowych [1]. Po stronie „modelu” musimy dysponować technikami separacji składowych nieliniowych [5].

Nie sposób oczywiście w jednym artykule przytoczyć wszystkich stosowanych technik, nie mniej spróbujemy krótko przedstawić następującą propozycję.

Wiemy, że funkcja koherencji zwyczajnej:

$$\gamma_{AB}^2(f) = \frac{H_1(f)}{H_2(f)} \quad (1)$$

jest mniejsza od jedności w przypadku zakłóceń wejścia, zakłóceń wyjścia i układu nieliniowego. Załóżmy, że układ nieliniowy zachowuje się tak jak układ pracujący z jednoczesnym zakłóceniem wyjścia i wejścia, przy czym nie znane są relacje między tymi zakłóceniami, co poglądowo przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Przykładowy model układu

Przyjęto następujące oznaczenia:

$$H_1(f) = \frac{G_{AB}(f)}{G_{AA}(f)}$$

$$H_2(f) = \frac{G_{BB}(f)}{G_{BA}(f)}$$

$G_{AA}(f) = (G_{AA\text{RMS}}(f))^2$ – uśrednione widmo mocy sygnału wejściowego,

$G_{BB}(f) = (G_{BB\text{RMS}}(f))^2$ – uśrednione widmo mocy sygnału wyjściowego,

$G_{AB}(f)$ – uśrednione widmo wzajemne mocy sygnałów na wejściu i wyjściu układu (widmo sprzężone z widmem $G_{BA}(f)$),

$$\gamma_{AB}^2(f) = \frac{\gamma_{XY}^2(f)}{1 + G_{UU}(f)/G_{AA}(f) + G_{VV}(f)/G_{BB}(f) + G_{UU}(f)/G_{AA} \cdot G_{VV}(f)/(f)G_{BB}(f)} \quad (2)$$

który to wzór daje się sprowadzić do postaci:

$$\gamma_{AB}^2(f) = \frac{\gamma_{XY}^2(f)}{1 + \Delta(f)} = \frac{H_1(f)}{H_2(f)} \cdot \frac{1}{1 + \Delta(f)} \quad (3)$$

Przy takim potraktowaniu zagadnienia mnożnik $\frac{1}{1 + \Delta(f)}$ pozwala przeliczyć obserwowaną funkcję koherencji na funkcję koherencji układu zlinearyzowanego (niezaburzonego), a współczynnik $\Delta(f)$ pełni rolę miary nieliniowego zaburzenia.

W końcowym efekcie postępowanie takie pozwala na stosowanie znanych technik przetwarzania sygnałów. Nie zanudzając Czytelnika długimi wywodami, które można znaleźć w cytowanej literaturze, możliwe jest porównywanie rezultatów modelu nieliniowego z wynikami obserwacji w dziedzinie czasu i częstotliwości oraz stosowanie jako kryteriów porównawczych odpowiednich charakterystyk.

Model nieliniowy za to w stosunku do liniowego może być nieporównywalnie bardziej wrażliwy na małe zmiany parametrów (gdy dotyczą one części nieliniowej) niż prosty model liniowy, a tym samym użyteczny diagnostycznie.

3° Model powinien być dobrze zidentyfikowany i zweryfikowany dla innych wartości Θ (czasu życia) niż wartości przyjęte w procesie identyfikacji, przy czym zmiennymi decyzyjnymi w procedurze identyfikacji parametrycznej (dostrojenia modelu)

$G_{BA}(f)$ – uśrednione widmo wzajemne mocy sygnałów na wejściu i wyjściu układu (widmo sprzężone z widmem $G_{AB}(f)$),

$G_{UU}(f)$ – uśrednione widmo mocy sygnału zakłóceń na wejściu układu,

$G_{VV}(f)$ – uśrednione widmo mocy sygnału zakłóceń na wyjściu układu,

$G_{XX}(f)$ – uśrednione widmo mocy sygnału zakłóconego na wejściu układu,

$G_{YY}(f)$ – uśrednione widmo mocy sygnału zakłóconego na wyjściu układu.

Dla liniowego układu niezakłóconego spełnione są warunki:

$$H_1(f) = H_2(f) \text{ i } \gamma_{AB}^2(f) = \frac{H_1(f)}{H_2(f)} = 1.$$

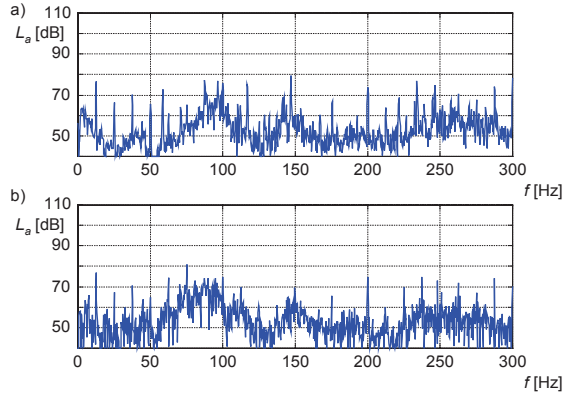
Dla proponowanego modelu układu nieliniowego:

wynny być inne zmienne niż późniejsze zmienne stanu. Ten warunek wydaje się być oczywisty.

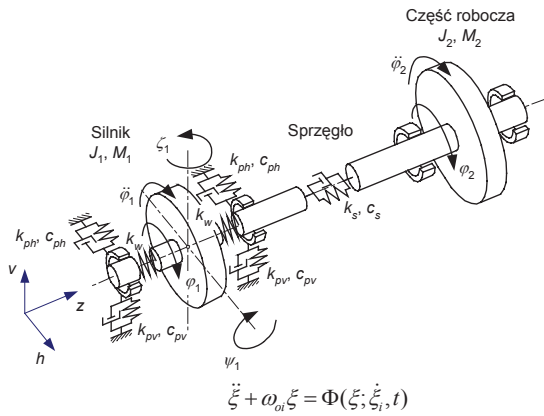
3. PRZYKŁADY KOLEJNYCH UPROSZCZEŃ MODELI DOTYCZĄCYCH DIAGNOZOWANIA NIERÓWNOLEGŁOŚCI OSI UKŁADÓW NAPĘDOWYCH

Jako ilustrację postawionej na początku tezy rozpatrzmy obecnie trzy różne modele dynamiczne dotyczące tej samej grupy zagadnień, jakim jest diagnozowanie błędów wykonania i montażu układów wirujących przeniesienia mocy, które powstały w ramach wieloletnich badań prowadzonych w Pracowni Wibroakustyki IPBM PW przez kierowany przez Autora zespół.

Model I przedstawiony na rys. 4 powstał na potrzeby diagnostyki przekoszenia i przesunięcia wałów połączonych sprzęgłem w młynach cementowych [2, 7]. Rys. 3 pokazuje przykład identyfikacji tego modelu dla stanu początkowego (tzn. dla minimalnych odchyłek położenia).



Rys. 3. Przykład wyniku identyfikacji modelu dla stanu „0” tzn. dla minimalnych odchyłek położenia: a) widmo uzyskane z pomiaru, b) widmo uzyskane drogą analityczną dla przesunięć: $\alpha_1 \leq 0,5$ mm, $\alpha_2 \leq 0,5$ mm i przekoszeń: $\beta_1 \leq 0,25^\circ$ $\beta_2 \leq 0,25^\circ$ oraz mimośrodu niewyrównoważenia $e \leq 0,2$ mm



Rys. 4. Model napędu młyna do cementu (6 równań i dodatkowo związki kinematyczne) Łącznie cztery strony opisu

Model II dotyczący podobnego zagadnienia, lecz opisuje sprzęgła wieloelementowe zamocowane na stanowisku badawczym Pracowni Wibroakustyki [8]. W odróżnieniu od poprzedniego model dopuszcza zmianę przesunięcia osi w czasie (przy założeniu wolnozmienności pracy) i opisany jest układem równań, który jest na tyle krótki, że daje się zacytować w artykule:

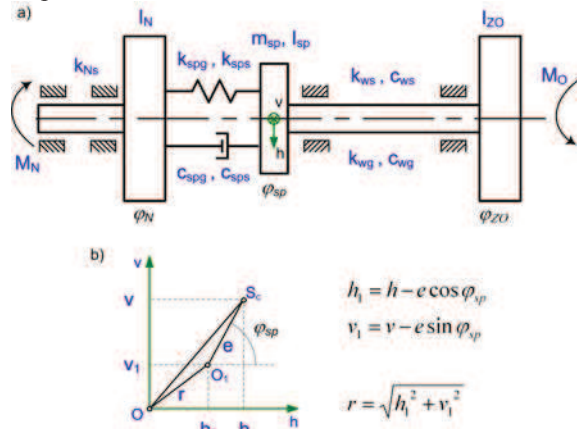
$$\begin{aligned}
 m_{sp} \ddot{h} + (c_{wg} + c_{spg}) \dot{h} + (k_{wg} + k_{spg}) h &= (k_{wg} + k_{spg}) e \cos \varphi_{sp} - k_{wg} u_w(t) - k_{spg} u_{sp}(t) \\
 m_{sp} \ddot{v} + (c_{wg} + c_{spg}) \dot{v} + (k_{wg} + k_{spg}) v &= (k_{wg} + k_{spg}) e \sin \varphi_{sp} \\
 I_N \ddot{\varphi}_N + c_{spg} (\dot{\varphi}_N - \dot{\varphi}_{sp}) + k_{wg} \varphi_N + k_{spg} (\varphi_N - \varphi_{sp}) + k_{spo} r_{sw}^2 (\varphi_N - \varphi_{sp}) &= M_N \\
 I_{ZO} \ddot{\varphi}_O + c_{ws} (\dot{\varphi}_O - \dot{\varphi}_{sp}) + k_{ws} (\varphi_O - \varphi_{sp}) &= M_O \\
 I_{sp} \ddot{\varphi}_{sp} + c_{spg} (\dot{\varphi}_{sp} - \dot{\varphi}_N) + c_{ws} (\dot{\varphi}_{sp} - \dot{\varphi}_O) + & \\
 + k_{spg} (\varphi_{sp} - \varphi_N) + k_{spg} e \cdot ((h + u_{sp}(t)) \sin \varphi_{sp} - v \cos \varphi_{sp}) & \\
 + k_{ws} (\varphi_{sp} - \varphi_O) + k_{wg} e \cdot ((h + u_w(t)) \sin \varphi_{sp} - v \cos \varphi_{sp}) + k_{spo} r_{sw}^2 (\varphi_{sp} - \varphi_N) &= 0
 \end{aligned} \tag{4}$$

gdzie:

- $M_N; M_O$ – moment napędowy i oporowy;
- I_N – zredukowany moment bezwładności napędu;
- I_{sp} – moment bezwładności biernej części sprzęgła;
- I_{ZO} – zredukowany moment bezwładności odbiornika;
- m_{sp} – masa biernej części sprzęgła;
- r_{sw} – promień sworznia;

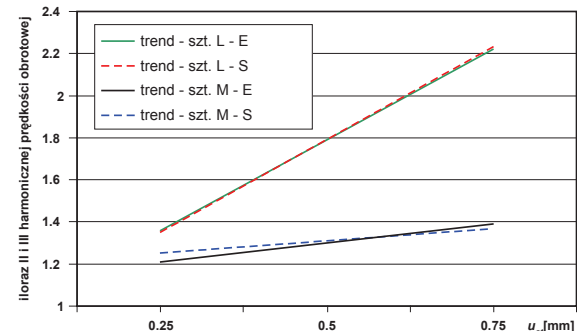
- k_{Ns} – sztywność skrętna napędu;
- $k_{spg}; k_{sps}$ – sztywność giętna i skrętna sprzęgła;
- $k_{wg}; k_{ws}$ – sztywność giętna i skrętna wału;
- k_{spo} – sztywność sprzęgła na obrót wkładki;
- $c_{spg}; c_{sps}$ – tłumienie giętne i skrętne sprzęgła;
- $c_{wg}; c_{ws}$ – tłumienie giętne i skrętne wału;
- $\varphi_N; \varphi_{sp}; \varphi_O$ – kąty obrotu napędu, sprzęgła i odbiornika;
- $u_w(t); u_{sp}(t)$ – ugięcie wału i sprzęgła wywołane zmiennymi w czasie błędami;
- $h; v$ – pozioma i pionowa współrzędna środka ciężkości S_c z uwzględnieniem ugięcia wału;
- $h_1; v_1$ – pozioma i pionowa współrzędna środka obrotu O_1 z uwzględnieniem ugięcia wału;
- $h_1; v_1$ – odpowiednio pozioma i pionowa współrzędna środka obrotu O_1 .

Na rysunku 5 przedstawiono model układu stanowiskowego do badania błędów współosiowości.



Rys. 5. Model układu stanowiskowego do badań błędów współosiowości

Na rysunku 6 przedstawiono porównanie rezultatów pomiarowych i modelowych.



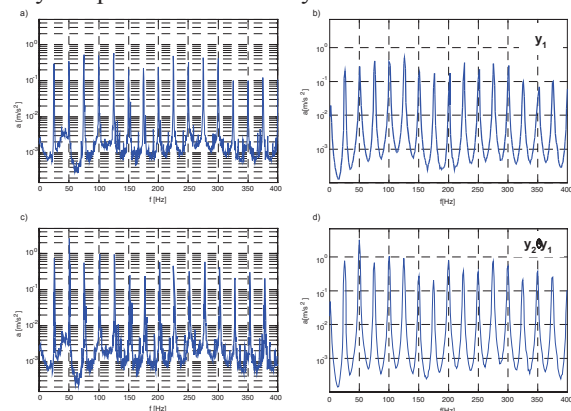
Rys. 6. Porównanie rezultatów pomiarów i badań modelowych dla przyjętej miary diagnostycznej tzn. ilorazu amplitudy II i III harmoniczne, u – przesunięcie osi (E – eksperyment; S – symulacja)

Rozpatrzmy jeszcze **trzeci przykład** gdzie poszukiwaną zmianą stanu było przekoszenie wałów przy założeniu ruchu ustalonego ($\ddot{\varphi} = 0$) zredukowano układ równań wyłącznie do równań

przemieszczeń masy zredukowanej sprzęgła w płaszczyznach v i h (czyli dwóch równań ruchu):

$$\begin{aligned} \ddot{h} + \omega_0^2 h + 2\gamma\dot{h} + \xi_{3v} h^3 + \xi_{5v} h^5 \dots = \\ = \sum_{n=1}^N \left(e\Omega^2 \cos\varphi + \frac{e\alpha_n}{2n^2 J} \{ \sin[(n+1)\Omega t + \eta_n] - \sin[(n-1)\Omega t + \eta_n] \} \right) \\ \ddot{v} + \omega_0^2 v + 2\gamma\dot{v} + \xi_{3v} v^3 + \xi_{5v} v^5 \dots = \\ = \sum_{n=1}^N \left(e\Omega^2 \sin\varphi + \frac{e\alpha_n}{2n^2 J} \{ \cos[(n+1)\Omega t + \eta_n] + \cos[(n-1)\Omega t + \eta_n] \} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

Wprowadzono natomiast okresowe poliharmoniczne zaburzenie przenoszonego momentu obrotowego i przyjęto założenie, że zmiana kąta przekoszenia zmienia charakterystykę sprężystą układu w sposób nieliniowy co symbolizują człony ξ_{ij} w równaniach ruchu, a następnie w procesie identyfikacji dobrano odpowiednie parametry zaburzenia modelu i parametry rozwinięcia funkcji nieliniowej w szereg $\xi_{ij} = f(\beta)$ gdzie przez β oznaczono kąt przekoszenia. Wyniki przedstawiono na rys. 7.



Rys. 7. Rezultaty identyfikacji uproszczonego modelu nieliniowego: a) wynik obserwacji obiektu dla stanu zerowego, b) wynik z modelu dla stanu zerowego, c) reakcja obiektu na kąt przekoszenia, d) reakcja modelu na kąt przekoszenia

Dodać należy, że wszystkie modele rozwiązywane były w pakiecie MATLAB Simulink, wszystkie były szczegółowo dyskutowane na konferencjach i odpowiednio zmieniane i doskonalone. Jak widać z przytoczonych rysunków wszystkie pozwoliły na uzyskanie rezultatów o bardzo wysokiej zgodności z rezultatami pomiarów. Jaki stąd zatem wniosek?

4. WNIOSEK

Wniosek jest tylko jeden. Zdaniem Autora można i warto stosować strukturalne modele dynamiczne w diagnostyce wibroakustycznej, przy czym im prostszy model uda się znaleźć tym oczywiście lepiej. A czy argumentacja przemawiająca za tą tezę była przekonująca niech osądzą Czytelnicy.

Autor dziękuje za pomoc kolegom z Pracowni Wibroakustyki IPBM PW, a w szczególności

dr. inż. Jackowi Dziurdź, dr. inż. Radosławowi Pakowskiemu i mgr. inż. Piotrowi Deuskiewiczowi oraz pani dr inż. Iwonie Komorskiej i panu dr. inż. Jarosławowi Pankiewiczowi.

LITERATURA

- [1] Batko W., Dąbrowski Z., Engel Z., Kiciński J., Weyna S., *Nowoczesne metody badania procesów wibroakustycznych (część I)*, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji – PIB, Radom, 2005.
- [2] Dąbrowski Z., Komorska I., A. Puchalski, *Diagnostowanie błędów wykonania i montażu układów wirujących*, Warszawa – Radom, WiZPITE, 2001.
- [3] Dąbrowski Z., *Modeling and Identification of Nonlinear System for Technical Diagnostics*, The 8th International Congress on Sound and Vibration, Hong Kong, China, 2001, str. 1083-1090.
- [4] Dąbrowski Z., Dziurdź J., Skórski W. W., *The Problem of Sailing Boat Dynamic Model Identification*, 3rd Asia-Pacific Conference on System Integrity and Maintenance ACSIM, Cairns, 2002, str. 77-82.
- [5] Dąbrowski Z., *Use of Non-Linear Symptoms in Technical Diagnosis*, International Journal of COMADEM, 8(2), April 2005, str. 36-41.
- [6] Dziurdź J., *Minimalizacja hałasu i drgań na stanowisku operatora maszyny roboczej (proponycja metody)*, Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, 2000.
- [7] Komorska I., *Badanie wpływu błędów montażowych na drgania szeregowych układów przeniesienia mocy*, Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, 1999.
- [8] Pakowski R., *Badania wpływu charakterystyk sprężel podatnych na odpowiedź dynamiczną układu napędowego w warunkach zmiennych w czasie odchyłek współosiowości*, Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, 2005.
- [9] Pankiewicz J., *Wykorzystanie efektów nieliniowych w diagnostowaniu elementów lekkosprężystych*, Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, 2002.



Prof. dr hab. inż. **Zbigniew DĄBROWSKI** – profesor w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej. W pracy naukowej zajmuje się m.in. diagnostyką, wibroakustyką i dynamiką maszyn, oraz minimalizacją drgań i hałasu i analizą sygnałów. Autor ponad 200 publikacji, w tym 16 książkowych. Wiceprezes (uprzednio Sekretarz Generalny) Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.