

Polskie
Towarzystwo
Diagnostyki
Technicznej

afiliowane przy

Wydziale Nauk
Technicznych
Polskiej Akademii Nauk

Diagnostyka

ISSN 641-6414



VOL. 29
2003 r.

Spis treści

Słowo Redaktora Naczelnego.....	5
Sprostowanie do protokołu z obrad V Walnego Zjazdu PTDT.....	5
Wymagania redakcyjne.....	6

ARTYKUŁY GŁÓWNE

Czesław CEMPEL – Politechnika Poznańska	7
<i>Holistyczne modele procesów degradacji w systemach mechanicznych - przegląd</i> <i>Holistic models of degradation processes in mechanical systems - an outline</i>	
Piotr BIELAWSKI – WSM Szczecin.....	15
<i>Diagnostowanie maszyn z wykorzystaniem mocy tarcia</i> <i>Machine diagnosing with using of friction power</i>	
Anna PROŃSKA, Jan KICIŃSKI – Instytut Maszyn Przepływowych PAN.....	21
<i>Wybrane zagadnienia diagnostyki dużych obiektów energetycznych</i> <i>Selected problems of large power sets diagnostics</i>	
Wiesław RAKOWSKI, Stanisław RABIASZ – AGH Kraków.....	29
<i>Diagnostyka maszyn przy użyciu sensorowych materiałów łożyskowych</i> <i>Diagnostic of machines with sensor bearing materials</i>	
Janusz ZACHWIEJA – Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy.....	35
<i>Diagnostyka wentylatorów dwustrumieniowych</i> <i>Diagnostic of two-stream ventilators</i>	
Paweł CHRZANOWSKI – Politechnika Śląska Gliwice.....	41
<i>Redukcja danych w diagnostycznych bazach danych</i> <i>Data reduction in diagnostic databases</i>	
Bogdan WYSOGLĄD – Politechnika Śląska Gliwice.....	47
<i>Metody diagnostowania łożysk tocznych z zastosowaniem transformacji falkowej</i> <i>Methods of diagnosing rolling element bearings with the use of wavelet transform</i>	
Paweł MIKOŁAJCZAK, Krzysztof LIGIER – UWM Olsztyn.....	53
<i>Metoda identyfikacji krytycznych stanów niezdatności na przykładzie wirówki cukrowniczej</i> <i>Method of identification of critical damage state on the example of sugar centrifuge</i>	
Marek FIDALI – Politechnika Śląska Gliwice.....	61
<i>Koncepcja łącznej analizy sygnałów</i> <i>Conception of joint signal analysis</i>	
Janusz GARDULSKI, Jan WARCZEK – Politechnika Śląska Katowice.....	69
<i>Moc tłumienia jako parametr diagnostyczny amortyzatorów samochodowych</i> <i>Power of damping as diagnostic parameter of cars shock-absorbers</i>	

Henryk MADEJ –	73
<i>Modelowanie przekładni zębatych na potrzeby diagnostyki konstrukcyjnej</i>	
<i>Model based diagnostics of gearbox for construction needs</i>	

WARTO PRZECZYTAĆ

<i>„Nowoczesne zagadnienia metodologii i filozofii badań” Czesława Cempla</i>	79
---	----

KONFERENCJE

V Krajowa Konferencja <i>„Diagnostyka techniczna urządzeń i systemów - Diag'2003”</i>	80
---	----

HOLISTYCZNE MODELE PROCESÓW DEGRADACJI W SYSTEMACH MECHANICZNYCH - PRZEGLĄD

Czesław CEMPEL

Politechnika Poznańska
ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, email: czeslaw.cempel@put.poznan.pl

Streszczenie

W pracy dokonano przeglądu modelu teorii i zastosowań procesora energii o skończonym potencjale destrukcji. Najważniejszym zastosowaniem wszelkich odmian tego procesora jest możliwość holistycznego modelowania ewolucji i dynamiki części mechanicznej różnego typu systemów, również mechatronicznych. Idea procesora energii jest na tyle płodna i uniwersalna że można wykorzystać ją do modelowania jednodobnego zużycia się materiału, z jednej strony, a z drugiej do modelowania samopodobnych hierarchicznie zorganizowanych systemów złożonych z możliwością analitycznego badania rozprawy energii.

Słowa kluczowe: systemy mechaniczne, degradacja, modele holistyczne, procesor energii

HOLISTIC MODELS OF DEGRADATION PROCESSES IN MECHANICAL SYSTEMS - AN OUTLINE

Summary

Mechanical subsystems are key elements of civil and mechanical engineering as well as mechatronic products. Independently of the size of subsystem they may limit the safety and functionality of the main system, so we have to know the long term and short term behavior of mechanical subsystem. The main idea of holistic modeling is illustrated in the paper, and energy processor model can be digested more from some references. But it seems to the author that inference properties of holistic modeling and energy processor models are not widely known and used. Due to its fractal properties, they can be used to model the behavior of the part as well as the whole system, enabling to trace the energy flow, dissipation and wear inside the system.

Keywords: mechanical systems, degradation, holistic models., energy processor

1. WSTĘP

Przez **degradację** w systemach mechanicznych będziemy rozumieli stopniową utratę właściwości konstrukcyjnych i/lub funkcjonalnych elementów **systemów**¹ mechanicznych, lub nawet w efekcie całego systemu. Precyzując dalej, utrata ta będzie się objawiać jako zmiana (przyrost, ubytek) właściwości mechanicznych i/lub geometrycznych elementów systemu, wykraczająca poza założone im przez konstruktora tolerancje. Zmiany te pojawiają się jako skutek funkcjonowania obiektu/systemu w swym środowisku i interakcji **energetycznych** zewnętrznych a w szczególności wewnętrznych. A przez energię będziemy rozumieli zdolność pola zjawiskowego systemu do wywołania zmian. Nie będzie to zatem tylko energia mechaniczna, bo np. elementy mechaniczne podlegają korozji, co trudno nazwać energią mechaniczną, a raczej elektro chemiczną. Zatem modele degradacji muszą mieć charakter

ewolucyjno² energetyczny, ale nie tylko. Bowiem degradacja elementów mechanicznych odbywa się wielokrotnie w ich dynamicznej interakcji, jak np. w łożyskach.

Zatem **holistyczny** (całościowy) model degradacji będzie ujmował dwie skale czasu; czas ewolucji lub lepiej **życia** systemu θ i czas zjawisk dynamicznych t , np. drgań, emisji akustycznej, itp. Model taki można sobie wyobrazić jak na rys. 1, gdzie całościowe zachowanie systemu zmodelowaliśmy operatorem holistycznym $G(\mathbf{r},\theta,t)$ z dodatkową współrzędną miejsca \mathbf{r} . Na skutek wymuszenia $\mathbf{f}(\mathbf{r},\theta,t)$ system reaguje w postaci odpowiedzi $\mathbf{y}(\mathbf{r},\theta,t)$. Odpowiedź ta obserwowana dla czasu życia θ ; = **const** podlega badaniom w dynamicie sytemu, natomiast uśredniona odpowiedź po czasie dynamicznym t może być symptomem ewolucji stanu systemu (więcej patrz [Natke, Cempel 94]).

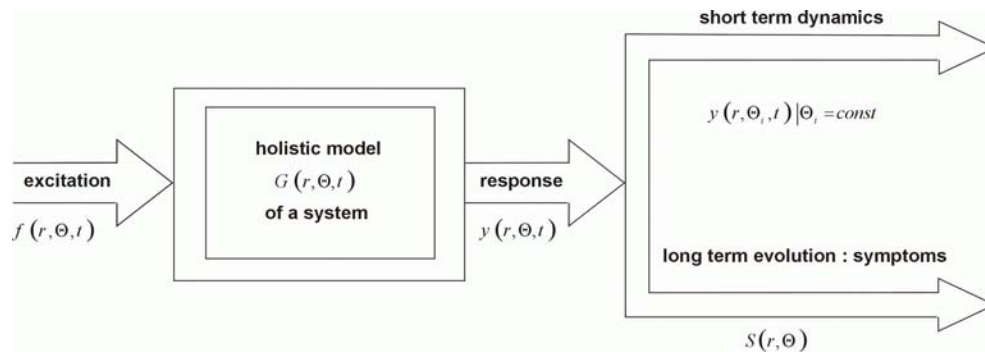
Tak postawione zagadnienie zaczęło się zjawiać w literaturze diagnostyki technicznej w latach

¹ System to byt przejawiający swe istnienie przez synergiczne współdziałanie swych elementów, [Cempel 02]

² Przez ewolucje będziemy tu rozumieli powolne zmiany własności o różnorodnym kontekście przyczynowo skutkowym.

siedemdziesiątych, patrz praca [Cempel 76] i monografia [Cempel 82, r2.3] i pierwsza monografia ujmująca już łącznie procesy zużyciowe i dynamiczne [Cempel 85, r3]. Potem nastąpił okres współpracy z prof. H. G. Natke, gdzie rozpracowaliśmy i wykorzystaliśmy te koncepcje do wielu zagadnień praktycznych i budowy dalszych koncepcji teoretycznych. Będziemy o tym jeszcze mówić w dalszej części tej pracy. Na zakończenie wstępu warto dodać, że ujęcie energetyczne i holistyczne staje się coraz

bardziej popularne nie tylko w diagnostyce ale także w optymalizacji dynamicznej konstrukcji. Znamienne są tu prace optymalizujące chwilowy rozptył energii w dziedzinie czasu dynamicznego [Dobry 97], oraz w dziedzinie częstotliwości [Kazmierczak 01]. Tego typu analizy pokazują rzeczywiste miejsca zagrożeń bezpieczeństwa w systemie, gdzie kumuluje się maksimum energii wewnątrznie dyssypowanej



Rys. 1. Zasada holistycznego modelowania systemów mechanicznych

2. ZMIANY WŁASNOŚCI SYSTEMU W MODELACH HOLISTYCZNYCH

Warto sobie wpieryw zdać sprawę jakie zmiany własności elementów mogą zachodzić podczas życia systemu w różnych warunkach użytkowania. W ślad za monografią Collacott'a [Collacott 77] możemy wyróżnić sześć głównych typów zmian właściwości $w(\theta)$ elementów systemów mechanicznych zachodzących w czasie życia.

- Ubytek masy $m(\theta)$ powodowany przez erozję w strumieniu cząstek, korozję z tytułu warunków otoczenia i kawitację w strudze cieczy, zużycie ścierne.
- Wzrost masy $m(\theta)$ z tytułu sedimentacji wtrąceń w płynnym środowisku roboczym.
- Ubytek sztywności $k(\theta)$ spowodowany przez różne typy zmęczenia materiałowego, erozję i w konsekwencji zmianę przekroju czynnego elementu.
- Wzrost sztywności $k(\theta)$ z tytułu sedimentacji i wytrącania z elektrochemicznie aktywnych cieczy.
- Wzrost tłumienia $c(\theta)$ z tytułu wzrostu dyslokacji w materiałach, i procesu uplastyczniania pod wpływem temperatury, obciążeń dynamicznych, itp.
- Ubytek tłumienia $c(\theta)$ jeśli natura tłumienia odpowiada modelom proporcjonalnym do masy i/lub sztywności, które doznają ubytku.

Tak więc możemy już napisać holistyczny operator życia systemu mechanicznego przedstawiający jego dynamikę oraz ewolucję własności.

W postaci ogólnej symbolicznej

$$\mathbf{G}(\mathbf{r}, \theta, \mathbf{t}) \mathbf{y}(\mathbf{r}, \theta, \mathbf{t}) = \mathbf{f}(\mathbf{r}, \theta, \mathbf{t}), \quad (1)$$

oraz np. w postaci dyskretnej dla szczególnych postaci macierzy mas tłumienia i sztywności determinowanej konstrukcją elementu / systemu

$$\mathbf{M}(\theta) \ddot{\mathbf{y}}(\theta, \mathbf{t}) + \mathbf{C}(\theta) \dot{\mathbf{y}}(\theta, \mathbf{t}) + \mathbf{K}(\theta) \mathbf{y}(\theta, \mathbf{t}) = \mathbf{F}(\theta, \mathbf{t}), \quad (2)$$

gdzie kreski nad odpowiedzią dynamiczną symbolizują rząd pochodnej po czasie dynamicznym \mathbf{t} .

Na ogół dysponujemy konkretnymi danymi macierzy \mathbf{M} \mathbf{K} \mathbf{C} uzyskanymi np. z identyfikacji, przy założonej (obliczonej) funkcji ich ewolucji w θ , np. z szybkości korozji w danych warunkach środowiskowych, częstości obciążenia zmęczeniowego przy danych warunkach naprężenia w elemencie, itp. Takie dane umożliwiają zamrożenie czasu ewolucji $\theta_i = \text{const}$ i rozwiązanie macierzowych równań różniczkowych (2), uzyskując zamrożoną odpowiedź układu dla $\mathbf{y}(\theta, \mathbf{t})|_{\theta_i = \text{const}}$. Znajomość tej odpowiedzi spełnia dwójaki cel. Po pierwsze umożliwia normalną optymalizację dynamiczną systemu potrzebną we wszystkich analizach dynamicznych. Po drugie, jest ona niezwykle użyteczna w diagnostyce, właśnie do oceny ewolucji własności i ewolucji stanu, bo z niej konstruujemy wszelkiego typu **symptomy**³ diagnostyczne \mathbf{S} [Cempel 85, r3.5], jak niżej.

$$\mathbf{S}(\theta) = \langle \Phi(\mathbf{y}(\theta, \mathbf{t})) \rangle_{\mathbf{t}}. \quad (3)$$

Tutaj $\Phi(\cdot)$ jest nieliniowym operatorem transformującym odpowiedź dynamiczną w taki sposób by uzyskać najlepszą wrażliwość ewolucyjną w θ , zaś nawias $\langle \rangle$ wskazuje na

³ Symptom – wielkość mierzalna współzmiennicza ze stanem obiektu.

uśrednienie po dziedzinie czasu dynamicznego t . Istnieje całe mnóstwo symptomów wymiarowych, jak np. różnego typu amplitudy drgań i symptomów bezwymiarowych, jak np. różne współczynniki uzyskane z ich wzajemnych ilorazów. Jednak każdorazowo w badaniach trzeba potwierdzić zasadność użycia danego symptomu do danego celu i obiektu.

Zarysowana wyżej idea holistycznej obserwacji dynamiki i diagnostyki systemów mechanicznych przedstawiona jest na kolejnym rysunku 2, gdzie odpowiedź dynamiczną $y(\mathbf{r}, \boldsymbol{\theta}, t)$ dla zamrożonego czasu życia $\boldsymbol{\theta}_v$ przedstawiono jako (prawie) ortogonalną do osi ewolucji własności mechanicznych. Im dłuższy czas życia systemu, np. lata, tym bardziej ortogonalność czasu dynamicznego t (sekundy) jest uprawomocniona.

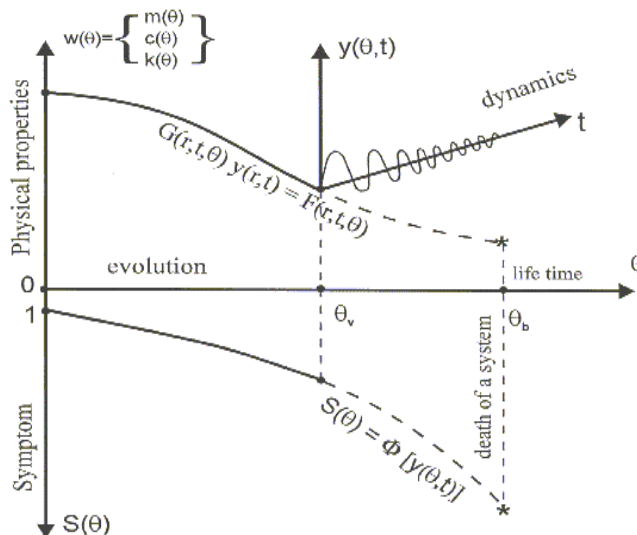
Potrafiśmy sobie już wyobrazić zmiany dynamiki i własności systemu, ale czy możliwe jest ich analityczne zamodelowanie bazując jedynie na przesłance energii dyssypowanej wewnątrz podczas pracy (życia) systemu? Niżej pokażemy że jest to możliwe dając przegląd modeli znanych z literatury.

3. MODELE EWOLUCJI SYSTEMÓW MECHANICZNYCH I ICH ELEMENTÓW

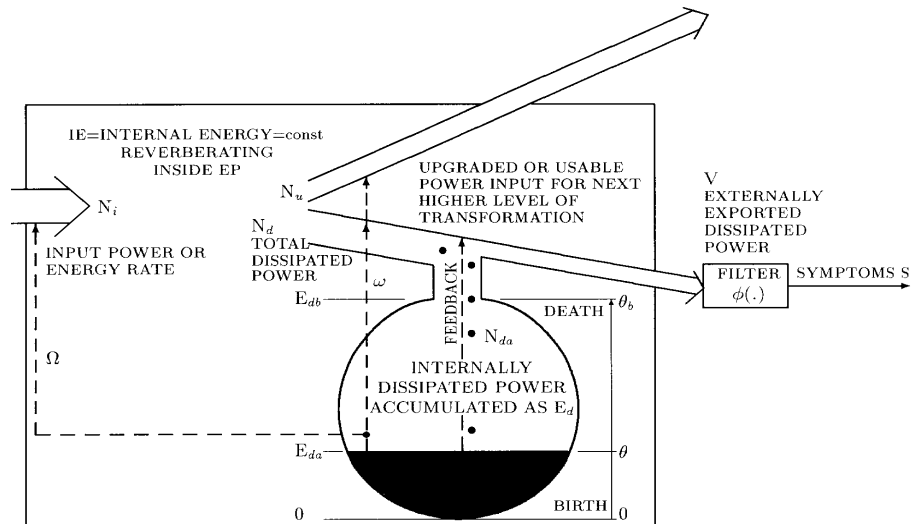
Przymierzając się do konstrukcji modelu ewolucji własności systemu $w(\boldsymbol{\theta})$ wyartykułujmy zbiór przesłanek do jego budowy, na tyle ogólnych że mogą być słuszne dla całego systemu jak i dla jego elementarnej części mechanicznej.

- Po pierwsze praca (życie) systemu polega na przetwarzaniu dostarczonej energii na energie wyższego rzędu produktu, usługi, itp.
- Część dostarczonej energii nie jest przetwarzana na realizację funkcji projektowej systemu, czyli jest dyssypowana na zewnątrz i wewnątrz systemu.
- Energia dyssypowana wewnątrz akumuluje się w postaci uszkodzeń, produktów zużycia, itd, co więcej potencjał tej akumulacji jest **skończony**.
- Istnieje tzw. destrukcyjne dodatnie sprzężenie zwrotne między energią dyssypacji zakumulowaną wewnątrz i dyssypowaną zewnątrz. To znaczy, im starszy system tym mniej efektywnie pracuje.
- Obserwacja zewnętrznego wyjścia energii dyssypowanej, gdzie jest obserwowana cała gama procesów resztkowych pracującego systemu, dostarcza nam możliwości tworzenia symptomów ewolucji systemu i oceny jego stanu.
- Struktura i mechanizm dyssypacji nie ulega istotnej zmianie w trakcie życia systemu, czyli system i jego elementy zachowują swą operacyjną identyczność.

Przesłanki te posłużyły do budowy modelu ewolucji w postaci tzw. procesora energii systemu o skończonym potencjale destrukcji, tak jak na rysunku 3, (patrz np. [Cempel 92]).



Rys. 2. Idea holistycznej obserwacji dynamiki i ewolucji stanu systemu mechanicznego



Rys. 3. Procesor energii o skończonym potencjale destrukcji jako model ewolucji stanu systemu mechanicznego [Cempel 92]

Wychodząc z przedstawionych przesłanek można zbudować różniczkowy model ewolucji stanu dla energii dyssypowanej zewnętrznie $V(\theta)$, który po rozwiązaniu stosownego równania różniczkowego można przedstawić w postaci [Cempel 92],

$$\frac{V(\theta)}{V_o} = \left(1 - \frac{\theta}{\theta_b}\right)^{-1} = (1 - D)^{-1}, \quad D = \frac{\theta}{\theta_b} \quad (4)$$

$$D(\theta) = \begin{cases} \theta/\theta_b - \text{dla prostego zużycia ciągłego, np. tarcie, korozja} \\ \text{można to również otrzymać z ilorazu dyssypowanych energii} \\ n/N_b - \text{dla prostego zużycia cyklicznego} \\ (n - \text{bieżąca liczba cykli, } N_b - \text{graniczna liczba cykli}) \end{cases} \quad (4a)$$

Jak widać z rozwiązania (4) ma ono charakter asymptotyczny względem czasu życia θ i dla czasu θ_b , wyznaczonego konstrukcją i warunkami eksploatacji systemu, jego moc dyssypowana zewnętrznie $V(\theta)$ dąży do nieskończoności. Praktycznie oznacza to iż cała moc dostarczana na wejście jest zużytkowana na destrukcję systemu, co daje jego natychmiastowe zniszczenie. Jest to typowe zachowanie maszyn, urządzeń, których sprawność maleje w miarę zużycia, a poziom zakłóceń zewnętrznych rośnie (temperatura, drgania, hałas). Zatem fakt ten możemy wykorzystać do budowy uogólnionego operatora symptomowego $\Phi(*)$

$$\frac{S}{S_o} = \Phi\left(\frac{V}{V_o}\right) = \Phi((1 - D)^{-1}), \quad (5)$$

gdzie dalej możemy interpretować argument operatora symptomowego $1 - D = \Delta D > 0$, jako

gdzie:

θ_b - skończony czas życia systemu determinowany jego parametrami, a V_o początkowy poziom energii dyssypowanej zewnętrznie. Bliższe szczegóły wyprowadzenia i interpretacji patrz również [Cempel 97], [Natke, Cempel 97], skąd wynika również że;

bezwymiarowy reszkowy czas życia systemu zgodnie z (4a).

W zależności od wybranego typu operatora symptomowego (liniowy, potęgowy, logarytmiczny, itp.) co wiąże się z modelowanym prawem fizycznym zużywania, dostaniemy różne formy symptomowych obrazów zużywania się, co w literaturze (np. [Cempel 92]) nosi nazwę symptomowej **krzywej życia** $S(\theta)$, z czym związana jest postać niezawodności symptomowej $R(S) = \Delta D$, zwana też bezwymiarowym reszkowym czasem życia systemu.

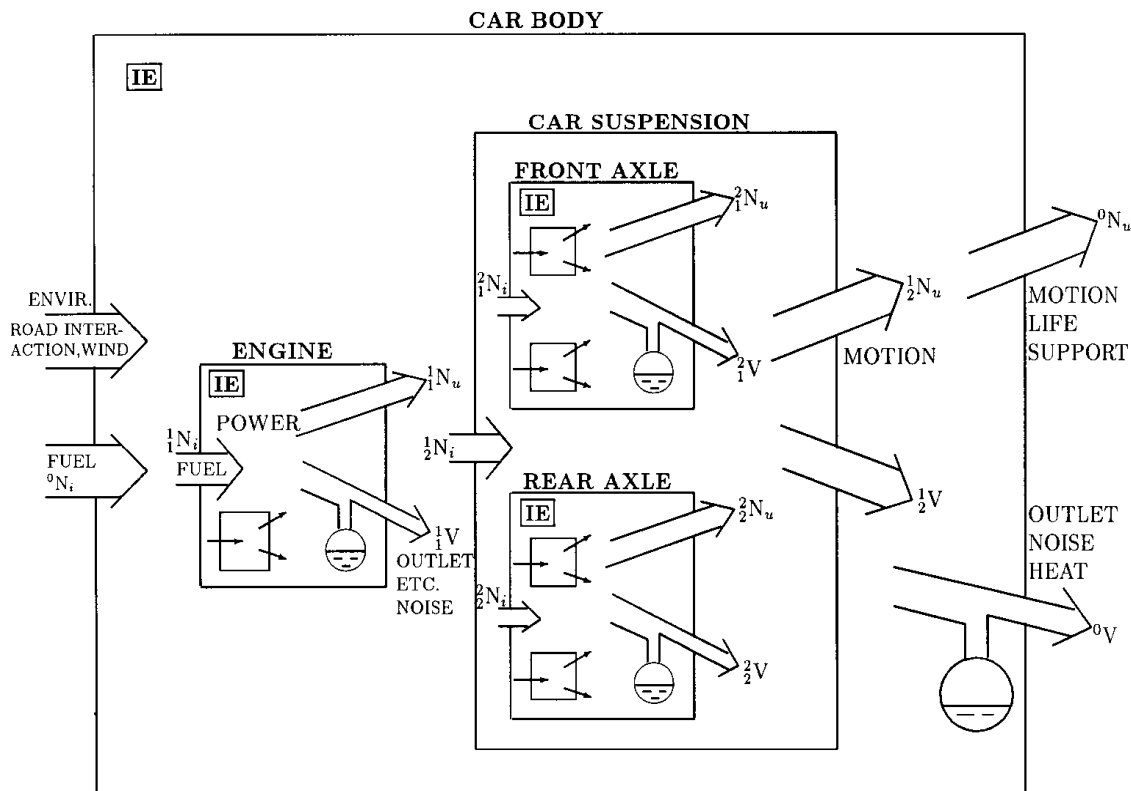
I tak dla najprostszego wykładniczego operatora symptomowego $\Phi(*)$ z wykładnikiem γ otrzymujemy krzywą życia i niezawodność symptomową typu Pareto. Dla logarytmicznych operatorów symptomowych z wykładnikiem γ otrzymamy symptomowe krzywe życia i rozkłady niezawodności Weibulla i Frechet, a nawet liniowe i eksponencjalne. [Cempel 92], [Natke, Cempel 97],

tak jak to pokazano w tabeli 1. Prawidłowości te wykazano w cytowanych pracach i są one bardzo użyteczne bo wymagają jedynie identyfikacji jednego parametru, wykładnika γ , co łatwo wykonać za pomocą każdego programu

statystycznego jeśli dysponujemy zbiorem odczytów symptomów z jednej krzywej życia.

Tabela1. Modele symptomowe generowane przez procesor energii z ograniczonym potencjałem dyssypacji

Symptom operator	Symptom life curve	Symptom reliability, or Damage capacity	Remarks, Symptom model
$V > V_0, \gamma > 0$ $\Phi(\frac{V}{V_0}) \simeq$	$S_0 > 0, \frac{S(D)}{S_0} =$	$R(S) =$	
$(\ln \frac{V}{V_0})^{1/\gamma}$	$[-\ln(1 - D)]^{1/\gamma}$	$\exp[-(\frac{S}{S_0})^\gamma]$	Weibull , $S \geq S_0$
$[-\ln(1 - \frac{V_0}{V})]^{-1/\gamma}$	$[-\ln D]^{-1/\gamma}$	$1 - \exp[-(\frac{S}{S_0})^{-\gamma}]$	Fréchet , $S \geq S_0$ (reciprocity of Weibull type symptom)
$(\frac{V}{V_0})^{1/\gamma}$	$(1 - D)^{-1/\gamma}$	$(\frac{S}{S_0})^{-\gamma}$	Pareto , $S \geq S_0$ (asymptotics of Fréchet)
$1 + (1 - \frac{V_0}{V}) \cdot \frac{1}{\gamma}$	$1 + \frac{1}{\gamma} D$	$1 + (1 - \frac{S}{S_0}) \cdot \gamma$	Uniform , $S \geq S_0$ $S \sim S_0$ (approximation of Pareto and exp(.))
$\exp(\frac{1}{\gamma}(1 - \frac{V_0}{V}))$	$\exp(\frac{1}{\gamma} D)$	$1 - \gamma \ln \frac{S}{S_0}$	Exponential , $S \geq S_0$

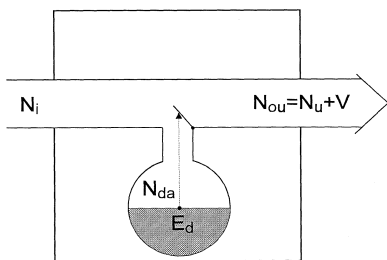


Rys. 3. Model samochodu jako fraktalna i hierarchicznie zorganizowana agregacja procesorów energii [Natke, Cempel 99]

Modele te sprawdziły się w wibroakustycznej diagnostyce maszyn i z pewnością mogą się sprawdzić w badaniach pierwiastkowych zużycia zmęczeniowego, trybologicznego materiałów i części maszyn. Do tego modele te mają własności samopodobne, fraktalne, gdyż ten sam lub podobny sposób zużywania może być ważny na różnych poziomach hierarchicznej organizacji systemu złożonego. A możliwość **sumowania strumieni energii** jest nie do przecenienia. Pokazuje to dobitnie rys 3, w zastosowaniu do modelowania samochodu [Natke, Cempel99].

4. UPROSZCZONE PROCESORY ENERGII DLA ZUŻYCIA JEDNO I WIELOMODALNEGO

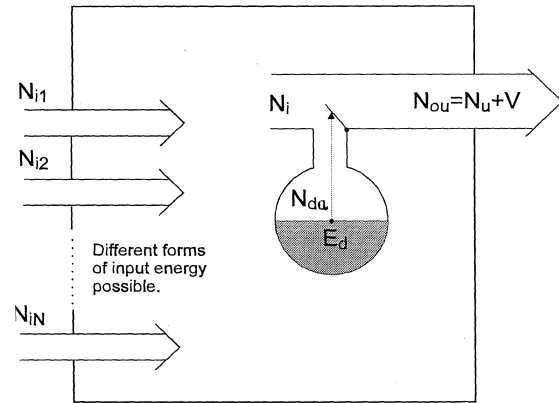
Rozróżnienie pomiędzy wyjściem produktu/usług systemu lub wyjściem jego elementu nie zawsze jest oczywiste. W niektórych prostych obiektach, np. odkurzaczu, a zwłaszcza w elementach systemu, wyjście energii przetworzonej i dyssypowanej jest to samo. Czy zatem jest do pomyślenia taki model **uproszczonego procesora** energii z jednym wejściem i jednym wyjściem i zachowaniem podobnym jak procesor dwuwejściowy? Modele takie przedstawiono w pracy autora [Cempel 98] pokazując iż mimo połączenia wyjść procesora energii równanie opisujące jego zachowanie jest identyczne jak w (4). Procesor taki przedstawia rysunek 4, skąd widać że w wielu przypadkach jego zastosowanie jako modelu w badaniach zużycia materiałów i elementów jest daleko bardziej oczywiste niż procesora z rysunku 2.



Rys. 4. Uproszczony jednowyjściowy procesor energii o skończonym potencjale zużycia [Cempel98].

Zużycie elementów maszyn nie zawsze ma charakter jednomodalny, często podczas pracy maszyn zachodzą w ich elementach różne formy

zmęczenia, ścierania, erozji, itd., a więc zużycie ma charakter wielomodalny. Wtedy lepszym modelem ewolucji własności będzie procesor wielowejściowy z jednym wyjściem tak jak na rysunku 5. Jego sposób opisu dla wielkości wyjściowej jest identyczny, z tym, że wejście jest ważoną sumą różnych form energii, które potrafimy wyróżnić i opisać.



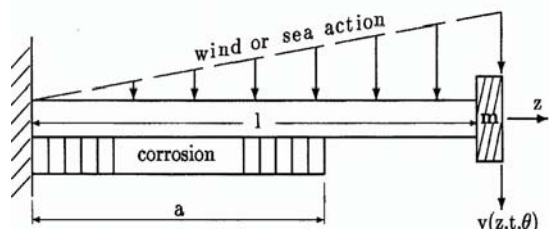
Rys. 5. Wielowejściowy i jednowyjściowy uproszczony procesor energii [Cempel98].

5. PRZYKŁAD HOLISTYCZNEGO MODELOWANIA DEGRADACJI OBIEKTU

Jako przykład holistycznego ujęcia zagadnień dynamiki i ewolucji własności z tytułu degradacji obiektu / systemu podczas pracy w agresywnych warunkach rozpatrzmy model nogi platformy wiertniczej poddanej wpływowi korozji na długości a , oraz falowaniu morza na prawie całej długości. Alternatywnie może to być model komina stalowego, lub też maszty elektrowni wiatrowej z korozją ziemną i podmuchami wiatru. Model fizyczny tego obiektu przedstawia rysunek 6 zaczerpnięty z prac autora [Natke, Cempel00]. Jak widać z rysunku możemy tu zastosować model belki wspornikowej obciążonej dynamicznie i korozyjnie na swym przelocie a , z ewentualną masą na końcu. Uwzględniając oznaczenia rys. 6 i pomijając szczegóły rozważań zamieszczone w cytowanej już wyżej pracy możemy napisać holistyczne równanie ruchu i ewolucji własności belki jak niżej.

$$m_o \left\{ 1 - \sigma_c \frac{\theta}{R} [H(z) - H(z-a)] \right\} \frac{\partial^2 y(z,t)}{\partial t^2} + cm_o \left\{ 1 - \sigma_c \frac{\theta}{R} [H(z) - H(z-a)] \right\} \frac{\partial y(z,t)}{\partial t} + EI_o \left\{ 1 - \sigma_c \frac{\theta}{R} [H(z) - H(z-a)] \right\}^4 \frac{\partial^4 y(z,t)}{\partial z^4} = \frac{z}{l} f(t), \quad (6)$$

Tutaj dodatkowo R jest promieniem przekroju belki, σ_c jej szybkością korozji (dla Morza Północnego $\sigma_c = 0,12$ mm / rok [Natke, Cempel 00]) na przelocie belki równym a . Jeśli dopuścimy ze względów bezpieczeństwa zmniejszenie przekroju tylko o $R/2$, to czas przeżycia ze względu na korozję ze współczynnikiem bezpieczeństwa 2 będzie $\theta_{bc} = R/\sigma_c$ lat pracy.



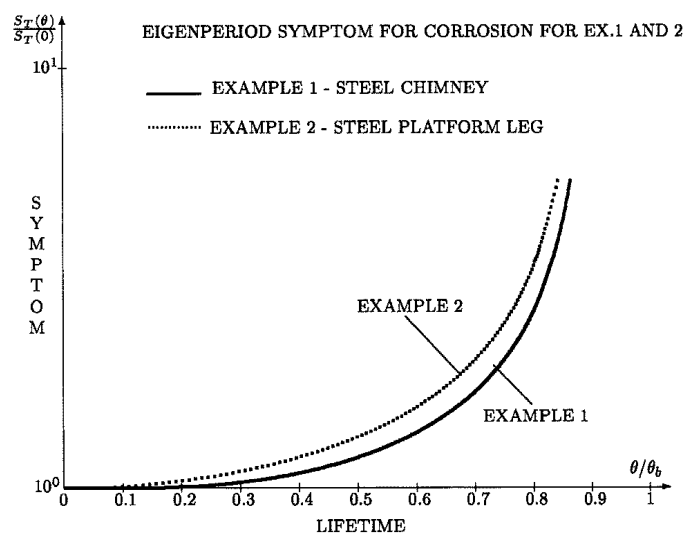
Rys. 6. Model fizyczny obiektu mechanicznego poddanego degradacji korozją i wymuszeniem fal lub wiatru [Natke, Cempel 00]

Ponieważ model obiektu jest liniowy możemy zastosować rozwinięcie jego odpowiedzi wg

postaci własnych belki $U_j(z, \theta)$ i zaproponować jako szereg

$$y(z, t, \theta) = \sum_{j=1}^{\infty} q_j(t) U_j(z, \theta) \quad (7)$$

Rozwiązanie względem kolejnych współrzędnych $q_j(t)$ da nam częstości własne belki ω_j , z których da się obliczyć okres drgań własnych belki $T = 2\pi / \omega$, dla poszczególnych postaci drgań. Jak się okazuje z rozwiązania najlepszym symptomem degradacji (symptomową krzywą życia) jest okres drgań pierwszej postaci własnej $T_1(\theta) = S_T(\theta)$. Na rysunku 7 przedstawiono jego wyliczone zmiany w funkcji bezwymiarowego czasu pracy $D = \theta / \theta_{bc}$, skąd widać że zmiana okresu drgań pod wpływem korozji może być prawie dziesięciokrotna. W przykładzie tym dla prostoty uwzględniono tylko wpływ korozji, a można jeszcze uwzględnić wpływ zmęczenia na skutek falowania / wiatru jeśli np. potraktujemy jako dominujące drgania z pierwszą częstością własną ω_1 .



Rys. 7. Symulowany wpływ korozji na okres drgań pierwszej postaci własnej belki [Natke, Cempel00]

6. PODSUMOWANIE

W pracy dokonano przeglądu modelu teorii i zastosowań procesora energii o skończonym potencjale destrukcji. Najważniejszym zastosowaniem wszelkich odmian tego procesora jest możliwość holistycznego modelowania ewolucji i dynamiki części mechanicznej różnego typu systemów, również mechatronicznych. Idea procesora energii jest na tyle płodna i uniwersalna że można wykorzystać ją do modelowania jednomodalnego zużycia się materiału, z jednej strony, a z drugiej do modelowania

samopodobnych hierarchicznie zorganizowanych systemów złożonych z możliwością analitycznego badania rozplywu energii. Wydaje się, że przedstawiona idea procesora energii z ograniczonym potencjałem dysypacji rokuje dalsze zastosowania w badaniach degradacji, zarówno materiałów jak i systemów złożonych.

LITERATURA

1. Cempel C. Wstęp do Teorii i Inżynierii Systemów, E-skrypt, Politechnika Poznańska, Internet, <http://neur.am.put.poznan.pl>.
2. Cempel C. Sumowanie synchroniczne jako metoda diagnostyki maszyn, *Archiwum Budowy Maszyn*, 1976, tom 23, nr 3, s 433 – 441.
3. Cempel C. Podstawy Wibroakustycznej Diagnostyki Maszyn, WNT, Warszawa, 1982, s 342.
4. Cempel C. Diagnostyka Wibroakustyczna Maszyn, Wyd. Pol. Poznańskiej, 1985, Wyd. II, PWN, Warszawa, 1990, s 244.
5. Natke H. G., Cempel C., Holistic modelling as a tool for the diagnosis of critical complex systems, *Automatica*, 1995, Vol.32, No1, pp 89 – 94.
6. Dobry M. W., Optymalizacja przepływu energii w systemie człowiek – narzędzie – podłoże, Wyd. Politechniki Poznańskiej, Rozprawy nr 330, Poznań 1998.
7. Kaźmierczak H., Analiza rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych, Wyd. Politechniki Poznańskiej, Rozprawy nr 363, Poznań 2001.
8. Collacott R. A., Mechanical Fault Diagnosis and Condition Monitoring, E. Horwood, Chichester, UK, 1977.
9. Cempel C., Damage Initiation and Evolution in Operating Mechanical Systems, *Bull. Polish Academy of Sciences, Techn. Sc.* 1992, Vol. 40, No 2, pp 201 - 214.
10. Cempel C., Energy Processors in Systems Engineering and their Evolution, *Bulletin of Polish Academy of Sciences, Technical Sciences*, Vol. 45, No 4, 1997, pp 495 – 511.
11. Natke H. G., Cempel C., Model Aided Diagnosis of Mechanical Systems, Springer Verlag, New York, Berlin, 1997, p 248.
12. Natke H. G., Cempel C., Holistic dynamics and subsystem modeling: principles, *International Journal of System Science*, Vo., 30, No 3, 1999, pp 283 –293.
13. Cempel C., Energy Models of Processes and Systems in Operation, in: *Modelling and Reality – the Role of Learning and Self-Organization*, Workshop Papers edited by H. G. Natke, CRI, Hannover University, 1998, pp 67 – 97.
14. Natke H.G., Cempel C., Model – based diagnosis of systems emphasizing a holistic approach, *International Journal of Systems Science*, 2000, Vol. 31, No 11, pp 1497 – 1504.



Czesław CEMPEL - profesor dr hab. jest kierownikiem Zakładu Wibroakustyki i Bio-Dynamiki Systemów Wydziału Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej, dr h.c. Politechniki Szczecińskiej, członek korespondent Polskiej Akademii Nauk, członek Komitetu Badań Naukowych w trzeciej kadencji. Jest członkiem wielu organizacji naukowych krajowych i zagranicznych np.: IMEKO, EUROSCIENCE, GAMM. Jeden z założycieli PTDT w 1990 r. Obecnie jest honorowym przewodniczącym PTDT. Zajmuje się wibroakustyką i diagnostyką maszyn, inżynierią systemów, ekologią. Autor ponad 350 opublikowanych prac, 12 skryptów i książek, w tym jedna w języku niemieckim i dwie w angielskim.

DIAGNOZOWANIE MASZYN Z WYKORZYSTANIEM MOCY TARCIA

Piotr BIELAWSKI

Wyższa Szkoła Morska w Szczecinie, Zakład Diagnostyki i Remontów Maszyn Okrętowych
ul. Podgórna 51/53, 70-205 Szczecin, tel. (0-91) 431 85 41, e-mail: pbielaws@wsm.szczecin.pl

Streszczenie

Wskazano, że przyrost mocy tarcia jest istotną miarą intensywności procesów zużycia zachodzących w węzłach tribologicznych maszyny. Przedstawiono równanie mocy maszyny i wynikające z niego równanie momentów maszyny. Wskazano na sprawność, przyspieszenie kątowe i moment zewnętrzny jako na symptomy mocy tarcia. Wyprowadzono równania momentów dla maszyn wleczonych, silników pracujących bez obciążenia zewnętrznego ze stałą prędkością obrotową, silników pracujących bez obciążenia zewnętrznego podczas ich rozpędzania i wybiegu. Dokonano oceny poszczególnych metod diagnostowania zmian mocy tarcia.

Słowa kluczowe: diagnostowanie maszyn, tarcie, przyspieszenie kątowe wału

MACHINE DIAGNOSING WITH USING OF FRICTION POWER

Summary

In paper was indicated that rising of friction power is essential measure of wearing process intensity in tribological junctions of machine. The equation of machine power and consequent equation of machine torques were presented.

Efficiency and angular acceleration as symptoms of friction power were indicated. There were deduced equations of torques for hauled machines, engines work without external load and with constant rotation speed, engines work without external load during acceleration and deceleration. The estimation of each method of friction power changing diagnosing was made.

Key words: machine diagnosing, friction, shaft angle acceleration

WSTĘP

Czynnikiem determinującym efektywność maszyn jest strata mocy powodowana tarcieniem. Efektem tarcia jest zużycie tribologiczne. Wielkością łączącą efektywność maszyny i intensywność procesów zużycia w niej zachodzących może być moc tarcia. Diagnostowanie na podstawie mocy tarcia wymaga doskonalenia modeli i metod pomiarów symptomów mocy tarcia. Działania takie najlepiej prowadzić dla najbardziej skomplikowanych pod względem kinematycznym maszyn – wielocylindrowych maszyn z mechanizmem tłokowo-korbowym.

1. TERMODYNAMIKA WĘZŁA TRIBOLOGICZNEGO

Dla zamkniętego układu termodynamicznego przyrost energii wewnętrznej ΔU [8, 13] (wymianę energii między stanem 1 i 2) można opisać zależnością:

$$\Delta U = U_2 - U_1 = Q_{1-2} + A_{1-2} \text{ lub } dU = dQ + dA \quad (1)$$

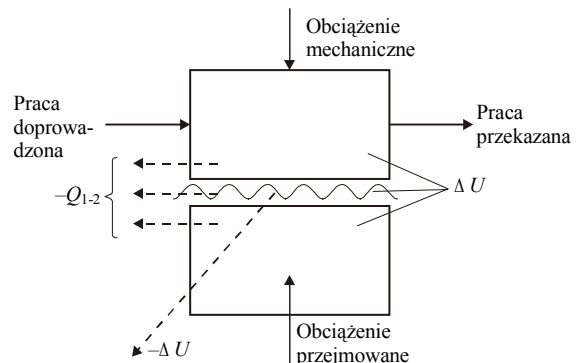
gdzie:

A_{1-2} – praca techniczna wykonana między stanami 1 i 2,

Q_{1-2} – ciepło wymienione między stanami 1 i 2,

U_1, U_2 – energia wewnętrzna stanów 1 i 2.

W węzłach tribologicznych maszyn dochodzi do wymiany energii z otoczeniem. Takie węzły są układami/systemami termodynamicznymi **otwartymi**, rys. 1.



Rys. 1. Węzeł tribologiczny jako otwarty system termodynamiczny
(opracowanie własne na podstawie [8, 13])

Formami wymienionej energii są: praca techniczna $A_{1-2} =$ praca tarcia W_R [J], entalpia [J], energia wewnętrzna U [J], ciepło Q [J]. Praca tarcia

jest różnicą między pracą doprowadzoną a pracą przekazaną.

W otwartym systemie termodynamicznym zależność między wymienionymi formami energii ujmuje się następująco [8, 13]

$$W_R = \Delta U + \Delta H + Q_{1-2} \quad (2)$$

gdzie:

ΔH – zmiana entalpii,
 ΔU – przyrost energii wewnętrznej [J],
 Q_{1-2} – ciepło odprowadzane z systemu tribologicznego [J].

Ponieważ $\Delta H = i \Delta m$ (3)

gdzie:

i – entalpia właściwa [J/kg],
 Δm – przyrost masy cząstek produktów zużycia [kg],

stąd $W_R = \Delta U + i \cdot \Delta m + Q_{1-2}$ (4)

lub $\Delta m = \frac{-\Delta U - Q_{1-2} + W_R}{i}$ (5)

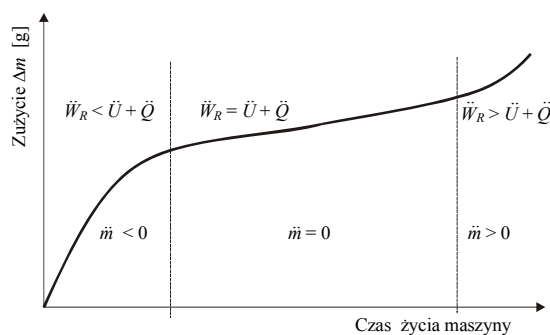
Z równania (5) wynika, że w systemie tribologicznym nie występuje zużycie, jeżeli występująca praca tarcia nie przekracza sumy przyrostu energii wewnętrznej i odtransportowanego ciepła [8].

Zmianę masy produktów zużycia w czasie, rys. 2, najlepiej charakteryzuje zależność [13]

$$\ddot{m} = \frac{-\ddot{U} - \ddot{Q} + \ddot{W}_R}{i} \quad (6)$$

gdzie:

$\ddot{m}, \ddot{U}, \ddot{W}_R$ – drugie pochodne po czasie m, U, W_R .



Rys. 2. Krzywa Lorenza [13]

Z dotychczasowych rozważań można wnioskować, że zmiana w czasie straty mocy \ddot{W}_R maszyny, powodowanej tarciami w węzłach tribologicznych, może być miarą intensywności procesów zużycia w węzłach tribologicznych tejże maszyny; przy ocenie intensywności procesów zużycia na podstawie strat mocy należy jednak brać pod uwagę (uwzględnić) zmiany mocy

odprowadzonej w formie ciepła i mocy zużytej na wzrost energii wewnętrznej.

2. SPRAWNOŚĆ MECHANICZNA, BILANS MOCY I RÓWNANIE MOMENTÓW

Moc tarcia w ruchu obrotowym jest określona jeżeli znany jest moment tarcia i prędkość obrotowa. Względna miarą mocy tarcia jest sprawności mechaniczna maszyny.

Sprawność mechaniczna η_m

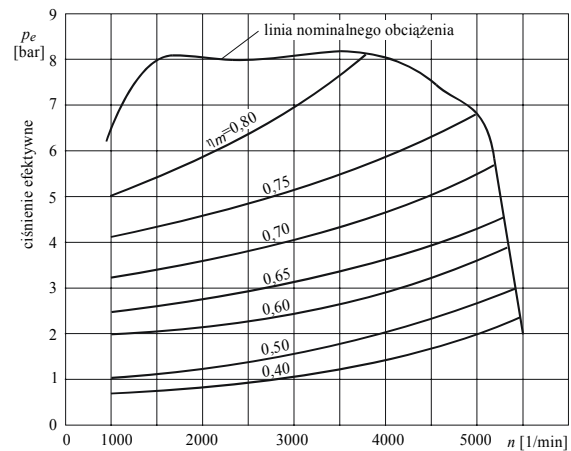
$$\eta_m = \frac{N_{we} - N_R}{N_{we}} \quad (7)$$

gdzie:

N_{we} – moc na wejściu maszyny (np. moc indykowana),

N_R – moc tarcia.

Sprawność mechaniczna tłokowych silników spalinowych znajdujących się w dobrym stanie technicznym wynosi $\eta_m = 70 \div 90\%$. Oznacza to, że $10 \div 30\%$ mocy wewnętrznej tracone jest przez tarcie, z czego $50 \div 60\%$ przypada na węzeł pierścienie tłokowe-tuleja, a $15 \div 35\%$ na łożyska główne i korbowe. $5 \div 10\%$ mocy tracone jest w węzłach tribologicznych pomp olejowych, paliwowych i rozrządu [16]. Sprawność mechaniczna silnika spada wraz ze spadkiem obciążenia, rys. 3.



Rys. 3. Przykładowa charakterystyka samochodowego silnika o ZS (zależność sprawności mechanicznej od ciśnienia efektywnego i prędkości obrotowej) [15]

Dla silnika tłokowego równanie (bilans) mocy przedstawia się następująco [5, 18]

$$p_{gaz} \cdot A_t \cdot \dot{s} - M_u \cdot \dot{\alpha} - M_R \cdot \dot{\alpha} = \frac{dE_p}{dt} + \frac{dE_k}{dt} \quad (8)$$

gdzie:

p_{gaz} – ciśnienie gazów w cylindrze,
 A_t – powierzchnia tłoka,
 s – skok tłoka,
 M_u – moment użyteczny,
 α – kąt obrotu wału korbowego,
 M_R – moment tarcia,

E_p – energia potencjalna,
 E_k – energia kinetyczna.

Uwzględniając, że:

– zmiana energii potencjalnej istotna jest dla dużych silników. Dla mniejszych jest pomijalnie mała;

– energia kinetyczna $E_k = \frac{1}{2} \theta \cdot \dot{\alpha}^2$

gdzie: θ – masowy moment bezwładności
 równanie mocy można sprowadzić do równania momentów w postaci [5,18]:

$$\theta \cdot \ddot{\alpha} = M_g - M_u - M_R - \frac{1}{2} \frac{d\theta}{d\alpha} \cdot \dot{\alpha}^2 \quad (9)$$

3. METODY DETEKCJI SYMPTOMÓW MOCY TARCIA

Z równania momentów wynika, że wyznaczenie momentu tarcia wymaga pomiaru momentu gazowego, momentu użytecznego, prędkości i przyspieszenia kąowego oraz wymaga znajomości momentu bezwładności. Celem ograniczenia liczby mierzonych wielkości badań momentu tarcia dokonuje się w specyficznych warunkach w odniesieniu do prędkości obrotowej, obciążenia zewnętrznego i momentu napędzającego. Należy

przy tym uwzględnić to, że moment $\frac{1}{2} \frac{d\theta}{d\alpha} \cdot \dot{\alpha}^2$ wprowadza nierównomierności w prędkości obrotowej, ale jego wartość średnia jest równa 0.

3.1. Wyznaczanie momentu tarcia wlezonego silnika/napędzanej maszyny

Dla silników bez obciążenia zewnętrznego moment użyteczny $M_u = 0$. Warunek taki jest słuszny dla maszyn bez wału rozrządu i zintegrowanych urządzeń pomocniczych. W pozostałych przypadkach moment tarcia obejmuje również momenty oporowe wału rozrządu i innych maszyn i mechanizmów zawieszonych na silniku pobierających moc z wału korbowego.

Dla maszyn (pomp, sprężarek) i silników wlezonych¹ ze stałą średnią prędkością przyłożony średni moment zewnętrzny napędzający M_z jest równy momentowi tarcia (z zastrzeżeniem jak wyżej). Równanie (9) przyjmuje postać

$$M_z = M_R; \quad \theta \cdot \ddot{\alpha} = 0, \quad M_u = 0, \quad M_g = 0 \quad (10)$$

Jeżeli w cylindrach odbywa się sprężanie i rozprężanie gazu to

$$M_z = M_R + M_s = M_{R+S} \quad (11)$$

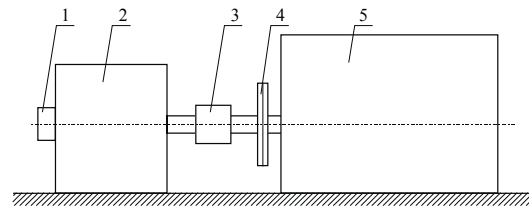
gdzie:

M_s – moment strat przemian termodynamicznych. Można go oszacować na podstawie wykresów indykatorowych.

Chwilowy moment zewnętrzny napędzanej maszyny/wlezonego silnika przy $n = \text{const}$

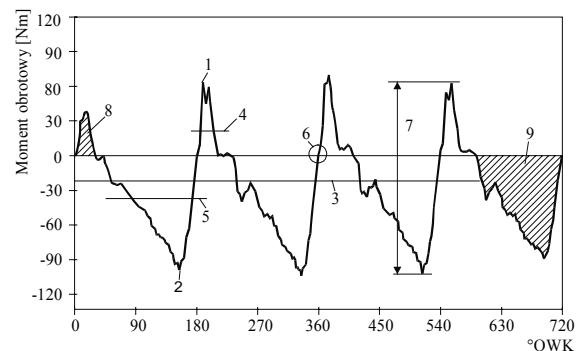
$$M_z = M_{R+S} + \frac{1}{2} \frac{d\theta}{d\alpha} \dot{\alpha}^2 \quad (12)$$

Pomiaru chwilowego momentu obrotowego dokonuje się w zależności od kąta obrotu wału korbowego, rys. 4.



Rys. 4. Schemat układu do pomiaru przebiegu momentu obrotowego: 1 – przetwornik kąta obrotu, 2 – silnik elektryczny napędzający, 3 – przetwornik momentu obrotowego, 4 – sprzęgło, 5 – maszyna/silnik wleczony [11]

Wartość średnia całkowita momentu jest z pewnym przybliżeniem miarą strat tarcia w silniku². Wartości średnie ujemne i dodatnie, jak również pola pod krzywymi, są miarą pobieranego lub oddawanego momentu przez maszynę. Przejścia przez wartość zerową umożliwiają wykrywanie odchyłek, które powodują przesunięcia fazowe, np. przesunięcie fazowe między wałem rozrządu i wałem korbowym, rys. 5.



Rys. 5. Przykładowy przebieg momentu obrotowego i estymaty przebiegu: 1 – wartość maksymalna, 2 – wartość minimalna, 3 – wartość średnia całkowita, 4 – wartość średnia dodatnia, 5 – wartość średnia ujemna, 6 – punkty przejścia przez wartość zerową, 7 – wartość międzyszczytowa, 8 – pole dodatnie, 9 – pole ujemne [11]

Przy pomiarze momentu obrotowego wykorzystuje się zjawisko deformacji wału pod

¹ Silnik spalinowy wleczony – wał silnika obracany jest nie momentem od siły spalania (brak procesu spalania), ale momentem zewnętrznym wytwarzanym przez dołączony silnik, np. elektryczny.

² Moment obrotowy przyłożony do wlezionej maszyny zużywany jest na pokonanie momentów tarcia w węzłach maszyny oraz na pokonanie oporów przepływu olejów i wyrównanie strat przemian termodynamicznych sprężania i rozprężania powietrza i strat histerezy w elementach sprężystych.

wpływem naprężeń wywołanych momentem skręcającym. Mierzy się kąt skręcenia, najczęściej specjalnego odcinka wału. Odcinek taki może być zredukowany do pary kołnierzy (dwóch tarcz) instalowanych między kołnierze sprzęgła silnika napędzającego i wlezionej (napędzanej) maszyny. Pomiar kąta skręcenia odcinka pomiarowego może odbywać się za pomocą tensometrów, przetworników indukcyjnych, pojemnościowych z wykorzystaniem efektu magnetoelastycznego, fal powierzchniowych itp. Doprowadzanie napięcia zasilającego przetwornik oraz odprowadzanie napięcia – sygnału mierzonego do i z wirującego odcinka wału może się odbywać za pomocą pierścieni ślizgowych, układu transformatorów, sygnałów radiowych lub sygnałów w podczerwieni [9]. Dokładną analizę metod pomiarowych można znaleźć np. w pracach [1, 3].

Moment obrotowy można wyznaczyć również z pomiarów napięcia i natężenia prądu pobieranego przez napędzający synchroniczny silnik elektryczny. Moc na wale jest wtedy iloczynem mocy elektrycznej i sprawności silnika elektrycznego.

3.2. Pomiar sprawności mechanicznej maszyny bez obciążenia zewnętrznego podczas rozpedzania i wybiegu

W warunkach bez obciążenia zewnętrznego moment użyteczny jest równy 0. Podczas rozpedzania lub wybiegu obserwuje się wartości dla średniej prędkości cyklu pracy maszyny co powoduje, że moment $\frac{1}{2} \frac{d\theta}{d\alpha} \cdot \dot{\alpha}^2 = 0$. Stąd równanie momentów dla maszyny bez obciążenia zewnętrznego podczas:

rozpedzania

$$\theta \cdot \ddot{\alpha} = M_{\text{gaz}} - M_R \quad (13)$$

wybiegu

$$M_R = \theta \cdot \ddot{\alpha} \quad (14)$$

Przyspieszenie kątowe wyznacza się na podstawie przebiegu prędkości kątowej lub obrotowej w funkcji czasu. Rejestrowana jest prędkość średnia jednego obrotu wału. Przebieg prędkości kątowej jako funkcji czasu podczas rozpedzania i wybiegu przedstawiono na rysunku 6.

Przyspieszenie kątowe podczas rozpedzania:

$$\varepsilon_r = \ddot{\omega}_r = \frac{d\omega_r}{dt_r} = \frac{\Delta\omega_r}{\Delta t_r}$$

Przyspieszenie (opóźnienie) kątowe podczas wybiegu:

$$\varepsilon_w = \ddot{\omega}_w = \frac{d\omega_w}{dt_w} = \frac{\Delta\omega_w}{\Delta t_w}$$

Sumę momentu tarcia oraz momentu strat przemian termodynamicznych można wyznaczyć z zależności:

$$M_{R+S} = \varepsilon_w \cdot \theta \quad (15)$$

Zredukowany do osi wału korbowego moment bezwładności θ można wyliczyć lub wyznaczyć doświadczalnie [2]:

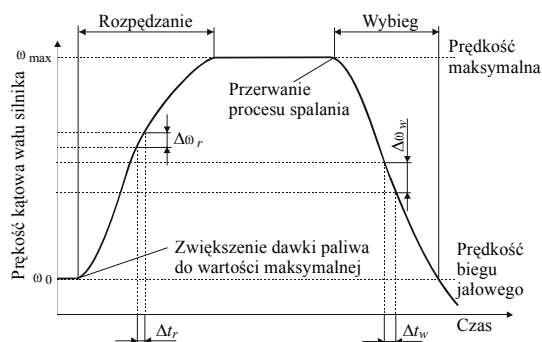
$$\theta = \Delta\theta \frac{\Delta T}{\Delta T_1 - \Delta T} \quad (16)$$

gdzie:

$\Delta\theta$ – moment bezwładności dodatkowej tarczy,

ΔT – czas wybiegu bez dodatkowej tarczy,

ΔT_1 – czas wybiegu z dodatkową tarczą.



Rys. 6. Przebieg prędkości kątowej podczas rozpedzania i wybiegu silnika [10]

Sprawność mechaniczną można wyznaczyć na podstawie przyspieszenia rozpedzania i wybiegu

$$\eta_m = \frac{M_{\text{gaz}} - M_{R+S}}{M_{\text{gaz}}} \quad (17)$$

$$\begin{cases} \theta \cdot \varepsilon_r = M_{\text{gaz}} - M_{R+S} \\ \theta \cdot \varepsilon_w = M_{R+S} \end{cases} \quad (18)$$

stąd

$$\theta \cdot \varepsilon_r = M_{\text{gaz}} - \theta \cdot \varepsilon_w \quad (19)$$

$$M_{\text{gaz}} = \theta(\varepsilon_r + \varepsilon_w) \quad (20)$$

$$\eta_m = \frac{\theta \cdot \varepsilon_r}{\theta(\varepsilon_r + \varepsilon_w)} = \frac{\varepsilon_r}{\varepsilon_r + \varepsilon_w} \quad [17] \quad (21)$$

Ponieważ

$$\eta_m = f(n)$$

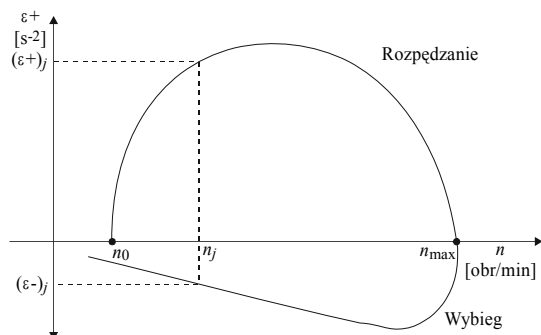
konieczne są przebiegi

$$\varepsilon = f(n).$$

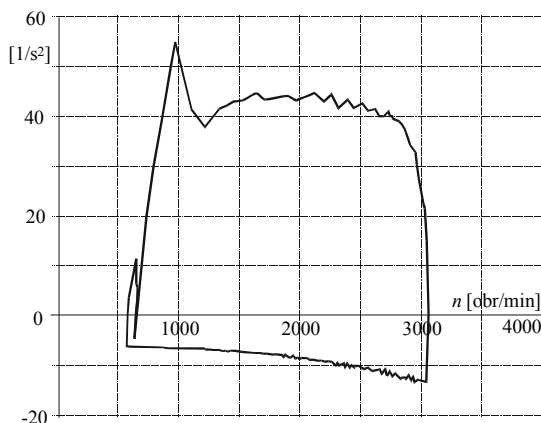
Otrzymuje się je w wyniku różniczkowania przebiegów prędkości po czasie. Możliwy jest również bezpośredni pomiar przyspieszeń kątowych np. za pomocą specjalnych przetworników wiropędowych (zasada ferrari). Przebiegi przyspieszeń kątowych w funkcji prędkości obrotowej przedstawiono na rysunku 7 i 8. Sprawność mechaniczna wyliczona z takich przebiegów przyspieszeń jest sprawnością przy obciążeniu nominalnym (maksymalnym).

W literaturze, np. [14] przedstawione powyżej charakterystyki dynamiczne – przebiegi przyspieszeń kątowych w funkcji prędkości obrotowej nazywane są również „portretami fazowymi silnika”. Rozróżnia się charakterystyki (portrety) wykonywane podczas rozruchu i wybiegu (od prędkości obrotowej $n = 0$ do prędkości biegu

jałowego (rozruch) i od prędkości biegu jałowego do $n = 0$ (wybieg) oraz podczas akceleracji i dezakceleracji (od prędkości biegu jałowego do prędkości nominalnej (akceleracja) i od prędkości nominalnej do prędkości biegu jałowego (dezakceleracja)).



Rys. 7. Przebiegi przyspieszeń kątowych w zależności od prędkości obrotowej [17]



Rys. 8. Przebieg charakterystyki dynamicznej (przyspieszeń kątowych) silnika S359 dla nastaw nominalnych [12]

3.3. Wyznaczanie momentu tarcia w warunkach stałej średniej prędkości obrotowej i bez obciążenia zewnętrznego

Uwzględniając, że w silnikach tłokowych suma składowych stycznych T sił masowych T_m i gazowych T_G działa na wykorbienie o promieniu r powodując moment

$$M_{(G+M)} = (T_G + T_M) \cdot r \quad (22)$$

równanie momentów można sprowadzić do postaci [4]:

$$\begin{aligned} & \frac{r}{\alpha_2 - \alpha_1} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} T_{G+M} \cdot d\alpha - M_{R(\alpha_2 - \alpha_1)} - M_{u(\alpha_2 - \alpha_1)} = \\ & = \theta_{s+m} \cdot \frac{1}{\alpha_2 - \alpha_1} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \varepsilon \cdot d\alpha \end{aligned} \quad (23)$$

Kąt zapłonu i kąt trwania spalania są dla danego cylindra silnika stałe i znane. Możliwe jest względne porównanie prac oddawanych przez poszczególne

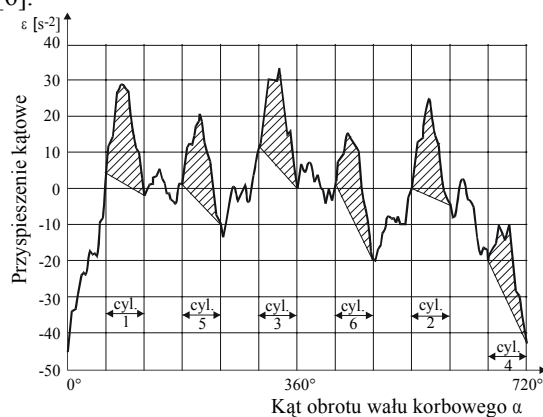
cylindry. Jeżeli jeden z cylindrów wykonuje pracę o innej wartości niż pozostałe, to oznacza to zmianę przebiegu ciśnienia spalania i/lub zmianę momentu tarcia.

Przy znanym momencie użytecznym M_u lub przy pracy silnika bez obciążenia zewnętrznego możliwe jest wyznaczenie momentu tarcia w zakresie $(\alpha_2 - \alpha_1)$ dzięki pomiarowi przyspieszenia kąowego wału i pomiarowi przebiegu ciśnienia spalania w cylindrach.

Pomiary w warunkach biegu jałowego powinny być wykonywane przy określonej stałej prędkości obrotowej. Stała prędkość biegu jałowego wymaga, aby średnie (biorąc pod uwagę okres) momenty od sił gazowych i sił tarcia były równe (zmienny średni moment bezwładności $\theta' = 0$). Jeżeli wymienione średnie momenty nie są równe silnik spalinowy reaguje wzrostem lub spadkiem średniej prędkości obrotowej. Niejednorodność procesu spalania powoduje nierówność momentów tarcia i od sił gazowych. Konieczne jest uśrednienie z kilkudziesięciu cykli.

Rysunek 9 przedstawia uśredniony przebieg przyspieszenia kąowego sześciocylindrowego, czterosuwowego silnika spalinowego bez obciążenia zewnętrznego przy obrotach biegu jałowego (ok. 850 obr/min). Zakresowane przedziały kątowe odpowiadają kątom trwania spalania kolejno w cylindrach 1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4, a powierzchnie zakreskowanych pól są proporcjonalne do momentów oddawanych przez odpowiednie cylindry pomniejszych o momenty tarcia.

Średni (stały) moment obrotowy $\overline{\theta \ddot{\alpha}}$ jest różnicą między momentem sił gazowych i momentem tarcia [6].



Rys. 9. Uśredniony przebieg przyspieszenia kąowego sześciocylindrowego, czterosuwowego silnika bez obciążenia zewnętrznego (obroty biegu jałowego) [7]

Ponadto według [6]:

- trwały wzrost spadku przyspieszenia kąowego w danym wycinku kątowym dla danego cylindra oznacza wzrost oporów ruchu danego mechanizmu tłokowo-korbowego,
- kąt przejścia przyspieszenia ε przez wartość zerową może być miarą tarcia.

WNIOSKI

1. W węzle tribologicznym zużycie nie występuje, jeżeli praca tarcia nie przekracza sumy przyrostu energii wewnętrznej i odtransportowanego ciepła. Oznacza to, że przy ustalonej temperaturze elementów węzła tribologicznego i ustalonym strumieniu odprowadzanego przez olej ciepła przyrost masy cząstek produktów zużycia zależy od przyrostu mocy strat tarcia.
2. Miarą mocy strat tarcia węzłów tribologicznych jest sprawność mechaniczna maszyny i/lub iloczyn momentu tarcia i prędkości obrotowej. Równaniem ujmującym moment tarcia jest równanie momentów maszyny (silnika).
3. Najdokładniejsze wartości mocy tarcia z podziałem na moce tarcia poszczególnych cylindrów uzyskuje się dokonując pomiaru przebiegu momentu zewnętrznego napędzanej maszyny roboczej lub wleczonego silnika przy określonej prędkości obrotowej. Wadą takiej metody jest trudny pomiar momentu napędzającego.
4. Z wartości przyspieszeń kątowych wału silnika w warunkach rozpedzania i wybiegu bez obciążenia zewnętrznego można wyznaczyć sprawność mechaniczną. Brak jest jednak możliwości wnioskowania o mocy tarcia poszczególnych cylindrów. Zaletą metody jest nieskomplikowany tor pomiarowy.
5. Z uśrednionych przebiegów wartości przyspieszeń kątowych w funkcji kąta obrotu wału w warunkach ustalonych bez obciążenia zewnętrznego można wnioskować o sumarycznej zmianie mocy tarcia i mocy sił gazowych poszczególnych cylindrów. Zaletą metody jest wniosek 4.
6. Zmiana sprawności lub mocy tarcia w czasie życia maszyny może być miarą intensywności procesów zużycia w węzłach tribologicznych maszyny.

LITERATURA

- [1] Acker H.: *Berührungslose Drehmomentmessung mit elektrischen und magnetischen Feldern*. VDI-Verlag, Düsseldorf 2001.
- [2] Arkuszewski A., Wdowiak W.: *Wpływ niedomagań silnika z zapłonem samoczynnym na charakterystykę bezwładnościową – źródło informacji diagnostycznych*. Politechnika Poznańska, Poznań 1983 (praca doktorska).
- [3] Bernhard U.: *Mechanisch-elektrisches Meßsystem für die dynamische Drehmomentmessung*. VDI-Verlag, Düsseldorf 2001.
- [4] Bielawski P.: *Elementy diagnostyki drganiowej mechanizmów tłokowo-korbowych maszyn okrętowych*. WSM Szczecin, Studia Nr 39, Szczecin 2002, 266 s.
- [5] Biezeno C.B., Grammel R.: *Technische Dynamik*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/ New York, Band 2, 1953, S. 289-291.
- [6] Fehrenbach H., Quante F., Besserlich G., Klein R.: *Diagnosis of Combustion Engines by the Analysis of the Crankshaft's Rotational Speed*. VDI Berichte Nr 644, 1987, S. 73-80.
- [7] Fehrenbach H.: *Berechnung des Brennraumdruckverlaufes aus der Kurbelwellen-Winkelgeschwindigkeit von Verbrennungsmotoren*. Fortschrittberichte VDI Nr 255, VDI-Verlag, Düsseldorf 1991.
- [8] Fleischer G., Wiśniewski M.: *Ujęcie energetyczne procesów tribologicznych*. Tribologia 1991/5, s.98-102 i 1991/6, s. 122-126.
- [9] Hoffmann J.: *Handbuch der Meßtechnik*. Carl Hanser Verlag, München, 1999.
- [10] Jankowski M., Żółtowski B.: *Komputerowa kontrola efektywności pracy silnika spalinowego metodą przyspieszeń*. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, 1993, Zeszyt 4(96), s. 541-551.
- [11] Meier B.: *Der Endfunktionstest zur Qualitäts- und Funktionsprüfung bei der Montage von Verbrennungsmotoren*. Universität Hannover, Hannover 1992. Diss.
- [12] Piętek A.: *Charakterystyki dynamiczne silników o zapłonie samoczynnym i ich aplikacje diagnostyczne*. WAT, Warszawa 1997.
- [13] Sadowski J.: *Thermodynamische Grundgesetze des tribologischen Verschleißes*. Schmierungstechnik + Tribologie, 37 Jahrgang, 1990/2, S. 105-107.
- [14] Szczepankowski A.: *Diagnostowanie stanu technicznego turbinowego silnika lotniczego metodą analizy portretu fazowego prędkości obrotowej*. ITWL, Warszawa 1999 (praca doktorska).
- [15] Thiele E.: *Beitrag zur Reibungsanalyse von Hubkolbentriebwerken*. Universität Hannover, Hannover 1982. Diss.
- [16] Thiele E.: *Mechanische Reibungsverluste in Hubkolbentriebwerken*. Tribologie und Schmierungstechnik, 1986/5, S. 290-298.
- [17] Trybuła W.: *Ocena stanu technicznego silnika spalinowego metodą przyspieszeń*. Diagnostyka pojazdów. Ossolineum, Wrocław 1981, s. 75-92.
- [18] Wüchner E.: *Dynamische Drehmomentmessung an Verbrennungsmotoren*. Uni. Karlsruhe, Karlsruhe 1985. Diss.



Dr hab. inż. **Piotr Bielawski** – profesor nadzw. WSM jest kierownikiem Zakładu Diagnostyki i Remontów Maszyn Okrętowych Wyższej Szkoły Morskiej w Szczecinie. Specjalista w dziedzinie nauk technicznych.

Tematyka prac naukowych obejmuje metody i sposoby kontroli jakości elementów maszyn, montaż i sprawdzanie jakości montażu maszyn, diagnostykę montażową i obsługową maszyn okrętowych, obsługiwane maszyn okrętowych.

WYBRANE ZAGADNIENIA DIAGNOSTYKI DUŻYCH OBIEKTÓW ENERGETYCZNYCH

Anna PROŃSKA, Jan KICIŃSKI

Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Zakład Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych
80-952 Gdańsk, ul Fiszera 14; aga@imp.gda.pl

Streszczenie

Diagnostyka według modelu – dziedzina, w której należy zamodelować różnego rodzaju defekty w pracy maszyny wirnikowej i powiązać je z ich symptomami, rozwija się w kierunku coraz bardziej odpowiadającego rzeczywistości opisu diagnozowanej maszyny, czyli opisu nieliniowego. Komplikuje to w znacznym stopniu zarówno proces identyfikacji konstrukcji podpierającej, jak i procedurę łączenia własności konstrukcji podpierającej z odpowiednią pozostałymi nieliniowymi podukładami tworzącymi cały system maszyny wirnikowej. Niniejsza praca przedstawia jedną z możliwości rozwiązania drugiego z wymienionych problemów polegającą na uwzględnieniu przedziałów adekwatności (wyznaczonych w procesie identyfikacji konstrukcji podpierającej) poprzez wprowadzenie tzw. funkcji wagowych.

Słowa kluczowe: konstrukcja podpierająca, funkcje wagowe, diagnostyka, maszyna wirnikowa

SELECTED PROBLEMS OF LARGE POWER SETS DIAGNOSTICS

Summary

The aim of the model based diagnostics of large energetic units is to couple defects with symptoms by way of computational analysis. Progress in that area is connected with nonlinear models, what means complications in identification process of supporting structure as well as in relations between properties of supported structure and response of the other nonlinear subsets of a turbo- machine. The paper presents one of the possibilities of solution of second from above mentioned problems, which consists in taking into account the so-called *intervals of adequacy* (determined during identification process of supporting structure) by introduction of the so-called *weighted function*.

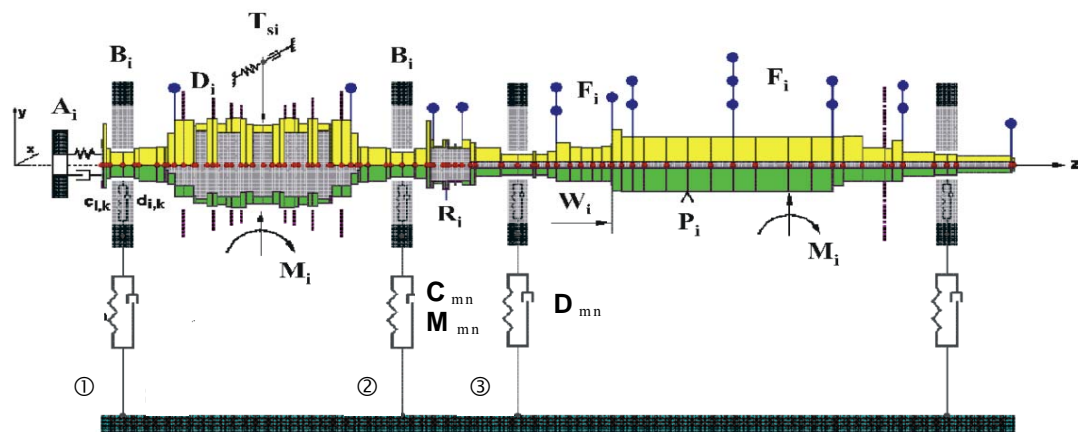
Keywords: supporting construction, weight functions, diagnostics, rotary machine

1. UWAGI WSTĘPNE

Klasyczna maszyna wirnikowa (rys.1) składa się z szeregu złożonych podzespołów konstrukcyjnych wzajemnie ze sobą sprzężonych. Z

punktu widzenia mechaniki obiektu, wyróżnić możemy przede wszystkim trzy główne podukłady:

- linię wirników
- łożyska ślizgowe
- konstrukcję podpierającą na którą składają się podpory łożyskowe i fundament.



Rys. 1. Przykład złożonego układu typu linia wirników – łożyska nośne – konstrukcja podpierająca. Własności konstrukcji podpierającej opisują macierze współczynników sztywności C_{mn} , tłumienia D_{mn} i mas M_{mn} w miejscach posadowienia wirnika

Z matematycznego punktu widzenia przestawiony na rys. 1 obiekt opisywać mogą następujące nieliniowe równania różniczkowe:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{D}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}})\mathbf{x} = \mathbf{P}(t) \quad (1)$$

gdzie:

\mathbf{M} – globalna macierz bezwładności

\mathbf{D} – globalna macierz tłumienia

\mathbf{K} – globalna macierz sztywności

$\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, \ddot{\mathbf{x}}$ – uogólnione wektory przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń

\mathbf{P} – uogólniony wektor wymuszeń zewnętrznych

t – czas.

Gdybyśmy założyli liniowy charakter wszystkich podukładów tworzących maszynę wirnikową (co się powszechnie zakłada w literaturze [1]) również równania (1) stałyby się liniowe. Stosując znane założenia i podstawienia możliwa byłaby bezpośrednia integracja zespolonych charakterystyk konstrukcji podpierającej z równaniami ruchu całego układu. Równania ruchu mogłyby przybrać elegancką formę jak np. w [2]:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{R,ii} & \mathbf{Z}_{R,ib} & 0 \\ \mathbf{Z}_{R,bi} & \mathbf{Z}_{R,bb} + \mathbf{Z}_B & -\mathbf{Z}_B \\ 0 & -\mathbf{Z}_B & \mathbf{Z}_B + \bar{\mathbf{Z}}_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{r}_{R,i} \\ \mathbf{r}_{R,b} \\ \mathbf{r}_{F,b} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_u \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

gdzie \mathbf{Z} jest zespoloną macierzą sztywności dynamicznej, a indeksy b, i dotyczą stopni swobody łożysk i wewnętrznych wirnika, natomiast F, R, B odnoszą się do konstrukcji podpierającej, wirnika i łożysk odpowiednio. Wyraz \mathbf{r} oznacza odpowiedź układu a \mathbf{f} siły niewyważenia. Zauważmy, że sztywność dynamiczna konstrukcji podpierającej $\bar{\mathbf{Z}}_F$ jest wyraźnie wydzielona, a jej powiązania z innymi podukładami doskonale widoczne. Ponadto $\bar{\mathbf{Z}}_F$ jest zespoloną sztywnością dynamiczną uzyskaną poprzez bezpośrednie odwrócenie zespolonej macierzy podatności dynamicznej konstrukcji podpierającej.

Podkreślić należy, że opis liniowy całego systemu tworzącego maszynę wirnikową w wielu sytuacjach jest bardzo użyteczny i wystarczająco trafnie przewidujący zachowanie maszyny wirnikowej.

Niestety, gdybyśmy budowali relacje diagnostyczne (drogą analizy symulacyjnej) jedynie w oparciu o model liniowy maszyny wirnikowej uzyskane informacje byłyby bardzo skromne. Nawet najbardziej zaawansowane modele liniowe dają w efekcie jedynie eliptyczne trajektorie przemieszczeń, a w widmie drgań występuje jeden tylko „prążek” synchroniczny. Tymczasem opis nieliniowy umożliwia budowę nieeliptycznych trajektorii i „wieloprażkowych” widm drgań, w których kształcie zakodowane są różnego rodzaju

defekty. Stąd konieczność uwzględnienia nieliniowości dwóch – spośród trzech wspomnianych na wstępie - głównych podukładów maszyny, tzn. linii wirników i łożysk ślizgowych. Zasadne jest natomiast traktowanie konstrukcji podpierającej jako podukładu liniowego. Możemy stwierdzić na podstawie licznych badań teoretycznych i eksperymentalnych, iż współczynniki sztywności i tłumienia C_{mn} i D_{mn} oraz mas M_{mn} w wybranych punktach (więziach) konstrukcji podpierającej nie zależą ani od amplitudy wymuszeń i przemieszczeń ani też od kierunku działania sił wymuszających, o ile oczywiście amplitudy te są wystarczająco małe. Oznacza to, że współczynniki C_{mn} , D_{mn} , M_{mn} nie zależą również od kąta obrotu wału wirnika ωt (a zatem i od czasu) i tym samym można je traktować jako stałe dla danej prędkości obrotowej ω . A więc:

$$\begin{aligned} C_{mn}(\omega t) &= \text{const} \\ D_{mn}(\omega t) &= \text{const} \\ M_{mn}(\omega t) &= \text{const} \end{aligned} \quad (3)$$

Jeżeli przyjmiemy założenie, iż obliczenia kinetostatische i dynamiczne prowadzimy dla ściśle określonego, uprzednio zidentyfikowanego, przedziału prędkości kątowych ω , założenie wyrażone związkami (3) jest zasadne.

Potraktowanie dwóch głównych podukładów maszyny wirnikowej jako podukładów nieliniowych implikuje wzajemne sprzężenia wszystkich podukładów tworzących dany obiekt i narzuca konieczność nieliniowego opisu obiektu jako całości, pomimo istnienia podukładu liniowego. Równania ruchu (1) nie mogą być teraz sprowadzone do „eleganckiej” postaci (2). Konieczność rozwiązywania równań ruchu w postaci (1) jest przyczyną wielu kłopotów z opisem własności konstrukcji podpierającej, pomimo, iż jest to jedyny podukład liniowy w rozpatrywanym obiekcie. Postać równania (1) narzuca bowiem konieczność podania charakterystyk masowo - tłumiąco - sztywnościowych konstrukcji podpierającej, czyli podania współczynników mas związanych z konstrukcją podpierającą M_{mn} , współczynników tłumienia D_{mn} i sztywności C_{mn} (rys. 1). Współczynniki te muszą być liczbami rzeczywistymi wprowadzonymi do równań ruchu całego układu, ponieważ są one tu traktowane jako realne wielkości fizyczne (nie możemy wprowadzać np. urojonych, zespolonych mas).

Tymczasem własności konstrukcji podpierającej przedstawić możemy jedynie w postaci zespolonych charakterystyk podatnościowych. Zachodzi zatem potrzeba dokonania stosownej transformacji tych charakterystyk. Okazuje się, iż realizacja tak sformułowanego zadania nie jest ani prosta, ani jednoznaczna pomimo liniowego charakteru związków typu siła - przemieszczenie,

który można przyjąć w odniesieniu do konstrukcji podpierającej.

Z zagadnieniem transformacji charakterystyk wiąże się ściśle kwestia określenia przedziałów adekwatności rzeczywistych charakterystyk masowo-tłumiąco-sztywnościowych konstrukcji podpierającej w rozpatrywanym przedziale częstości wzbudzenia. Trudno bowiem założyć, że raz wyznaczone charakterystyki obowiązują w całym zakresie możliwych częstości wzbudzenia.

Po dokonaniu procedury transformacji charakterystyk i wyznaczeniu przedziałów adekwatności pozostaje problem ogólnego algorytmu obliczeń całego układu stanowiącego maszynę wirnikową, a więc z uwzględnieniem linii wirników i łożysk ślizgowych wymagający odpowiedzi na pytanie, jak kojarzyć wyznaczone przedziały adekwatności charakterystyk skoro odpowiedź układu (rozwiązanie równania (1)) stanowi szerokie spektrum możliwych wymuszeń konstrukcji podpierającej?

2.KONCEPCJA ROZWIĄZANIA PROBLEMU FUNKCJE WAGOWE

Zagadnienie jest jednoznaczne, jeżeli z jednej strony w wyniku procedury identyfikacyjnej udało nam się określić rzeczywiste charakterystyki M_{mn} , D_{mn} , C_{mn} które uznać można za stałe i adekwatne dla całego rozpatrywanego przedziału częstości wzbudzenia $\langle \omega_1, \omega_r \rangle$, a z drugiej strony, otrzymane jako wynik rozwiązania równań ruchu, zakresy częstotliwości widm drgań dla wszystkich podpór mieszczą się w tym samym przedziale $\langle \omega_1, \omega_r \rangle$. Sytuację taką, dla przykładowej podpory „i”, ilustruje rys. 2.

Niestety, sytuacja przedstawiona na rys. 2 zachodzi w praktyce stosunkowo rzadko. Na ogół wyznaczone przedziały adekwatności charakterystyk masowo - tłumiąco - sztywnościowych są znacznie mniejsze niż zakresy częstotliwościowe widm drgań poszczególnych podpór.

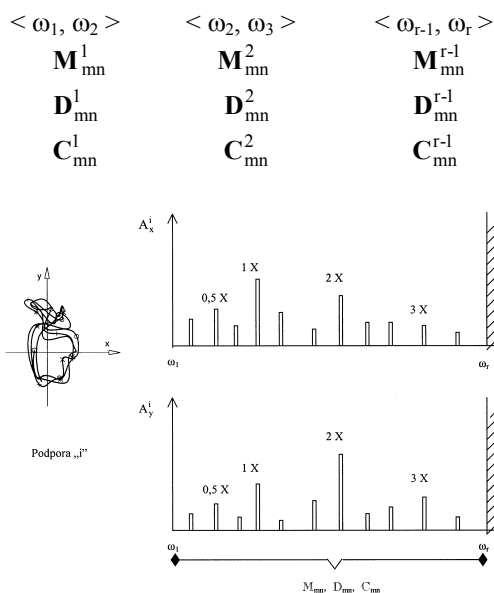
Ponadto, dla każdej analizowanej podpory sytuacja może być odmienna. Metodologia obliczeń nieliniowych w takich przypadkach staje się o wiele bardziej złożona.

Przedstawimy propozycję postępowania w tego rodzaju przypadku.

Przyjmujemy założenie, iż dysponujemy dynamicznymi macierzami podatności konstrukcji podpierającej

$$L_{mn}(\omega_1), L_{mn}(\omega_2), L_{mn}(\omega_3), \dots, L_{mn}(\omega_{r-1}), L_{mn}(\omega_r)$$

z analizowanego przedziału częstości wzbudzenia $\langle \omega_1, \omega_r \rangle$ oraz otrzymanymi na ich podstawie, w wyniku procesu identyfikacji, następującymi charakterystykami masowo - tłumiąco - sztywnościowymi obowiązującymi tylko w ściśle określonych przedziałach:



Rys. 2. Przykład jednoznaczności zagadnienia – zakresy znaczących składowych widm drgań podpory „i” mieszczą się w zakresie identyfikacji charakterystyk masowo – tłumiąco – sztywnościowych konstrukcji podpierającej $\langle \omega_1, \omega_r \rangle$
1X – oznaczenie linii spektralnej widma odniesionej do prędkości obrotowej wirnika (prążek „synchroniczny”)

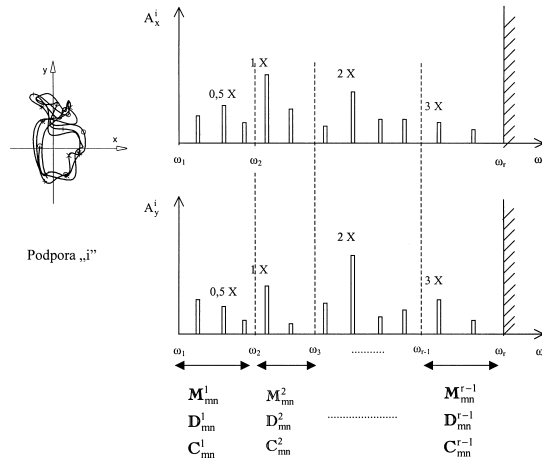
A_x^i, A_y^i - amplitudy składowych poziomych i pionowych widm drgań w podporze „i”

Równania ruchu całego systemu (1) mogą być rozwiązane tylko dla jednego zestawu powyższych charakterystyk. Oznacza to konieczność postępowania krokowego i daleko idącej modyfikacji istniejących algorytmów nieliniowego opisu maszyny wirnikowej.

Celem rozwiązania równań ruchu (1) i uzyskania odpowiedzi układu w postaci widm drgań dla wszystkich podpór, przyjmujemy w pierwszym kroku wartości charakterystyk masowo - tłumiąco - sztywnościowych z dowolnego powyższego przedziału. W efekcie uzyskamy składowe widm $A_x^i(\omega)$, $A_y^i(\omega)$ dla każdej podpory „i”. Założymy, że zakres częstotliwości widm drgań, chociaż znacznie większy od poszczególnych podprzedziałów adekwatności charakterystyk, nie przekracza górnej granicy częstości ω_r . Mamy więc do czynienia z sytuacją, którą ilustruje rys. 3.

Powtarzając obliczenia dla innego zestawu charakterystyk masowo - tłumiąco - sztywnościowych adekwatnych dla innego

przedziału częstości wzbudzenia, otrzymamy oczywiście inne widma drgań podpór, co oznacza inne rozwiązania równania (1). Powstaje zatem uzasadnione pytanie: który z powyższych zestawów charakterystyk lub jaką ich kombinację uznać za najbardziej wiarygodną dla równań ruchu całego systemu?



Rys. 3. Przykład typowej sytuacji, w której zakres częstotliwości składowych widma dla podpory „i” jest większy niż poszczególne zakresy adekwatności charakterystyk masowo-tłumiąco-sztywnościowych konstrukcji podpierającej.

Odpowiedź na to pytanie nie jest łatwa, chociaż wydawać by się mogło, iż przyjęcie zakresu, w którym mieści się prędkość znamionowa wirnika (lub aktualnie rozpatrywana) powinno być zabiegiem wystarczającym. Sytuacja jest jednak tego rodzaju, że pomimo realizacji obliczeń kinostatycznych i dynamicznych dla jednej konkretnej prędkości obrotowej wirnika w wyniku otrzymujemy wymuszenie konstrukcji podpierającej w szerokim paśmie częstotliwości, a nie tylko wymuszenia synchroniczne odpowiadające prędkości znamionowej, czyli typu 1X.

Proponujemy rozwiązanie tego problemu poprzez powiązanie procedury doboru charakterystyk masowo - tłumiąco - sztywnościowych konstrukcji podpierającej ze strukturą widma drgań podpór stanowiącą odpowiedź układu na wymuszenia zewnętrzne wirnika.

Jednym z możliwych sposobów realizacji tego pomysłu jest koncepcja funkcji wagowych, którą można zapisać w następujący sposób (dla podpory „i”):

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{M}_{mn}^z \\ \mathbf{D}_{mn}^z \\ \mathbf{C}_{mn}^z \end{Bmatrix} = a_{1y}^i \begin{Bmatrix} \mathbf{M}_{mn}^1 \\ \mathbf{D}_{mn}^1 \\ \mathbf{C}_{mn}^1 \end{Bmatrix} + a_{2y}^i \begin{Bmatrix} \mathbf{M}_{mn}^2 \\ \mathbf{D}_{mn}^2 \\ \mathbf{C}_{mn}^2 \end{Bmatrix} + \dots + a_{r-1,y}^i \begin{Bmatrix} \mathbf{M}_{mn}^{r-1} \\ \mathbf{D}_{mn}^{r-1} \\ \mathbf{C}_{mn}^{r-1} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

gdzie: $m = 1, 2, 3, \dots, 2p$

natomiast: $n = 2i-1$

oraz

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{M}_{mn}^z \\ \mathbf{D}_{mn}^z \\ \mathbf{C}_{mn}^z \end{Bmatrix} = a_{1y}^i \begin{Bmatrix} \mathbf{M}_{mn}^1 \\ \mathbf{D}_{mn}^1 \\ \mathbf{C}_{mn}^1 \end{Bmatrix} + a_{2y}^i \begin{Bmatrix} \mathbf{M}_{mn}^2 \\ \mathbf{D}_{mn}^2 \\ \mathbf{C}_{mn}^2 \end{Bmatrix} + \dots + a_{r-1,y}^i \begin{Bmatrix} \mathbf{M}_{mn}^{r-1} \\ \mathbf{D}_{mn}^{r-1} \\ \mathbf{C}_{mn}^{r-1} \end{Bmatrix} \quad (5)$$

gdzie: $m = 1, 2, 3, \dots, 2p$

natomiast: $n = 2i$

W związkach (4,5) poszczególne indeksy oznaczają:

z - charakterystyki zastępcze;

i - numer podpory;

p - ilości podpór;

1, 2, ..., r-1 - numery przedziałów częstości wzbudzenia;

x, y - składowe poziome i pionowe odpowiednio;

m, n - indeksy dla sił i przemieszczeń odpowiednio;

natomiast symbol „a” oznacza tu funkcje wagowe określone według następującej propozycji:

dla składowej x

$$\left. \begin{aligned} a_{1x}^i &= \frac{\frac{1}{\omega_2 - \omega_1} \int_{\omega_1}^{\omega_2} A_x^i(\omega) d\omega}{\frac{1}{\omega_r - \omega_1} \int_{\omega_1}^{\omega_r} A_x^i(\omega) d\omega} \\ a_{2x}^i &= \frac{\frac{1}{\omega_3 - \omega_2} \int_{\omega_2}^{\omega_3} A_x^i(\omega) d\omega}{\frac{1}{\omega_r - \omega_1} \int_{\omega_1}^{\omega_r} A_x^i(\omega) d\omega} \\ &\dots \\ a_{r-1,x}^i &= \frac{\frac{1}{\omega_r - \omega_{r-1}} \int_{\omega_{r-1}}^{\omega_r} A_x^i(\omega) d\omega}{\frac{1}{\omega_r - \omega_1} \int_{\omega_1}^{\omega_r} A_x^i(\omega) d\omega} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

dla składowej y

$$\left. \begin{aligned} a_{1y}^i &= \frac{\frac{1}{\omega_2 - \omega_1} \int_{\omega_1}^{\omega_2} A_y^i(\omega) d\omega}{\frac{1}{\omega_r - \omega_1} \int_{\omega_1}^{\omega_r} A_y^i(\omega) d\omega} \\ a_{2y}^i &= \frac{\frac{1}{\omega_3 - \omega_2} \int_{\omega_2}^{\omega_3} A_y^i(\omega) d\omega}{\frac{1}{\omega_r - \omega_1} \int_{\omega_1}^{\omega_r} A_y^i(\omega) d\omega} \\ &\dots \\ a_{r-1,y}^i &= \frac{\frac{1}{\omega_r - \omega_{r-1}} \int_{\omega_{r-1}}^{\omega_r} A_y^i(\omega) d\omega}{\frac{1}{\omega_r - \omega_1} \int_{\omega_1}^{\omega_r} A_y^i(\omega) d\omega} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

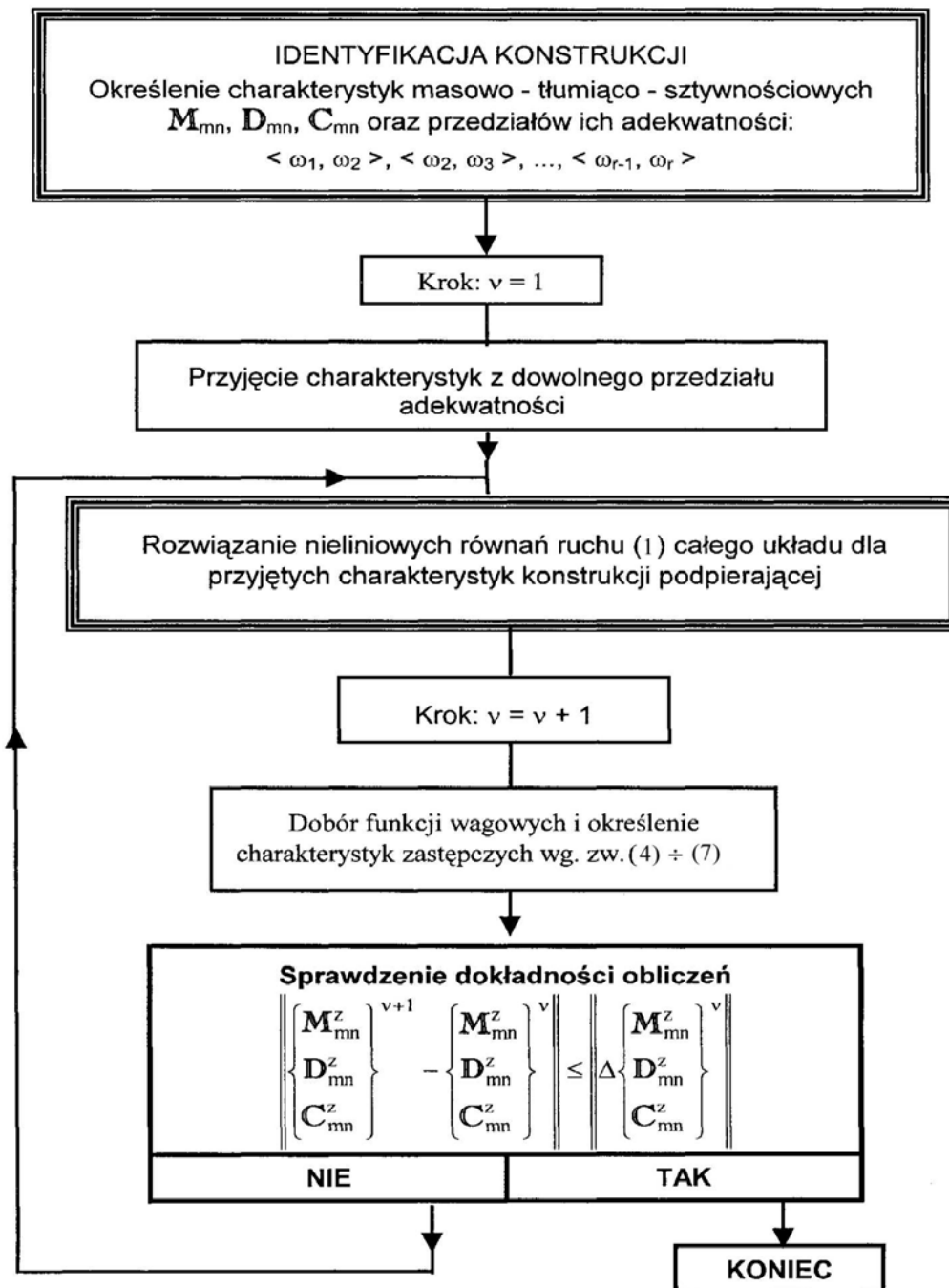
Związki (4) ÷ (7) oznaczają, iż dobór charakterystyk zastępczych jest zależny w sposób wprost proporcjonalny od gęstości

widmowej odpowiedzi układu w miejscach posadowienia wirnika.

Otrzymane ze zw. (4) i (5) charakterystyki zastępcze \mathbf{M}_{mn}^z , \mathbf{D}_{mn}^z , \mathbf{C}_{mn}^z pozwalają nam na uruchomienie drugiego kroku tzn. powtórzenie obliczeń z uwzględnieniem w równaniach (1) ich nowych wartości. W efekcie otrzymamy nowe widma drgań oraz nowe funkcje wagowe i tym samym kolejne charakterystyki zastępcze

konstrukcji podpierającej. Postępowanie powyższe kontynuujemy tak długo, aż charakterystyki zastępcze w kolejnych iteracjach będą się różniły wystarczająco mało, a cały proces przyjmie charakter postępowania zbieżnego.

Opisane wyżej postępowanie przedstawić można w postaci algorytmu jak na rys. 4.



Rys. 4. Algorytm obliczeń nieliniowych układu: linia wirników – konstrukcja podpierająca z uwzględnieniem modyfikacji charakterystyk masowo – tłumiąco – sztywnościowych według koncepcji funkcji wagowych

3. TESTY WSTĘPNE

Wstępne symulacje komputerowe przeprowadziliśmy dla wirnika trójpodporowego, który znajduje się w laboratorium wibrodiagnostycznym Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Przyczyny wyboru tej maszyny wirnikowej były dwie: pierwsza to istnienie modelu takiej maszyny i odpowiedniego oprogramowania do badań kinostatystyki i nieliniowej dynamiki zweryfikowanego eksperymentalnie a także w wielu obliczeniach numerycznych; drugą przyczyną była możliwość wykorzystania przedziałów adekwatności i odpowiadających im wartości współczynników sztywności i tłumienia dla tego wirnika, które zostały wyznaczone w ramach pracy [3]. Dysponowaliśmy współczynnikami dla następujących przedziałów adekwatności:

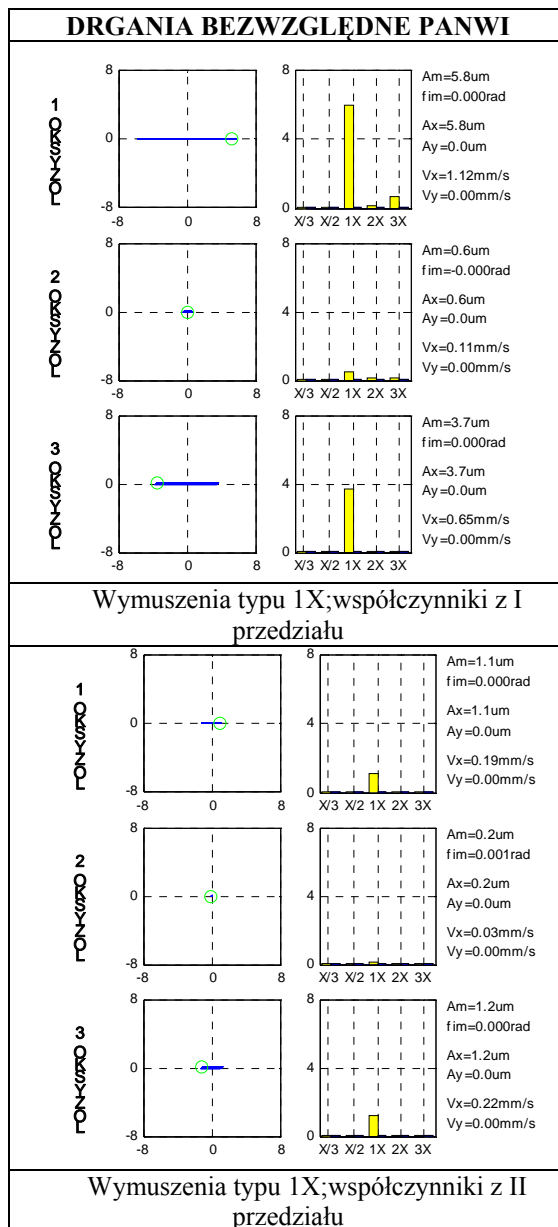
$$\{\omega\} = \{0, 64.7, 85, 93, 101, 107.33, 112.5, 118.62, 124.25\}.$$

Przyjmując prędkość obrotową wirnika 2400 obr/min. widzimy, że charakterystyczne prążki w widmie drgań tzn. 1X, 2X i 3X znajdują się odpowiednio w przedziałach pierwszym, drugim i ósmym.

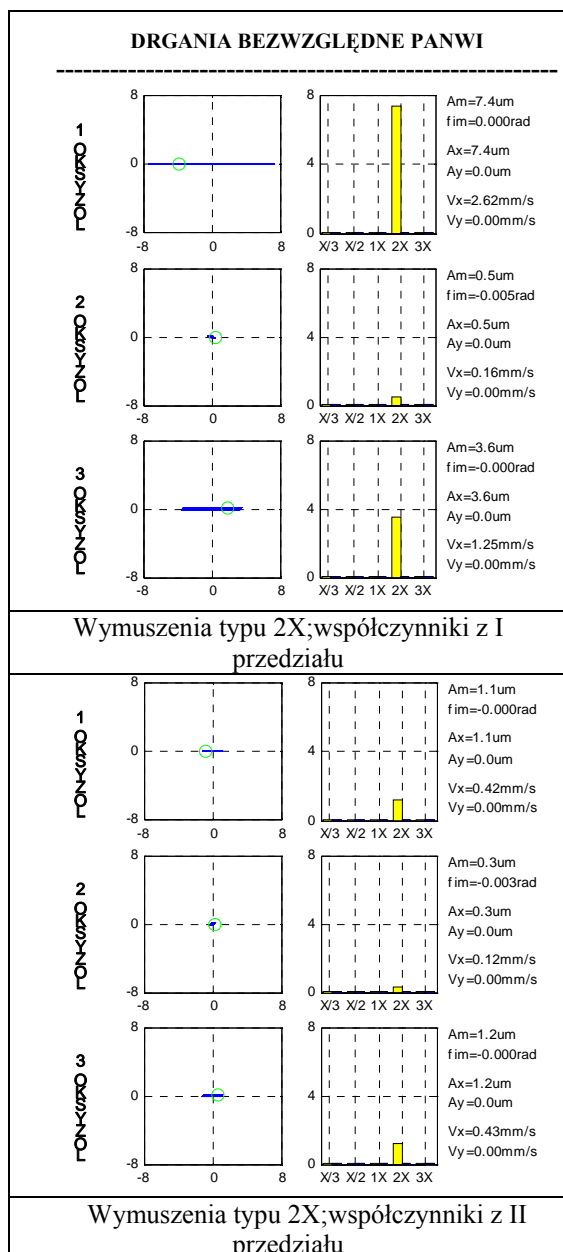
3.1. Zagadnienie wrażliwości układu

W pierwszym kroku w kierunku doboru funkcji wagowych przeanalizowaliśmy „czułość” układu na wymuszenia charakteryzujące się określonym typem widm. Korzystając z możliwości pakietu NLDW [4] wygenerowaliśmy czyste wymuszenie typu 1X i także typu 2X. Dla takich widm procedura wyznaczenia funkcji wagowych jest oczywista i bardzo prosta: dla pierwszego przyjmujemy współczynniki sztywności i tłumienia z pierwszego przedziału adekwatności, a dla drugiego z przedziału numer dwa. Oczywiście takie postępowanie ma sens tylko w przypadku, jeśli własności dynamiczne badanego obiektu zależą od tego, z którego przedziału przyjmujemy współczynniki sztywności i tłumienia. Ocenić tę własność układu możemy porównując karty diagnostyczne zamieszczone na rys. 5 dla czterech charakterystycznych przypadków: wymuszeń: typu 1X ze współczynnikami sztywności i tłumienia z pierwszego przedziału adekwatności; wymuszeń typu 1X ze współczynnikami sztywności i tłumienia z drugiego przedziału adekwatności; wymuszeń typu 2X ze współczynnikami sztywności i tłumienia z pierwszego przedziału adekwatności i wymuszeń typu 2X ze współczynnikami sztywności i tłumienia z drugiego przedziału adekwatności.

Porównanie kart zamieszczonych na rys. 5 i 6 pozwala stwierdzić, że nawet w przypadku małej maszyny wirnikowej rozwiązanie problemu związanego z wyborem odpowiedniego kompletu danych jest niezbędne.



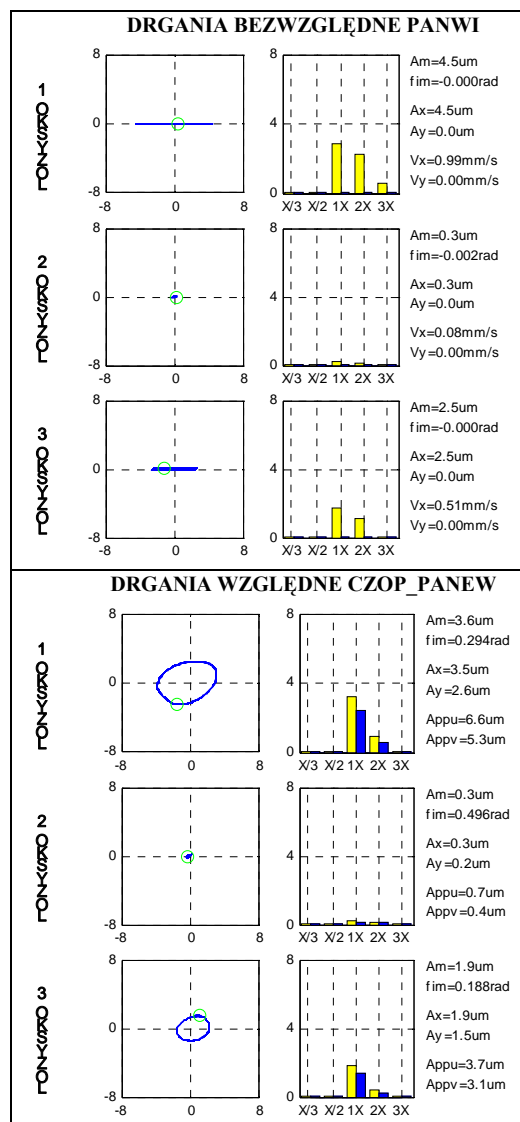
Rys. 5. Karty diagnostyczne dla charakterystycznych typów widma (wymuszenia typu 1X)



Rys. 6. Karty diagnostyczne dla charakterystycznych typów widma (wymuszenia typu 2X)

3.2. Metoda funkcji wagowych

W poprzednim paragrafie wykazaliśmy, że badany układ jest wrażliwy na przyjęty do badań komplet współczynników sztywności i tłumienia. W celu przeprowadzenia testów związanych z oceną procedury obliczeń nieliniowych układu: linia wirników – konstrukcja podpierająca z uwzględnieniem modyfikacji charakterystyk masowo – tłumiąco – sztywnościowych według koncepcji funkcji wagowych przedstawionej na rys.4 zastosujemy tę procedurę do przypadku wymuszeń przedstawionego na rys. 7. Szczegółowo proces wyznaczania funkcji wagowych a następnie, w oparciu o nie, zastępczych współczynników sztywności i tłumienia jest przedstawiony w [5].



Rys. 7. Karta diagnostyczna dla przypadku widma „mieszanego”

Podsumowując otrzymane wyniki możemy stwierdzić, że proces okazał się szybko zbieżny. Po czterech krokach iteracyjnych warunek zbieżności przedstawiony na rys. 4 był spełniony dla $\Delta = 10^{-4}$, co oznacza największą różnicę wartości amplitud w kolejnych iteracjach rzędu $10^{-3} \mu m$.

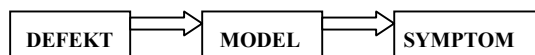
3.3. Duży obiekt energetyczny

Dla dużej maszyny wirnikowej, jaką jest turbospół mocy 200 MW dysponowaliśmy kompletami współczynników sztywności i tłumienia wyznaczonych eksperymentalnie dla wymuszeń 100 Hz i 50 Hz. W pracy [6] wykazaliśmy, że układ znajdujący się na granicy stabilności wykazywał wrażliwość na to, który z kompletów współczynników przyjęto do badań. Natomiast w zakresie stabilnej pracy własności dynamiczne układu nie zależały od przyjętego do badań kompletu współczynników. Podkreślamy, że

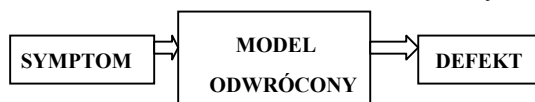
nie dysponowaliśmy przedziałami adekwatności, ani możliwością wyznaczenia współczynników sztywności i tłumienia dla innych wymuszeń. Z tych powodów badania zbieżności metody funkcji wagowych przeprowadziliśmy dla hipotetycznych wartości współczynników sztywności i tłumienia. Wyniki tych badań mają tylko znaczenie poglądowe, więc ograniczymy się do stwierdzenia, że i w tym przypadku metoda funkcji wagowych okazała się zbieżna

4. UWAGI KOŃCOWE

Zagadnienia przedziałów adekwatności i funkcji wagowych stanowią jeden z najbardziej zaawansowanych i trudnych zarazem tematów tzw. diagnostyki według modelu, której zadania możemy schematycznie zapisać jako:



Łatwo zauważyć, iż ze względów praktycznych bardziej użyteczna byłaby informacja diagnostyczna, która dla znanego symptomu od razu określa defekt, czyli realizowana w takim przypadku winna być zasada odwrotna niż podana w powyższym związku. Oznacza to jednak konieczność odwrócenia modelu obiektu, czyli:



Model teoretyczny opisany równaniami (1), z uwagi na swą złożoność, a przede wszystkim nieliniowość, nie ma analitycznego odwzorowania odwrotnego. Defekt, który spowodował konkretny symptom można określić jedynie stosując metody pośrednie np. generując dane uczące (tzn. wyznaczając relacje typu defekt – symptom) a następnie odwracając uzyskane relacje za pomocą trenowania sieci neuronalnych lub innych układów adaptacyjnych [7].

Niezależnie od tego, jaką zasadę diagnostyczną chcemy zrealizować (bezpośrednią czy odwrotną) to i tak w każdym przypadku rozwiązać musimy równanie w postaci (1), gdyż innej możliwości nie ma.

Zaproponowany w pracy bardziej odpowiadający rzeczywistości opis charakterystyk dynamicznych konstrukcji podpierającej stwarza podstawy do budowy wiarygodnych związków typu defekt – symptom. Na podkreślenie zasługuje także fakt, że przy opisie nieliniowym znacznie wzrasta liczba defektów możliwych do zamodelowania.

LITERATURA

- [1] Proceedings of VETOMAC-1 Conference, Bangalore, INDIA, 2000, (na CD, poz CP 020,022,029,048,114, poz. IP 13, poz. PP 2)
- [2] J. K. Sinha, M. I. Friswell, A. W. Lees: *The identification of the unbalance and the foundation model of a flexible rotating machine from a single run-down*, Vibration Laboratory, Atomic Research Centre, Mumbai, India
- [3] S. Banaszek: *Numeryczna analiza konstrukcji podpierającej w odniesieniu do modelowego układu wirnik-łożyska*. Rozprawa doktorska, IMP PAN, Gdańsk 2002.
- [4] J. Kiciński: *Nonlinear model of vibration in rotor/bearings system - calculation results*. Machine Dynamics Problems. Vol. 15, 1996, p. 61 – 73
- [5] A. Prońska, J. Kiciński, S. Banaszek: *Metoda funkcji wagowych. Badanie przypadków o szczególnej postaci widna drgań dla wirnika trójpodporowego*. Opr. wewn. IMP PAN, Gdańsk, nr 3303/03
- [6] A. Prońska, P. Kabaciński: *Badanie wpływu tąpnięcia podpór fundamentowych turbozespołu 13K215*. Opr. zewn. IMP PAN, Gdańsk, 499/2000
- [7] W. Cholewa, J. Kiciński J.: *Diagnostyka Techniczna - Odwrotne Modele Diagnostyczne*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. Gliwice 1997



Prof. Jan Kiciński jest kierownikiem Zakładu Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych oraz Zastępcą Dyrektora ds. Naukowych w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Od wielu już lat zajmuje się modelowaniem oddziaływań dynamicznych zachodzących w złożonych układach typu wirnik-łożyska-fundament oraz modelowaniem własności łożysk ślizgowych.



Anna Prońska pracuje w Instytucie Maszyn Przepływowych, gdzie w 1989 r. uzyskała tytuł dr nauk technicznych. Jest adiunktem w Zakładzie Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych. Obecnie zajmuje się badaniami symulacyjnymi różnego rodzaju defektów na stan dynamiczny maszyn energetycznych.

DIAGNOSTYKA MASZYN PRZY UŻYCIU SENSOROWYCH MATERIAŁÓW ŁOŻYSKOWYCH

Wiesław RAKOWSKI, Stanisław RABIASZ

Laboratorium Tribologii i Inżynierii Powierzchni
AGH, 30-059 Kraków, fax. (+12) 6234306, rakowski@agh.edu.pl

Streszczenie

Nowa metoda diagnozowania maszyn przy użyciu sensorowych kompozytów ślizgowych znacznie ułatwia diagnozowanie stanu obiektu, upraszcza układ diagnostyczny, zmniejsza koszt jego wykonania i koszt eksploatacji. Kompozyt polimerowy spełnia równocześnie dwie funkcje: powłoki ślizgowej w węźle kinematycznym oraz sensora temperatury i obciążenia mechanicznego. Sygnał diagnostyczny w postaci zmian rezystancji powłoki jest podawany na wejście sieci neuronowej. Odpowiednio rozbudowana sieć neuronowa po dekompozycji sygnału wejściowego umożliwia uzyskanie podstawowych informacji o temperaturze i naciskach występujących w strefie tarcia.

Słowa kluczowe: diagnostyka, powłoki ślizgowe, kompozyty sensorowe.

DIAGNOSTIC OF MACHINES WITH SENSOR BEARING MATERIALS

Summary

New method of machines diagnosis with sensor bearing film makes easy diagnosis of bearings, and simplified the diagnostic system. The developed sensor polymer composites are a new class of materials which due to their good tribological and sensor properties are both sliding material of the friction node, and measuring element of the diagnostic system. The resistance of coating as a diagnostic signal is an input of neural network. The temperature and applied load of bearing can be obtained as the output data.

Keywords: diagnostic, bearing coatings, sensor composites.

1. WSTĘP

Metoda diagnozowania węzłów kinematycznych maszyn przy użyciu ślizgowych warstw sensorowych opiera się na całkowicie nowej klasie materiałów, umożliwiających konstruowanie węzłów kinematycznych zdolnych do samodiagnozowania się. W takim łożysku materiałem ślizgowym jest kompozyt sensorowy, którego charakterystyki użytkowe są tak ukształtowane, aby cienka warstwa przypowierzchniowa spełniała rolę zarówno elementu układu diagnostycznego jak i elementu układu tribologicznego. Kompozyty tego typu zostały wytworzone w Laboratorium Tribologii i Inżynierii Powierzchni AGH, na bazie żywic poliimidowych, poliesterimidowych lub epoksydowych, zawierających grafit, sadzę, cynę, ind, związki metaloorganiczne oraz inne wypełniacze nadające im odpowiednie właściwości elektryczne czujnika piezorezystywnego oraz kształtujące ich właściwości ślizgowe. [1-4].

Cechami charakterystycznymi tych kompozytów są: niski współczynnik tarcia,

samosmarowność, dobre związanie warstwy z podłożem, odporność na zużycie oraz odpowiednio duża zmiana rezystancji warstwy jako reakcja na zmianę temperatury lub zmianę obciążenia zewnętrznego. Do tych właściwości można jeszcze dodać łatwość kształtowania i nakładania cienkich warstw oraz łatwość ich docierania.

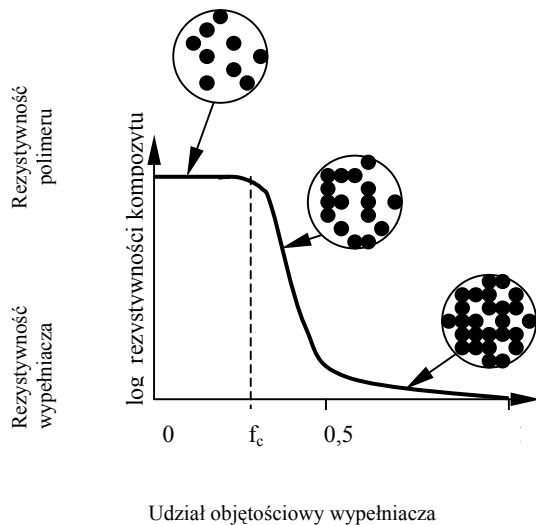
Sygnałem diagnostycznym z warstwy sensorowej jest zmiana rezystancji pod wpływem zarówno zmiany temperatury jak i zmiany obciążenia mechanicznego. Zadaniem układu diagnostycznego jest przeprowadzenie takiej analizy sygnału otrzymywanego w postaci zmiany rezystancji, aby możliwa była identyfikacja przyczyny tej zmiany.

2. ZJAWISKO PRZEWODZENIA KOMPOZYTÓW SENSOROWYCH

Dominującym mechanizmem przewodzenia prądu elektrycznego przez kompozyty polimerowe jest tworzenie ścieżek pomiędzy ziarnami fazy przewodzącej. Mechanizm ten jest opisywany na gruncie teorii perkolacji. Przewodzenie może

następować także poprzez mechaniczne tworzenie kwantowych tuneli pomiędzy przewodzącymi cząstkami, termiczną aktywację przeskoków elektronów przez poziomy energetyczny w paśmie zabronionym lepiszcza, oraz w niektórych przypadkach także w wyniku emisji polowej.

Na gruncie teorii perkolacji można opisać zmiany przewodnictwa kompozytu w zależności od udziału objętościowego frakcji przewodzącej oraz, w pewnym zakresie, zmiany następujące pod wpływem obciążeń zewnętrznych i temperatury [1,2,5].

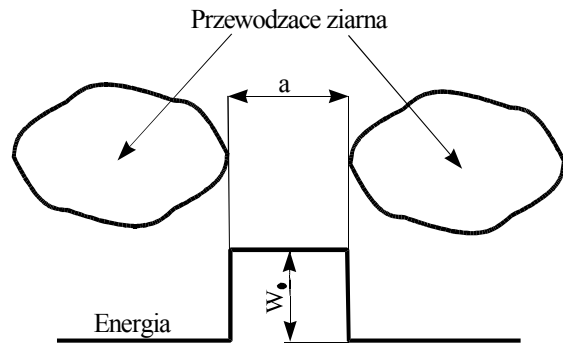


Rys.1. Zależność rezystywności od udziału objętościowego fazy przewodzącej [1]

Teoria perkolacji dobrze opisuje zarówno zależność rezystywności kompozytu od udziału objętościowego wypełniacza jak i zmianę przewodnictwa pod wpływem odkształceń termicznych i mechanicznych.

Istnieje pewien krytyczny udział objętościowy ziaren fazy przewodzącej, przy którym ziarna zaczynają tworzyć ścieżki przewodzące prąd elektryczny. Wraz ze wzrostem udziału objętościowego frakcji przewodzącej tworzy się coraz więcej tych ścieżek powodując spadek rezystywności kompozytu. Dla kompozytów o udziałach objętościowych przewodzącego wypełniacza kilkanaście procent powyżej wartości progowej następuje zbliżenie do stanu nasycenia i rezystywność kompozytu monotonicznie zbliża się do rezystywności fazy przewodzącej.

W przypadku tunelowania elektronowego możliwe jest wyznaczenie prawdopodobieństwa P przeniesienia elektronu przez barierę potencjału o wysokości W_0 i szerokości a . Szerokość bariery potencjału a jest interpretowana jako średnia odległość między sąsiednimi ziarnami przewodzącymi:



Rys.2. Model tunelowania elektronowego. (W_0 – bariera potencjału, a – odległość pomiędzy ziarnami przewodzącymi) [5]

$$P \approx \exp\left[-4 \cdot \pi \cdot a / h \cdot \sqrt{(2 \cdot m_e \cdot W_0)}\right]$$

gdzie m jest masą elektronu a h stałą Planck'a.

Rezystywności jest odwrotnie proporcjonalna do prawdopodobieństwa transmisji:

$$\rho \approx \exp(B \cdot \sqrt{W_0} \cdot a)$$

gdzie: $B = \sqrt{2 \cdot m_e} \cdot 4 \cdot \frac{\pi}{h}$.

Pozostałe zjawiska przewodzenia jak: termiczna aktywacja przeskoków elektronów przez poziomy energetyczny w paśmie zabronionym lepiszcza oraz emisja polowa odgrywają stosunkowo niewielką rolę w przypadku kompozytów polimerowych na podstawie żywic poliimidowych i epoksydowych.

3. EKSPERYMENT

Celem badań eksperymentalnych było uzyskanie odpowiednio dużego zbioru danych w postaci sygnałów pomiarowego z miniaturowego łożyska, dla dokonania wyboru optymalnej metody analizy tego sygnału do celów diagnostycznych [1].

3.1. Otrzymywanie kompozytu

W Laboratorium Tribologii i Inżynierii Powierzchni AGH znajduje się ciąg technologiczny do otrzymywania past kompozytowych, precyzyjnego nakładania warstw i utwardzania kompozytu. Wszystkie operacje związane z otrzymywaniem kompozytu sensorowego muszą być wykonane szczególnie starannie i dokładnie, gdyż nie tylko skład kompozytu, lecz także technologia wytwarzania warstw ma decydujący wpływ na charakterystyki sensorowe i tribologiczne tego kompozytu. Powłokę ślizgowo-sensorową formuje się w kilku następujących etapach: przygotowanie prekursora żywica-grafit,

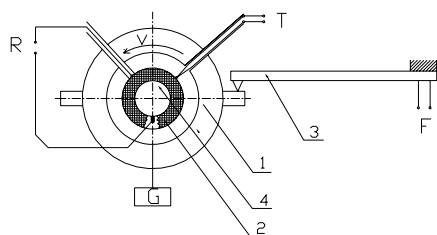
odpowiednia aktywacja proszków, analiza granulometryczna, łączenie w odpowiednich warunkach termicznych prekursora z wypełniaczami ziarnistymi, nakładanie i suszenie oraz utwardzanie w piecach strefowych wg specjalnego programu [1].

3.2. Stanowisko pomiarowe

W celu uzyskania odpowiedniego zbioru danych diagnostycznych do oceny przydatności poszczególnych metod analizy sygnału i wybrania optymalnej, zbudowano stanowisko badawcze, a którym obiektem badań było miniaturowe łożysko z warstwą ślizgową wykonaną z materiału sensorowego. Stanowisko zostało wyposażone w następujące tory pomiarowe: siły tarcia, temperatury w węźle tarcia, rezystancji warstwy sensorowej raz szacowania zużycia. Podczas badań możliwa jest płynna regulacja prędkości obrotowej a także wzmacnianie i rejestracja sygnałów z czujników siły tarcia, obrotów, temperatury i multimetru, dzięki wielokanałowemu terminalowi i komputerowi wyposażonemu w odpowiednią kartę pomiarową.

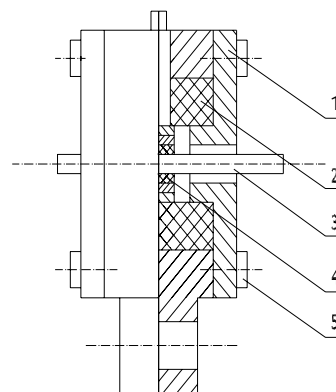
3.3. Parametry i warunki badań

Badano powłoki z kompozytu wybranego w oparciu o wyniki badań wstępnych, wykonanego na podstawie żywicy poliestrowoimidowej, z proszkami grafitu, sadzy i metali oraz dodatki zmniejszające tarcie. Powłokę polimerową nałożono na powierzchnię stalowej tulei miliłożyska o średnicy 1,5mm, współpracującej ze stalowym wałkiem. Pomiary wykonano dla skokowo zmienianego nacisku w zakresie: $p = 0,1; 0,3; 1; 2$ [MPa] oraz prędkości ślizgania $v = 0,3; 1; 3$ [m/s].



Rys. 3. Schemat stanowiska pomiarowego: 1- głowica, 2- panewka łożyskowa z warstwą kompozytu, 3- belka tensometryczna, 4- wałek, G- zadawane obciążenie, T- pomiar temperatury, R- pomiar rezystancji, F- pomiar siły tarcia, v- kierunek obrotów wałka

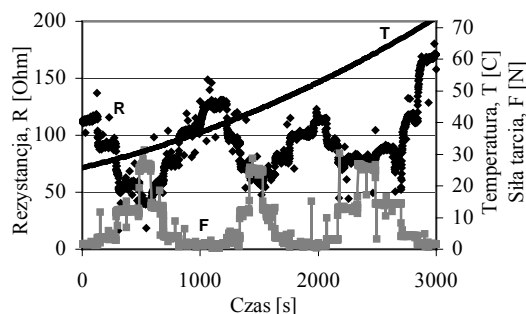
Dzięki takiej konstrukcji głowicy uzyskano równomierny rozkład nacisków wzdłuż osi wałka.



Rys.4. Schemat głowicy: 1- pokrywa, 2- wkładka izolacyjna, 3- wałek, 4- panewka łożyskowa z warstwą kompozytu, 5- łącznik

3.4. Wyniki badań

Baza danych utworzona w wyniku badań zawiera zbiór wartości rezystancji układu z przyporządkowaną każdej z nich wartością temperatury warstwy przypowierzchniowej i wartością siły tarcia, w danych warunkach parametrów pracy miliłożyska. Na rys. 4 zamieszczony jest przykładowy diagram sygnału diagnostycznego $R(F, T)$.



Rys.5. Diagram sygnału diagnostycznego; R-rezystancja, F-siła, T-temperatura

Sygnał diagnostyczny w postaci zmiany rezystancji badanego układu jest funkcją temperatury i siły tarcia równocześnie. W wielu przypadkach diagnozowania maszyn celowa jest taka analiza tego sygnału, aby mierząc tylko jedną wielkość w postaci rezystancji można było uzyskać oddzielnie informację o temperaturze a oddzielnie o obciążeniu mechanicznym. Dla osiągnięcia tego celu konieczne jest znalezienie metody optymalnie dobranej do dekompozycji tego sygnału.

4. ANALIZA SYGNAŁU DIAGNOSTYCZNEGO

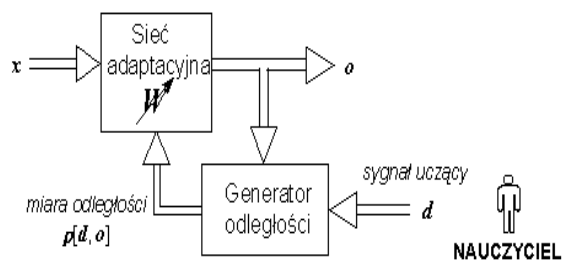
Programy analizy sygnału diagnostycznego opierają się na rachunku prawdopodobieństwa,

a najczęściej stosowane są sieci neuronowe, logika rozmyta i algorytmy genetyczne. Do analizy sygnału z powłok sensorowo-ślizgowych szczególnie przydatne okazały się metody sztucznej inteligencji przede wszystkim ze względu na brak wymagania znajomości modeli matematycznych diagnozowanych obiektów [6,7] Ponadto zaletami sztucznej inteligencji jest między innymi to, że:

- potrafią kojarzyć istotne informacje zawarte w dużej ilości danych pomiarowych eliminując informacje nieistotne
- potrafią prowadzić poprawny proces wnioskowania diagnostycznego nawet w przypadku częściowego uszkodzenia torów pomiarowych
- mają zdolność do stopniowej akumulacji wiedzy i tworzenia nowych reguł na podstawie informacji zbieranych w trakcie eksploatacji, co ma szczególne znaczenie w przypadku takich obiektów jak węzły tarcia.

Wnioskowania o stanie węzła tarcia z sygnału rezystancyjnego można sprowadzić do problemu znalezienia odwzorowania z przestrzeni jednowymiarowej do przestrzeni dwuwymiarowej. Z matematycznego punktu widzenia jest to zadanie bardzo trudne. Poszukiwane odwzorowanie definiowane jest przez wartości sygnałów z jednej przestrzeni i odpowiadające im wartości w drugiej przestrzeni. Jednym z użytecznych narzędzi do aproksymacji dowolnych odwzorowań, zarówno liniowych jak i nieliniowych są sztuczne sieci neuronowe.

W rozważanym przypadku analizy sygnału z węzła tarcia sieć neuronowa jest najlepszym narzędziem, ponieważ istotą jej działania jest fakt, że poszczególne neurony są ze sobą powiązane połączeniami będącymi odpowiednikiem połączeń synaptycznych. W sieci ulegają modyfikacji tzw. wagi połączeń. Informacje przechowywane w sieci mają charakter rozproszony, tzn. prawie niemożliwe jest stwierdzenie, który fragment sieci odzwierciedla jej cechę. Konsekwencją tego jest stosunkowo duża odporność na uszkodzenia i przekłamania związane z przesyłaniem sygnału z węzła tarcia [1].



Rys. 6. Schemat nadzorowanego procesu trenowania sieci

Znaczne zainteresowanie zastosowaniami sieci neuronowych w diagnostyce układów technicznych wynika z atrakcyjnych własności sieci.

Możliwość równoległego przetwarzania informacji, aproksymacja dowolnych nieliniowości, uczenie i douczanie sieci na podstawie obserwacji sygnałów obiektu to tylko niektóre ich cechy.

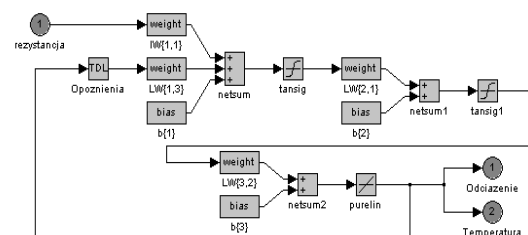
Typowy sposób wykorzystania sieci neuronowych w diagnostyce sprowadza się do budowy neuronowego klasyfikatora stanu pracującego na podstawie zebranych i aktualnych danych pomiarowych. W ogólnym przypadku problem stosowania sieci neuronowych do w diagnostyce uszkodzeń obiektu technicznego można sprowadzić do następujących działań:

- zdefiniowanie listy uszkodzeń
- określenie typowych sygnałów, mierzonych w stanie ustalonym, odpowiadających typowemu uszkodzeniu oraz normalnemu stanowi obiektu
- wybór struktury sieci i algorytmu jej uczenia
- uczenie sieci z wykorzystaniem zbioru zawierającego typowe mierzone sygnały
- testowanie sieci dla dowolnych stanów obiektu.

W przypadku każdej aproksymacji występują pewne niedokładności. Zadaniem jest poszukiwanie takiej koncepcji wykorzystania sieci neuronowych i takiego szczególnego ich rozwiązania by niedokładności te ograniczyć. Do realizacji tej koncepcji wykorzystano rodzinę sieci neuronowych z nauczycielem, uczonych metodą wstecznej propagacji błędu. Uproszczony schemat takiej sieci jest pokazany na rys.

Sieć neuronowa ma następującą architekturę (rys.):

- jedno wejście, na które podawane są mierzone wartości rezystancji
- zmienną ilość neuronów o nieliniowej funkcji aktywacji w pierwszej warstwie ukrytej
- zmienną ilość neuronów o nieliniowej funkcji aktywacji w drugiej warstwie ukrytej
- dwa neurony o liniowej funkcji aktywacji w warstwie wyjściowej, na wyjściu których oczekiwane są wartości siły nacisku i temperatury
- pętla sprzężenia zwrotnego o zmiennej ilości opóźnień, łącząca wyjścia sieci z wejściem pierwszej warstwy ukrytej



Rys. 7. Sieć ze wsteczną propagacją błędu

Dla tego typu sieci możliwe jest wykorzystanie mechanizmu przesyłającego wartość błędu z wyjścia sieci na jej wejście. Wykorzystuje on pochodne funkcji aktywacji (z założenia różniczkowalne w sieciach neuronowych), wartości przetwarzanych sygnałów oraz macierze wag połączeń w postaci oryginalnej. Wartości przesyłanego błędu określane są dla każdego z neuronów zgodnie ze wzorem:

$$\partial_j^{mk} = f'(\varphi_j^{mk}) \cdot \sum_{l=1}^n \partial_l^{(m+1)k} w_{lj}^{m+1}$$

gdzie:

∂ - wartość błędu

j - numer neuronu

m - numer warstwy neuronów

k - numer wzorca podawanego na wejście

f' - pochodna funkcji aktywacji

φ - sumaryczne pobudzenie neuronu

$\partial_l^{(m+1)k}$ - wartość błędu neuronu o numerze l w warstwie $(m+1)$ powstającego przy prezentacji wzorca o numerze k

w_{lj}^{m+1} - waga połączenia neuronu o numerze j w warstwie m z neuronem o numerze l w warstwie $m+1$.

Opisany powyżej mechanizm dla uzyskanej wcześniej sieci implementowano w postaci programu w środowisku Matlab. Uzyskane wyniki w postaci błędów na wyjściu neuronów pierwszej warstwy ukrytej przedstawiono na rysunku 10.

Zastosowanie dwóch warstw ukrytych konieczne jest ze względu na brak przybliżonej chociaż znajomości charakteru szukanego odwzorowania, a zatem słuszne wydaje się spełnienie założeń twierdzenia o zdolności sieci neuronowej do aproksymacji dowolnego odwzorowania z zadaną dokładnością.

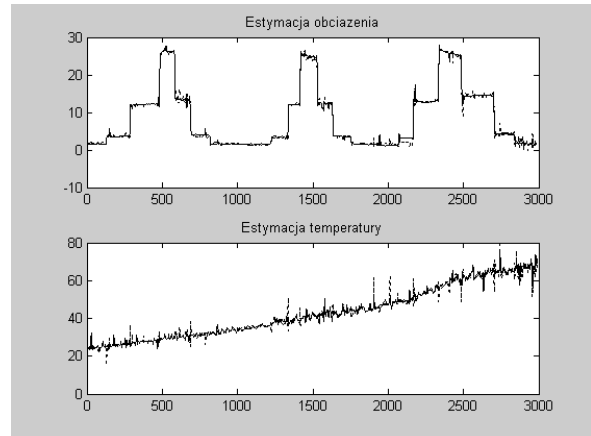
Poszczególne warstwy sieci mogą także wykonywać jednocześnie obliczenia przekazując cyklicznie ich wyniki w głąb sieci. Przetwarzanie danych odbywa się zatem potokowo. Jest to bardzo cenne ponieważ my analizujemy jeden sygnał rozkładając go na dwa pod sygnały (temperatura i naciski) równoległe w czasie. Wielkości fizyczne takie jak: siła [N] i temperatura [°C] w naszych badaniach eksperymentalnych są ze sobą powiązane z racji zjawisk zachodzących podczas procesu tarcia. Czyli zmiana jednego pod sygnału ma pewien wpływ na drugi. Sieć neuronowa może więc odwzorowywać ten proces.

Ponieważ dekompozycja jednego sygnału na dwa sygnały o odmiennym charakterze może być dokonywana na wiele sposobów, korzystnym wydaje się dostarczenie sieci neuronowej dodatkowej informacji o charakterze oczekiwanych sygnałów wyjściowych. Takie zadanie realizuje pętla sprzężenia zwrotnego przekazując na wejście sieci kilka kolejnych wartości sygnałów

składowych. Jest to informacja dobrze uzupełniająca przepis na dekompozycję zawarty w przykładach uczących. Zastosowanie tego dodatkowego połączenia w budowanej sieci neuronowej wpłynęło korzystnie także na przebieg procesu uczenia.

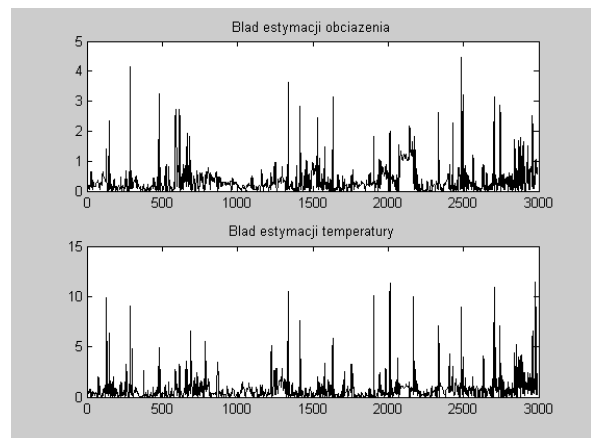
Opierając się na powyższych założeniach projektowych przygotowano cztery zestawy sieci neuronowych i poddano je procesowi uczenia.

Na rysunkach 8 i 9. przedstawione są wybrane wyniki odwrotnego odwzorowania sieci neuronowej - estymacji obciążenia i temperatury [1].

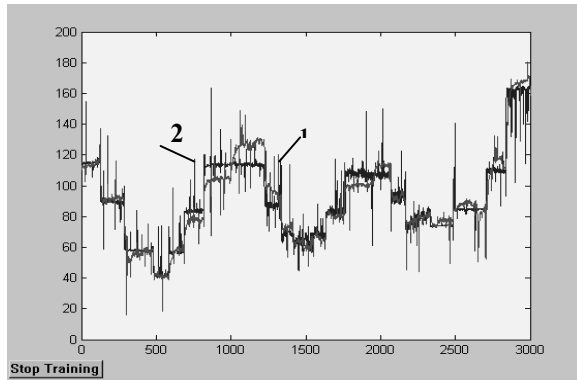


Rys. 8. Wyniki odwrotnego odwzorowania sieci neuronowej

Przedstawione powyżej wyniki są tylko przykładami uzyskanego materiału. Ilustrują one przebieg procesu badawczego i skłaniają do wniosku, że wraz ze wzrostem rozmiaru warstw ukrytych rośnie dokładność osiąganych wyników. Również zwiększenie ilości opóźnień w sprzężeniu zwrotnym powoduje podobny efekt. Zatem można stwierdzić, że poczynione założenia projektowe wydają się słuszne.



Rys. 9. Błędy estymacji odwrotnego odwzorowania sieci neuronowej



Rys. 10. Porównanie rzeczywistych wartości rezystancji z wartościami wygenerowanymi przez sieć neuronową. 1 – wyniki pomiarów, 2 – wyniki generowane przez sieć neuronową

PODSUMOWANIE

Przedstawiona realizacja koncepcji odwracania odwzorowania z wykorzystaniem sieci neuronowych jest zadaniem złożonym i pracochłonnym. Wymaga budowy dwóch sieci neuronowych oraz mechanizmu przesyłania sygnału wstecz przez jedną z nich. Uzyskane wyniki estymacji zarówno obciążenia jak i temperatury cechują się dość dużą dokładnością. Występujące niedokładności są w głównej mierze efektem tego, że wykorzystano aproksymację odwzorowania, a nie jego dokładną matematyczną postać, która nie jest znana. Kolejnym miejscem generującym niedokładności jest druga z sieci neuronowych dokonująca przekształcenia wyników wstecznej propagacji na sygnały wejściowe zadaną dokładnością. Zatem dalsze prace powinny koncentrować się na poprawieniu jakości działania obu sieci neuronowych.

Podsumowując należy stwierdzić, że zastosowanie sieci neuronowych z wsteczną propagacją błędów do aproksymacji odwzorowania pozwala na odwrócenie tej aproksymacji przez wykorzystanie mechanizmu wstecznej propagacji. Również proces przygotowania sieci neuronowej realizującej aproksymację pierwotnego odwzorowania jest łatwiejszy i mniej czasochłonny. Zatem druga z zaproponowanych koncepcji wydaje się być bardziej obiecująca.

LITERATURA

- [1] Metoda diagnozowania węzłów tarcia maszyn i robotów przy użyciu sensorowych warstw ślizgowych. Sprawozdanie KBN-7T07C01418, AGH Kraków, 2002.
- [2] Rakowski W. Kot M.: Model for piezoresistive bearing layer, World Congress on Tribology, Wiedeń, 2001, s.1624-1627.

- [3] Rakowski W., Rabiasz S. Barkhausen effect applied to bearing sensor layer, *Tribologia*. --- 2002 vol. 33 nr 6 s. 1583--1593
- [4] Rakowski W., Zimowski S., Tribological system with sensor-bearing coating, *AUSTRIB '02* : Perth, 2002. s. 1723—1736.
- [5] Harsányi G.: Polymer films in sensor applications. *Technology Materials Devices*. Technomic Publishing Company Book (1995)
- [6] Hertz J., Krogh A., Palmer R., "Wstęp do teorii obliczeń neuronowych", Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1995.
- [7] Korbicz J., Obuchowicz A., Uciński D., "Sztuczne sieci neuronowe. Podstawy i zastosowania", Akademicka Oficyna Wydawnicza PLJ, Warszawa 1994.
- [8] Żurada J., Barski M., Jędruch W., "Sztuczne sieci neuronowe", Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1996.

Autorzy dziękują Komitetowi Badań Naukowych za finansowe wsparcie projektu badawczego T07C 00218. Szczególne podziękowania wyrażamy dr Mariuszowi Gibcowi za udzieloną nam pomoc.



Wiesław Rakowski jest profesorem w Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki. Kieruje Laboratorium Tribologii i Inżynierii Powierzchni.



Stanisław Rabiasz jest doktorantem na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie

DIAGNOSTKA WENTYLATORÓW DWUSTRUMIENIOWYCH

Janusz ZACHWIEJA

Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy
Katedra Mechaniki Stosowanej
Bydgoszcz, ul. S. Kaliskiego

Streszczenie

W pracy poddano analizie podstawowe czynniki wpływające na dynamikę wentylatora dwustrumieniowego takie jak: sztywność korpusu, niewyważenie tarczy wirnika, jej pęknięcie, uszkodzenie łożyska, luzy w układzie, niewspółosiowość wałów wirnika i silnika napędu. Omówiono sposoby diagnozowania uszkodzeń w stanach przedawaryjnych.

Słowa kluczowe: drgania własne, diagnozowanie łożysk, niewyważenie wirnika.

DIAGNOSTIC OF TWO-STREAM VENTILATORS

Summary

In this paper basic factors affecting the dynamics of a two-stream ventilator have been analyzed. These factors include: stiffness of the body, unbalance of the rotor disk, damage of the bearing, clearings of the system, misalignment of the rotor shafts, and of the engine drive. Damage diagnosing methods in pre-failure states have been discussed, too.

Key words: natural vibrations, bearing diagnostic, unbalance of the rotor.

1. WSTĘP

Wentylatory kotłowe są najczęściej stosowanymi maszynami wirnikowymi w układach wytwarzania i przesyłania energii cieplnej. Ich rola w ciągu technologicznym spalania paliwa oraz obiegu nośnika ciepła jest na tyle istotna, że wszędzie tam, gdzie nie występują układy rezerwowe, ich awaria prowadzi zazwyczaj do wstrzymania dystrybucji ciepła.

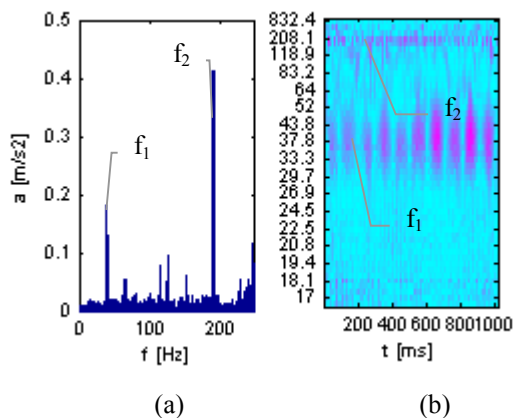
Aby temu zapobiec, urządzenia powinny być monitorowane w sposób ciągły na okoliczność zmian w ich stanie dynamicznym tak, aby możliwie wcześniej można było wykryć symptomy uszkodzenia. Konstrukcja tych maszyn jest na tyle prosta, że przyczyny ich nieprawidłowej pracy a w konsekwencji i awarii można stosunkowo łatwo przewidzieć a więc również śledzić ich rozwój w czasie.

Ocena stanu dynamicznego wentylatorów pod kątem możliwości minimalizacji ich drgań sprowadza się zazwyczaj do:

- ♦ analizy charakterystyki sprężysto - tłumiącej podstawy dla wyznaczenia strefy rezonansu,
- ♦ eliminacji niewyważenia tarczy wirnika,
- ♦ określenia stopnia zużycia łożysk,
- ♦ zapewnienia współosiowości wałów silnika i wirnika,

Parametry drgań lub wielkości akustyczne mierzone w określonych punktach maszyny są poddawane analizie w dziedzinie częstotliwości, najczęściej przy użyciu transformacji Fouriera lub

w dziedzinie częstotliwości i czasu przy wykorzystaniu transformacji falkowej (rys. 1) [1].

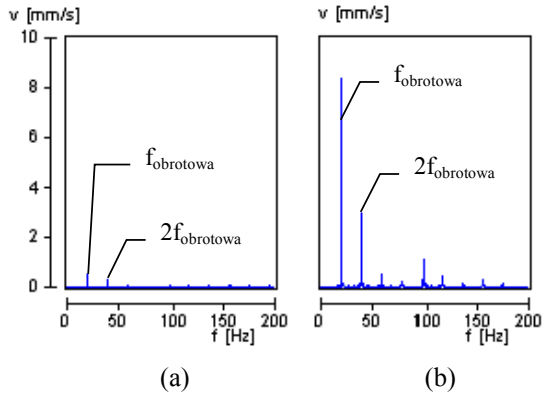


(a) (b)
Rys. 1. Analiza amplitudowo-częstotliwościowa (a) przyspieszenia drgań łożyska oraz transformacja falkowa (b)

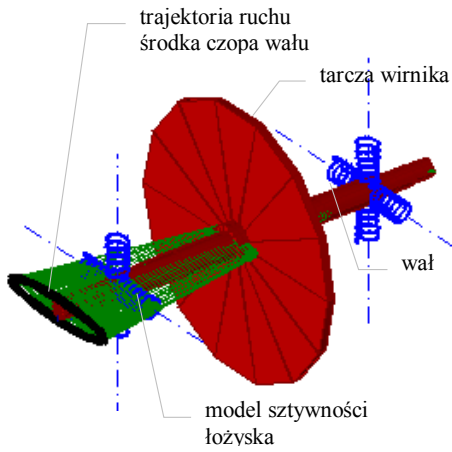
2. WPŁYW SZTYWNOŚCI PODPARCIA WIRNIKA NA JEGO DYNAMIKĘ

Wyciągowe wentylatory dwustrumieniowe kotłów energetycznych charakteryzują się niejednakową sztywnością podparcia wału wirnika w łożyskach.

W efekcie mamy do czynienia ze znacznie większą amplitudą prędkości drgań w kierunku mniejszej sztywności nawet wtedy, gdy wirnik wentylatora jest wyważony rys. 2. To powoduje, że środek czopa wału wirnika podczas obrotu zatacza trajektorię będącą elipsą (rys. 3).

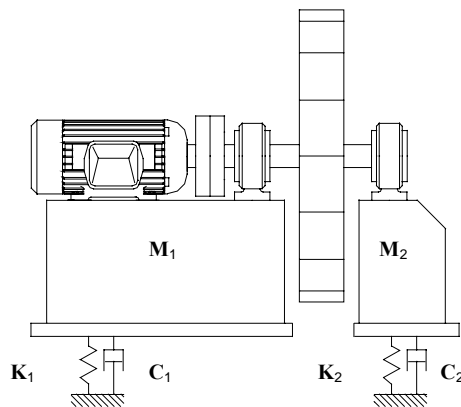


Rys.2. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań łożyska: (a) w kierunku pionowym (V) i (b) poziomym (H)



Rys.3. Drgania wirnika z podporą anizotropową

Sztywność podstawy na której spoczywa silnik jest znacznie większa niż podpory swobodnej (rys.4), zatem problem dynamicznej stabilizacji tego obiektu sprowadza się do eliminacji drgań podpory o macierzy bezwładności M_2 .



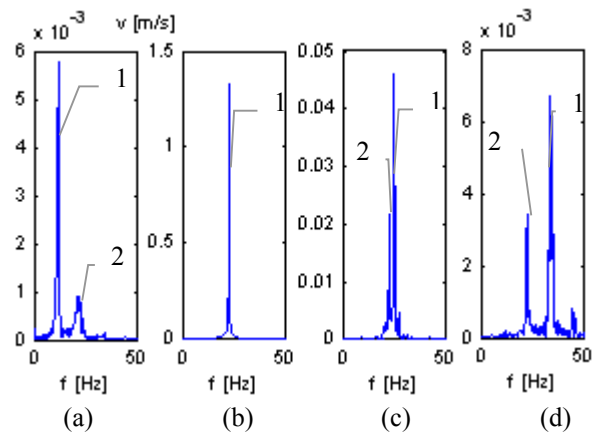
Rys.4. Dynamiczny model wentylatora

M – macierz bezwładności, K – macierz sztywności, C – macierz tłumienia

W oparciu o model przedstawiony na rys. 4 można przeanalizować dynamikę podpory przyjmując jako wymuszenie perturbację synchroniczną $F \sin \omega t$ niewyważenia tarczy wirnika [2].

W zależności od częstości obrotowej wirnika, masy podpory, jej sztywności i tłumienia wewnętrzne mogą zaistnieć następujące okoliczności (rys. 5):

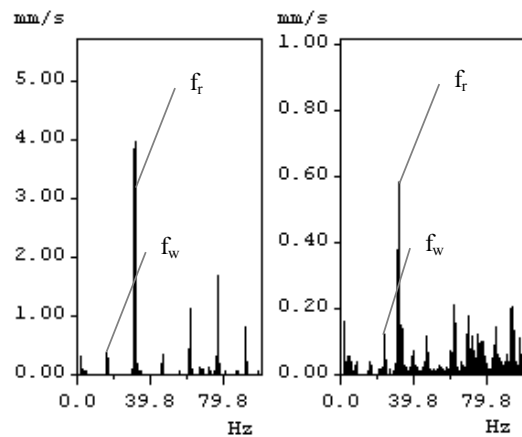
1. częstość drgań własnych jest mniejsza od częstości wymuszenia,
2. częstości te mają wartości niewiele się różniące,
3. obie częstości pokrywają się,
4. częstość drgań własnych jest większa od częstości wymuszenia,



Rys.5. Przypadki wymuszenia:

- (a) podrezonansowego
- (b) rezonansowego
- (c) okołorezonansowego
- (d) nadrezonansowego

Przypadek drgań o charakterze rezonansowym, gdy częstość wymuszenia jest pierwszą podharmoniczną częstości własnej podstawy wentylatora ilustruje rys. 6a.



a) $f_w=15$ Hz $f_r=30$ Hz

b) $f_w=23$ Hz $f_r=30$ Hz

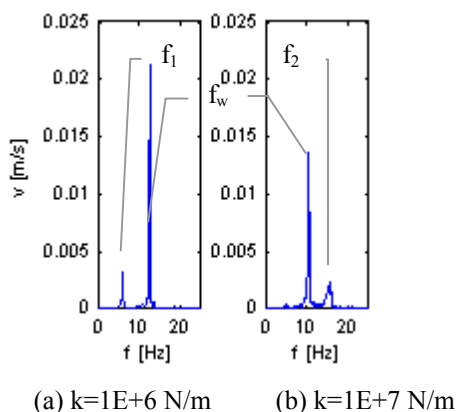
Rys.6. Drgania o charakterze (a) rezonansowym (b) podrezonansowym wentylatora dwustrumieniowego

Błędna diagnoza przyczyny wysokiej wartości skutecznej prędkości drgań może w takim przypadku owocować próbą wyważania wirnika, który w rzeczywistości jest wyważony we właściwej klasie (najczęściej G6.3).

Bardzo dobry efekt z punktu widzenia eliminacji drgań uzyskuje się dzięki dobraniu odpowiedniej prędkości obrotowej wirnika. Można w ten sposób znacząco zmniejszyć nie tylko poziom drgań, lecz również przesunąć częstotliwość obrotową wirnika poniżej częstotliwości drgań własnych, eliminując niekorzystny efekt przechodzenia przez obszar rezonansu podczas rozbiegu i wybiegu wirnika [3].

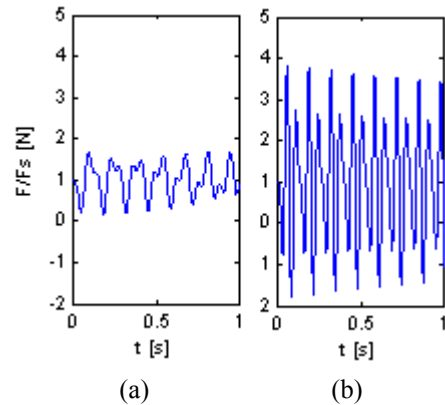
Zmiana sztywności posadowienia jest kolejną skuteczną metodą eliminacji drgań. Należy jednak pamiętać, że stosowanie wibroizolatorów nie zawsze jest rozwiązaniem najlepszym. Układy te zazwyczaj zmniejszają sztywność połączenia urządzenia z ramą co powoduje przesunięcie częstotliwości drgań własnych w kierunku niższych wartości zwiększając tym samym ryzyko występowania efektów rezonansowych [4].

Rys. 7 przedstawia charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe prędkości drgań układu o sztywności (a) $k_1=1E+6$ N/m. Jego częstotliwość rezonansowa wynosi 7.1 Hz natomiast częstotliwość wymuszenia 15 Hz. Stan taki nie jest korzystny, bowiem każdorazowo podczas rozbiegu i wybiegu wirnika następuje przejście przez strefę rezonansu. Dziesięciokrotny wzrost sztywności układu powoduje oprócz spadku wartości amplitudy prędkości drgań w częstotliwości wymuszenia również odsunięcie strefy rezonansu w kierunku wyższych częstotliwości. (b) (22.5 Hz).



Rys. 7. Zmiana amplitudy i częstotliwości drgań podpora dla różnych sztywności utwierdzenia

Należy zdawać sobie sprawę, że zwiększenie sztywności utwierdzenia pociąga za sobą wzrost siły oddziaływania układu na więzy (rys. 8) [5].



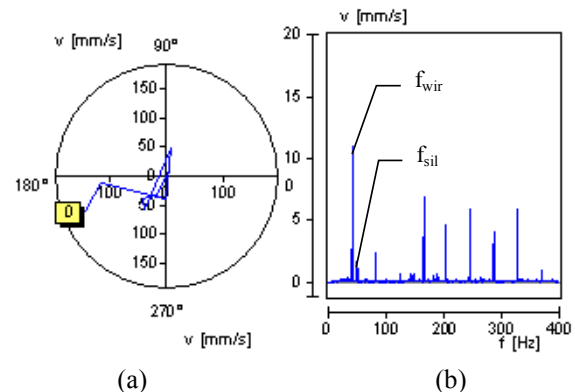
Rys. 8. Zmiana wartości siły oddziaływania układu na więzy dla różnych sztywności:
 (a) $k=1E+6$ N/m, (b) $k=1E+7$ N/m

Dlatego dla wentylatorów o dużych masach posadowionych na belkach stropowych lub fundamentach wylanych na słabo zagęszczonych gruntach zalecane jest stosowanie wibroizolatorów tłumiących drgania.

3. USZKODZENIE TARCZY LUB ŁOŻYSKA WIRNIKA

Uszkodzenie wirnika będące najczęściej pęknięciem w obrębie jego mocowania do wału powoduje występowanie silnych drgań.

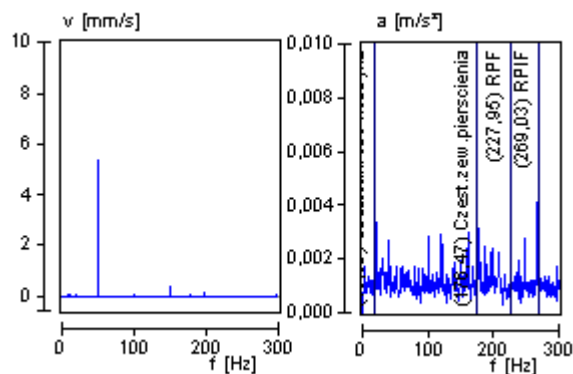
Jest to widoczne na rys. 9b gdzie amplituda prędkości drgań w częstotliwości obrotowej wirnika (f_{wir}) przekracza wartość 10 mm/s. O tym, że mamy do czynienia z nieszywnością układu świadczy występowanie w widmie kolejnych harmonicznych. Efekt przenoszenia drgań przez przekładnię pasową widoczny jest w postaci amplitudy w częstotliwości obrotowej silnika (f_{sil}). Wirnik z pękniętą tarczą nie poddaje się próbie wyważania, co obrazuje (rys. 9a).



Rys. 9. Przebieg wyważania (a) oraz charakterystyka A-C prędkości drgań łożyska wirnika z pękniętą tarczą (b)

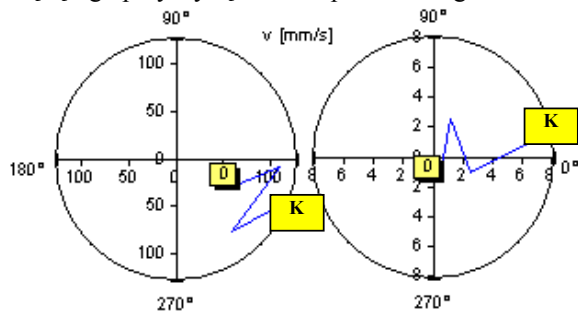
Przykładem złożoności problemu diagnozowania uszkodzenia łożyska jest przypadek przedstawiony

na (rys.10). Widmo prędkości drgań (a) o dużej amplitudzie w częstotliwości obrotowej ma taki sam charakter jak w przypadku znacznego niewyważenia tarczy wirnika.



(a) (b)
Rys.10. Widmo prędkości (a) i przyspieszenia drgań (b) łożyska FAG 6205 z luzem w obudowie (3000 1/min)

Diagnostyka łożyska (b) ujawnia zużycie pierścieni: wewnętrznego (częstotliwość charakterystyczna 176,47 Hz) i zewnętrznego (269,03 Hz) a tym samym efekt występowania luzu będącego przyczyną wzrostu poziomu drgań.



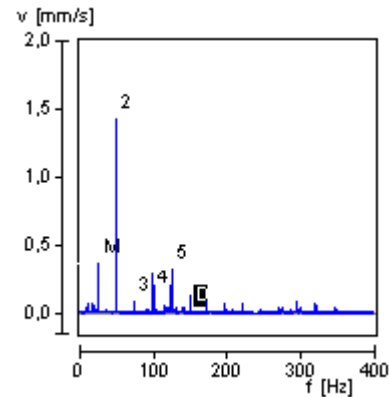
Rys.11. Przebieg wyważania wirnika z luzem pomiędzy czopem wału a pierścieniem wewnętrznym łożyska

Dwukrotny przebieg wyważania tego wirnika zobrazowano na wykresach biegunowym (rys. 11). Współrzędna promieniowa obrazuje wielkość amplitudy drgań, natomiast współrzędna kątowa określa kąt fazowy. Znacznik „0” wyznacza stan wyjściowy, znacznik „K” – stan końcowy po trzeciej korekcji. Widoczna jest sytuacja w której każde dodanie masy korekcyjnej pogarsza stan dynamiczny wirnika. Oznacza to, że tarcza wirnika była wyważona poprawnie i nie stanowi przyczyny drgań o tak wysokiej amplitudzie.

4. LUZY I NIEOSIOWOŚĆ

Luz jest w istocie rzeczą zmieniającą się w sposób cykliczny sztywnością. W widmie prędkości pojawiają się stosunkowo wysokie amplitudy drgań o częstotliwościach w zależności

od charakteru luzu różnych krotności harmonicznych częstotliwości obrotowej (rys. 12).

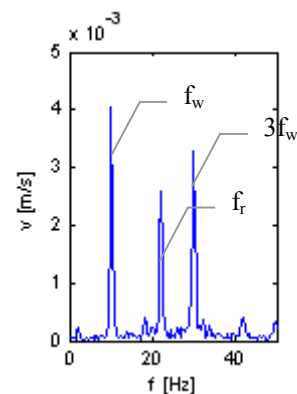


Rys. 12. Widmo prędkości drgań w układzie z luzem między wałem i tarczą sprzęgła

Hipotezę tę potwierdzają badania modelowe. Dla sztywności układu zmieniającej się w częstotliwości dwukrotnie większej niż częstotliwość wymuszenia

$$k = k_0 [1 + 0.5 \cdot \sin(2\omega t)] \quad (1)$$

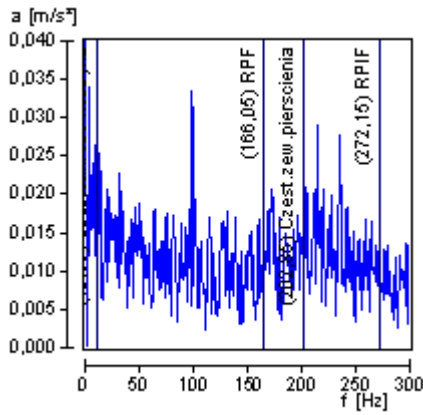
otrzymywane widmo ma postać przedstawiona na Rys. 13.



Rys.13. Widmo prędkości drgań dla układu o sztywności (1)
 f_w – częstotliwość wymuszenia, f_r – częstotliwość rezonansowa

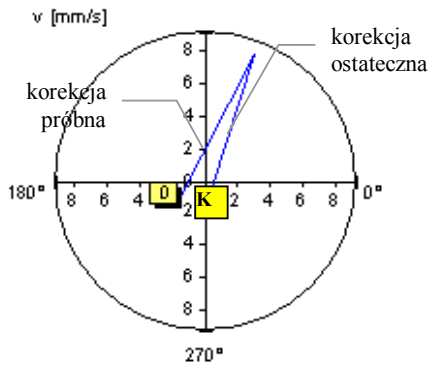
Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa układu o sztywności zmieniającej się w sposób opisany zależnością (1) zawiera dominujące składowe przesunięte o wielkość $2f$ względem częstotliwości wymuszenia.

Luz w układzie, którego widmo prędkości drgań jest przedstawione na (rys. 14) nie są symptomami zużycia łożyska bowiem dominujące częstotliwości przyspieszenia drgań łożyska nie pokrywają się z częstotliwościami charakterystycznymi dla uszkodzenia jego elementów.



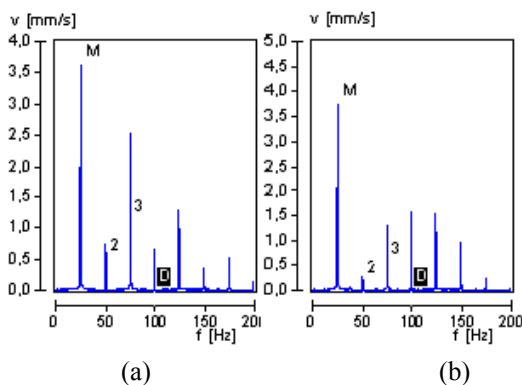
Rys. 14. Widmo przyspieszenia drgań ze znacznikami częstotliwości uszkodzeń

Interesujący jest fakt, że zmiana sztywności poza układem wirnik-łożyska nie ma istotnego znaczenia na przebieg wyważania wirnika co obrazuje rys. 15.



Rys. 15. Przebieg wyważania wirnika ze zmienną sztywnością spowodowaną luzem pomiędzy wałem wirnika i tarczą sprzęgła

Niewspółosiowość silnika i wirnika zaznacza się wzrostem kolejnych harmonicznych częstotliwości obrotowej [6]. Charakter widma prędkości drgań łożyska przed osiowaniem silnika wentylatora przedstawia rys. 16.



Rys.16. Widmo drgań łożyska wentylatora przed i po osiowaniu.

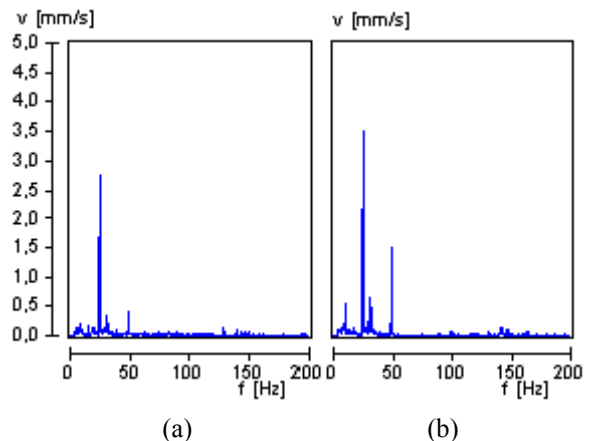
Po osiowaniu obserwuje się wyraźne zmniejszenie amplitud wyższych harmonicznych. Symptodem niewspółosiowości jest wysoka wartość amplitudy w trzeciej harmonicznej częstotliwości obrotowej. Amplituda w częstotliwości obrotowej będąca symptomem niewyważenia wirnika zmniejsza się jedynie nieznacznie.

5. WNIOSKI

Z przytoczonych wywodów wynika, że wszystkie problemy uznawane za fundamentalne w dynamice wirników obserwuje się badając przebieg i charakter drgań wentylatorów. Obok tych, omówionych w pracy występują również inne jak choćby efekty związane z asymetrią tarczy czy wału.

Na dynamikę wirnika wentylatora największy wpływ wywiera niewyważenie jego tarczy. W dalszej kolejności stan łożysk i sztywność podparcia. Stosunkowo najmniejsze znaczenie ma współosiowość wałów wirnika i silnika. Wbrew potocznej opinii przenoszenie napędu przez przekładnię pasową jest rozwiązaniem gorszym aniżeli zastosowanie sprzęgła. Zespół pasów stanowi bowiem poważne obciążenie łożyska powodując w trakcie pracy wzrost jego temperatury i drgania spowodowane nierównomiernym naciąganiem.

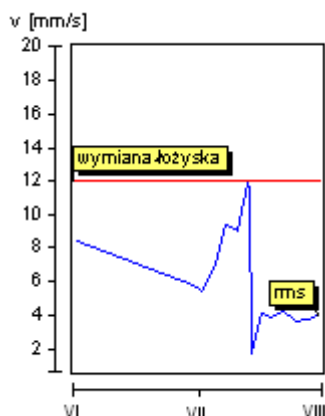
Rys. 17 obrazuje widmo amplitudowo-częstotliwościowe prędkości drgań łożyska od strony wirnika (a) oraz od strony przekładni pasowej (b). Jest to przypadek w którym drgania przekładni pasowej mają większy wpływ na dynamikę wirnika aniżeli niewyważenie jego tarczy.



Rys. 17. Widmo A-C prędkości drgań łożysk: (a) od strony wirnika, (b) od strony koła pasowego

Uszkodzenie łożyska jest zazwyczaj procesem rozłożonym w czasie dającym się monitorować. Dzięki temu rozwój uszkodzenia można śledzić zabezpieczając się tym samym przed skutkami nagłej awarii, która prowadzi najczęściej do uszkodzenia wału wirnika.

Monitoring podstawowego parametru drgań łożyska jakim jest wartość skuteczna prędkości drgań (RMS) obrazuje rys. 18. Widoczny jest rosnący trend wartości RMS do momentu wymiany łożyska.



Rys. 18. Przebieg zmian wartości skutecznej prędkości drgań łożyska z zaznaczeniem czasu jego wymiany

Wyważenie wirnika z uszkodzonym łożyskiem nastęrcza wielu trudności a często jest wręcz niemożliwe.

Nieprostpadłe do osi wału osadzenie tarczy wirnika lub jej uszkodzenie jest przyczyną dużych drgań osiowych, których nie można zniwelować na drodze wyważania.

Szczególne znaczenie dla prawidłowej eksploatacji wentylatora jest ustalenie zakresu prędkości obrotowej jego pracy poniżej wartości prędkości krytycznej.

6. LITERATURA

1. Oleś A., Zachwieja J., Zastosowanie FFT i transformacji falkowej do wykrywania uszkodzeń typu: niewyważenie, nieosiowość, uszkodzenie łożysk, ATR Bydgoszcz – praca niepublikowana, 2003.
2. Awrejcewicz J., Drgania deterministyczne układów dyskretnych, Warszawa, WNT, 1996.
3. Zachwieja J., Drgania walca prowadzącego krajarki papieru KL63, ZN ATR nr 240, Mechanika 52, 2002, s. 145-153.
4. Zachwieja J., Efekt żyroskopowy w dynamice walców maszyny papierniczej, ZN ATR nr 241, Mechanika 53, 2002, s. 312-323.
5. Osiński Z., Teoria drgań, PWN, Warszawa, 1978.
6. Li M., Yu L., Analysis of the coupled lateral torsional vibration of a rotor-bearing system with a misaligned gear coupling, Journal of Sound and Vibration, 2001, 243(2), pp. 283-300.



Autor jest adiunktem w Katedrze Mechaniki Stosowanej Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy. Zajmuje się zagadnieniem drgań układów mechanicznych. Jest autorem publikacji z zakresu dynamiki maszyn.

REDUKCJA DANYCH W DIAGNOSTYCZNYCH BAZACH DANYCH

Paweł CHRZANOWSKI

Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Śląska
ul. Konarskiego 18a, 44-100 Gliwice, tel. (32) 237 14 67, fax. (32) 237 13 10, email: p.ch@polsl.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono problematykę związaną ze wspomaganie procesu wnioskowania o stanie obiektu rzeczywistego. Głównym zagadnieniem jest redukcja olbrzymiej ilości danych dostarczanych do systemu monitorowania. Wyróżniono trzy grupy metod: ograniczania liczby rozpatrywanych cech, ograniczania w zbiorze rozróżnianych wartości oraz ograniczania liczby elementów wykresu wartości. W wyniku przeprowadzonej analizy danych zaproponowano metodę kwantowania z histerezą w celu redukcji liczby rozróżnianych wartości. Ponadto zaproponowano metodę optymalizacji szerokości pasma kwantowania z histerezą z użyciem testu statystycznego.

Słowa kluczowe: systemy doradcze, systemy monitorowania, diagnostyczne bazy danych, redukcja danych

DATA REDUCTION IN DIAGNOSTIC DATABASES

Summary

The article present problems about computer aided machinery state reasoning. The main task of this issue was reduction of huge quantity data sets provides to monitoring system. The methods can be divided into methods for reduction of features, methods for reduction of measured data sets and time-domain methods. On the basis of data analysis, was proposed data set reduction by sampling with hysteresis to reduction of measured data sets. Moreover the method for a tolerable degree fit was proposed and analyzed. The method is based upon statistical analysis.

Keywords: expert systems, monitoring systems, diagnostic databases

1. WSTĘP

Współczesna technika daje olbrzymie możliwości w zakresie monitorowania stanu złożonych obiektów technicznych. Niezaprzeczalny wpływ ma na to między innymi rozwój techniki pomiarowej, coraz większe możliwości sprzętu komputerowego, duża moc obliczeniowa komputerów, nowoczesne sieci komputerowe (Internet, Intranet). Dzięki tym nowym możliwościom, wspomaganie procesu obserwacji stanu np. turbozespołów, może być prowadzone w czasie rzeczywistym. Proces ten może być wspomagany przez systemy doradcze (pakiet programów komputerowych), wykorzystujące wiedzę i procedury rozumowania eksperta danej dziedziny [7]. Spośród wielu zastosowań, systemy doradcze służą m.in. do [3]:

- obserwacji badanego obiektu,
- numerycznego wyznaczania cech obserwowanych sygnałów,
- gromadzenia danych,
- wnioskowania o stanie technicznym obserwowanego obiektu na podstawie wyznaczonych cech sygnałów diagnostycznych.

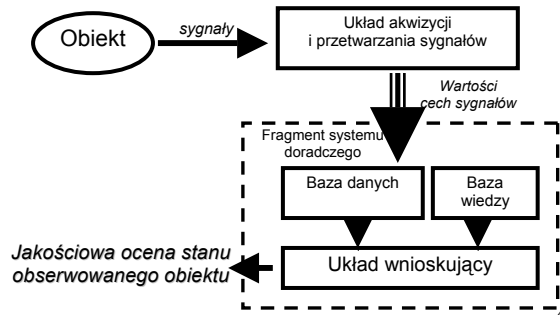
Głównymi elementami systemu doradczego są m.in. [2]:

- baza wiedzy,
- baza danych,
- układ wnioskujący,
- układ objaśniający,
- układ sterowania dialogiem.

Ze względu na specyfikę dostarczanych danych, systemy doradcze dzielą się na systemy statyczne, które wspomagają poszukiwanie rozwiązania w stałym otoczeniu oraz systemy dynamiczne działające w zmieniającym się otoczeniu.

Złożoność obiektu, jakim jest turbozespół wymaga analizy wielu danych pozyskiwanych w czasie obserwacji obiektu, a także, kiedy ocenę stanu należy prowadzić w zmieniającym się otoczeniu [4]. Do tego celu budowane są systemy komputerowe, których jednym z elementów są dynamiczne systemy doradcze. Proces wnioskowania w tych systemach bazuje między innymi na danych gromadzonych w bazie danych. Dane te to w głównej mierze wartości cech sygnałów diagnostycznych, które wyznaczane są przez specjalistyczne układy akwizycji i przetwarzania sygnałów dostarczanych z obserwowanego obiektu. W przypadku

turbozespołów, w głównej mierze obserwowane są sygnały drganiowe i sygnały procesowe.

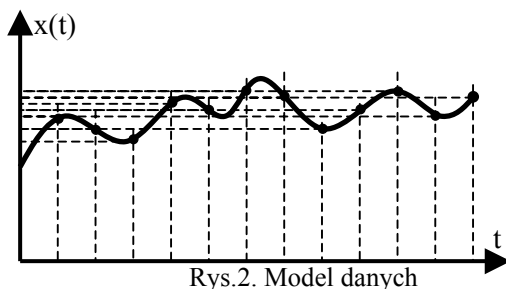


Rys.1 Ocena stanu obserwowanego obiektu

Dla potrzeb dynamicznego gromadzenia wartości cech sygnałów w bazach danych wymagane jest przyjęcie odpowiedniego modelu danych w postaci ich wykresów.

$$x = \{ \langle t, x(t) \rangle \} \quad (1)$$

Wykresem możemy nazywać zarówno rysunek pokazujący przebieg zmiennej zależnej w funkcji zmiennej niezależnej jak również zbiór par złożonych z wartości zmiennej zależnej i odpowiadającej jej zmiennej niezależnej (rys.2.).



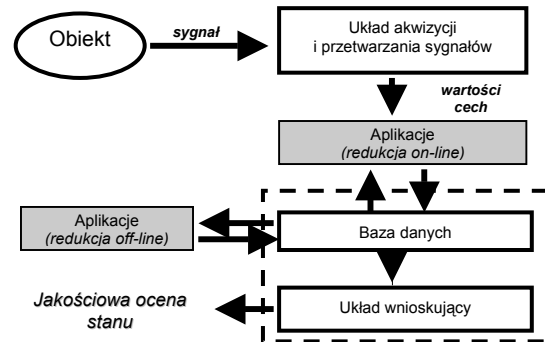
Rys.2. Model danych

Dla obserwowanego obiektu technicznego, jakim jest turbozespół liczba wyznaczanych wykresów wartości cech sygnałów diagnostycznych sięga kilku tysięcy. Z tego powodu zaistniała potrzeba ograniczania wykresów wartości cech sygnałów.

2. REDUKCJA DANCH

Działania zmierzające do ograniczania wykresów wartości cech sygnałów można rozpatrywać jako działania na danych bieżących (*on-line*) i działania na danych historycznych (*off-line*).

W przypadku ograniczania danych historycznych dysponujemy statycznym zbiorem danych, z kolei metody ograniczania *on-line* bazują na danych bieżących i danych historycznych, przez co analizowany zbiór danych jest zbiorem ciągle zmieniającym się.



Rys. 3. Dynamiczne ograniczanie wykresów wartości cech

Przyjęto, że rozpatrywane będą metody umożliwiające redukcję danych bieżących oraz danych historycznych. Poważnym wyzwaniem jest opracowanie i zastosowanie metody ograniczania wykresów wartości cech sygnałów diagnostycznych sporządzanych i gromadzonych w czasie rzeczywistym.

Można wyróżnić następujące grupy metod ograniczania wykresów wartości cech sygnałów diagnostycznych:

- ograniczanie liczby cech,
- ograniczanie liczby elementów zbioru rozróżnianych wartości,
- ograniczanie liczby elementów wykresów wartości cech.

2.1. Ograniczanie liczby cech

Względy praktyczne powodują, iż liczba obserwowanych cech powinna być ograniczona. Istnieje wiele przyczyn ograniczania liczby cech, najczęściej na skutek:

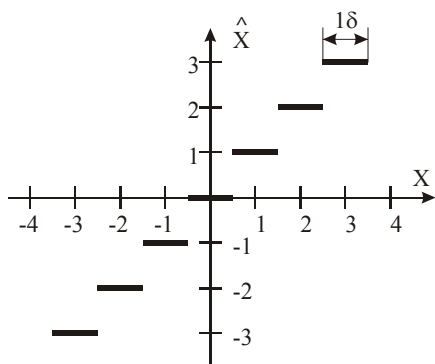
- analizy działania obiektu badań,
- braku możliwości technicznych prowadzenia obserwacji wybranych cech sygnałów diagnostycznych,
- ograniczonej liczby rozróżnianych klas stanów obiektu,

Spośród wielu metod ograniczania liczby cech, można wyróżnić redukcję cech jako wynik selekcji cech niosących znaczące informacje [8]. Inną grupą metod są metody zmierzające do wyznaczenia nowych cech reprezentujących zbiór określonych cech. Proces ograniczania liczby cech rozpoczyna się już w trakcie budowania systemu diagnostycznego. Istotne jest podjęcie decyzji przez specjalistę, wartości jakich cech mają być wyznaczone i gromadzone dla potrzeb procesu monitorowania oraz wnioskowania o stanie obserwowanego obiektu. Rozpatrując dalszą część omawianego problemu, przyjmuje się, iż zbiór obserwowanych cech jest ustalony w ramach odrębnych badań.

2.2. Ograniczanie liczby elementów w zbiorze rozróżnianych wartości

Do metod ograniczania wykresów wartości cech w zbiorze wartości można zaliczyć m.in. metody klasyfikacji, reprezentacji przybliżonej, reprezentacji rozmytej, kwantowania. Stosowanie metod klasyfikacji wymaga definiowania odpowiednich wzorców odpowiadających przyjętym klasom wartości.

Popularną metodą ograniczania liczności zbioru wartości cech jest kwantowanie [1], [9]. Metody kwantowania można podzielić na kwantowanie równomierne i kwantowanie nierównomierne. W wyniku kwantowania równomiernego otrzymywane są nowe wartości będące przybliżeniem dokładnych wartości chwilowych z tolerancją równą połowie szerokości pasma kwantowania. Jeżeli omawiane metody kwantowania będą stosowane do redukcji zbioru rozróżnianych wartości w kolejnych chwilach czasu (dynamicznie), to istnieje duże prawdopodobieństwo występowania wartości w kolejnych chwilach na granicach sąsiadujących pasm kwantowania. Powstały w ten sposób szum kwantowania jest zjawiskiem bardzo niepożądanym, w szczególności, gdy zredukowane wartości cech będą przekształcane do postaci jakościowej. Wrażliwość tę można zlikwidować poprzez wprowadzenie histerezy do procedury kwantowania. W wyniku takiego postępowania, bieżąca wartość cechy jest wyznaczana z uwzględnieniem poprzedzającej wartości będącej wynikiem kwantowania. Tak zmodyfikowaną metodę nazwano *kwantowaniem z histerezą*.



Rys. 4. Kwantowanie

Funkcja kwantowania z histerezą zapisywana jest następująco [5]:

if

$$\hat{x}_i(t-1) - n\delta \leq x_i(t) \leq \hat{x}_i(t-1) + n\delta$$

then

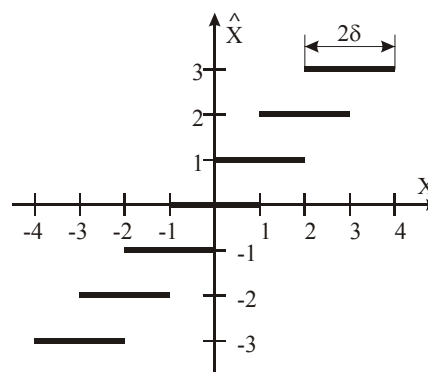
$$\hat{x}_i(t) = \hat{x}_i(t-1) \quad (2)$$

else

$$\hat{x}_i(t) = \text{round}\left(\frac{x_i(t)}{\delta}\right)\delta$$

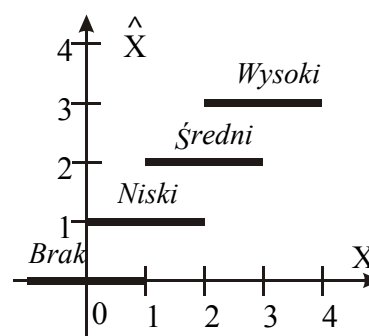
$$\text{dla } n = (0,5;1)$$

Postać tak zmodyfikowanej funkcji kwantowania z histerezą dla $n=1$ przedstawia rys.5.



Rys. 5. Kwantowanie z histerezą (dla $n=1$)

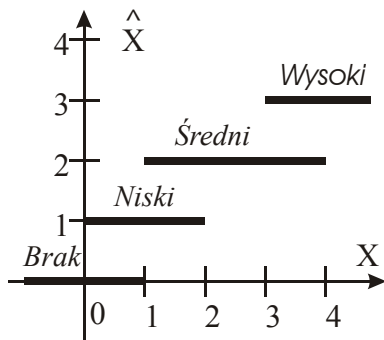
Kwantowanie z histerezą można zastosować nie tylko do redukcji wartości cech ilościowych, ale też do redukcji przekształcanych wartości cech ilościowych do postaci jakościowej. Wówczas klasom wartości jakościowych można przyporządkować wartości ilościowe uzyskiwane w wyniku procesu kwantowania.



Rys. 7. Kwantowanie z histerezą do wartości jakościowych

Przedstawione powyżej przykłady dotyczą procesu kwantowania równomiernego. Histerezą można również wprowadzić do dynamicznej redukcji cech ilościowych czy jakościowych, dla których kolejne przedziały są zdefiniowane „ostro”, lecz nierównomiernie. Dla potrzeb takiego postępowania, wymagane jest posiadanie odpowiedniej definicji wzorców klas wartości.

Możliwe jest również wprowadzenie histerezy dla klas, których przedziały są różnej długości. Przykład przedstawiono na rys.8.



Rys.8. Kwantowanie z histerezą do wartości jakościowych (klasy nierównomierne)

2.3. Ograniczanie liczby elementów wykresów wartości cech

Wykresy wartości cech mogą być ograniczane w zbiorze liczby elementów poprzez odpowiedni dobór częstości pobierania danych. Zbyt mała częstość pobierania danych może spowodować brak dostatecznej informacji o zjawiskach zachodzących w obiekcie (np. dziury w danych). Natomiast zbyt duża częstość pobierania danych może spowodować szybkie zapełnianie się bazy danych wartościami nadmiarowymi. Dlatego też dobór częstości zbierania danych zależy od możliwości aparatury pomiarowej, potrzeb systemu doradczego oraz dynamiki zmian obserwowanych wartości cech. Ważnym kryterium zbierania danych jest zachowanie ciągłości informacji o stanie obserwowanego obiektu. W przypadku dynamicznych systemów doradczych ważne jest rejestrowanie czasu rejestracji obserwowanej wartości cech [4].

$$x = \langle o, n(x), val(x), [t_p, t_k] \rangle \quad (3)$$

gdzie:

- o - rozpatrywany obiekt,
- n - nazwa cechy,
- val - wartość cechy
- t_p - chwila określająca początek obserwacji wartości cechy x,
- t_k - chwila określająca koniec obserwacji wartości cechy x.

Przyjmując przedstawiony powyżej zapis, możliwe staje się ograniczanie liczności zbioru wartości cech sygnałów dziedzinie czasu poprzez sklejanie.

Jeżeli wartości cechy w kolejnych chwilach nie zmieniają się, bądź zmiana obserwowanych wartości zawarta jest w określonych granicach, wówczas zbiór tych wartości chwilowych można zastąpić jedną wartością uwzględniającą łączny przedział

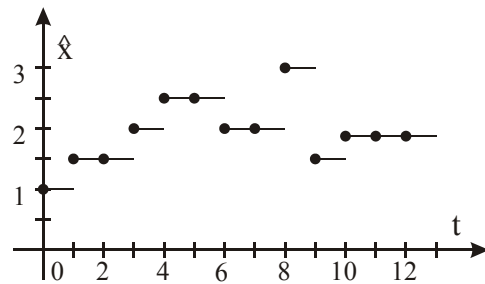
czasowy ich obserwacji. W tym przypadku t_p określa chwilę, w jakiej zaobserwowano rozpatrywaną wartość po raz pierwszy, natomiast t_k określa chwilę, w jakiej zaobserwowano ostatnią taką samą wartość. Chwila t_k jest jednocześnie czasem t_p początku obserwacji nowej wartości. Operację sklejania zapisano w postaci następującej procedury [4]:

```

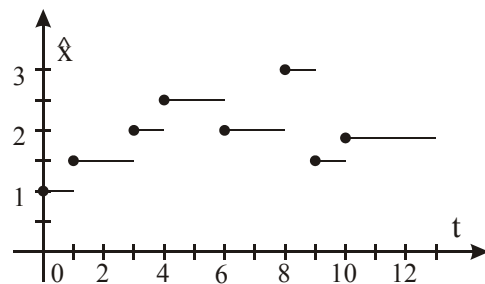
if
 $\hat{x}_i(\overline{t_{p-1}t_{k-1}}) = \hat{x}_i(\overline{t_p t_k})$ 
then
 $\hat{x}_i(\overline{t_{p-1}t_k})$ 
else
 $\hat{x}_i(\overline{t_p t_k})$ 
  
```

(4)

Sklejaniu mogą być poddawane zarówno dane ilościowe jak i dane jakościowe. Na rys. 8 przedstawiono przykładowe dane ilościowe w funkcji czasu. W wyniku zastosowania procedury sklejania otrzymano zredukowany zbiór danych przedstawiony na rys. 9.



Rys. 8. Przykładowe dane



Rys. 9. Przykładowe dane po sklejaniu

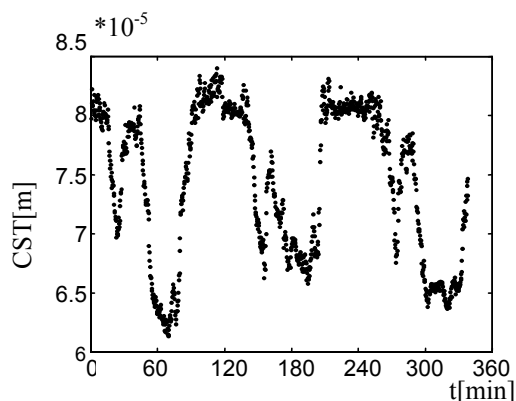
3. OPTIMALIZACJA SZEROKOŚCI PASMA KWANTOWANIA Z HISTEREZĄ

Dla potrzeb stosowania metody kwantowania z histerezą, należy przeprowadzić badania związane z optymalizacją szerokości pasma oraz szerokości histerezy.

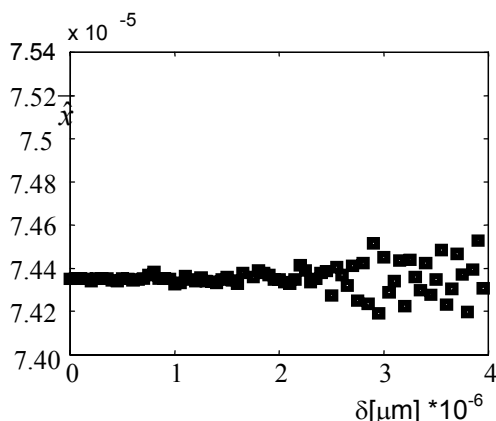
Rozpatrując zbiór wartości cech sygnałów diagnostycznych w postaci ilościowej, do rozwiązania postawionego zadania, można zastosować np. metody analizy statystycznej.

Podstawowym zadaniem stosowania testu statystycznego jest przyjęcie (nie odrzucenie) hipotezy o podobieństwie dwu rozkładów (rozkład wykresu wejściowego i rozkład wykresu ograniczonego przez kwantowanie z histerezą) przy założonym poziomie istotności. Można przyjąć, iż nie odrzucenie założonej hipotezy oznaczać będzie zachowanie głównej informacji diagnostycznej. Do oceny statystycznej w procesie optymalizacji szerokości pasma kwantowania można zastosować test χ^2 . W omawianym przykładzie przyjęto, iż ograniczenie należy uznać za dopuszczalne, gdy poziom istotności jest większy od 0.9. Oznacza to, iż zgodność pomiędzy wykresem rzeczywistym, a zredukowanym mniejsza od 90% nie będzie akceptowane.

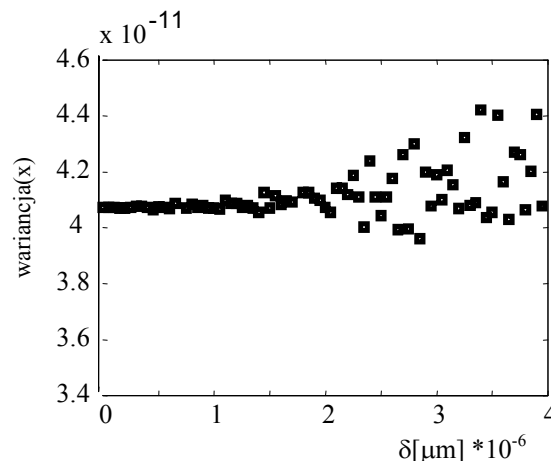
Dla przykładu optymalizację szerokości pasma kwantowania przeprowadzono dla danych pochodzących z obserwacji obiektu rzeczywistego (rys.10). Zmienność wybranych cech wykresu zredukowanego przedstawiono na rys.11 oraz rys.12, gdzie pierwsza wartość jest wartością wyznaczoną dla wykresu rzeczywistego. Dokonując obserwacji można stwierdzić, iż wyraźnie rysuje się granica, do jakiej możliwe jest przyjęcie poszukiwanej szerokości pasma kwantowania.



Rys. 10. Przykładowe dane (wykres wartości składowej stałej przemieszczeń względnych wału turbiny w łożysku nr 1)

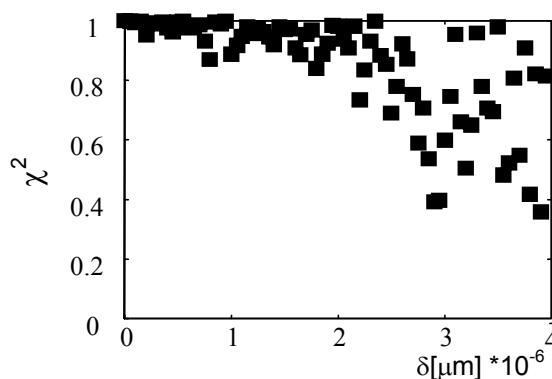


Rys.11. Zmiana średniej w funkcji szerokości pasma kwantowania



Rys. 12. Wariancja w funkcji szerokości pasma kwantowania.

Dokonując optymalizacji szerokości pasma kwantowania za pomocą proponowanego testu statystycznego χ^2 [10], wybranego przykładu uzyskano wyniki przedstawione na rys.13.



Rys. 13. Wyniki testu χ^2 przy optymalizacji pasma kwantowania.

4. MIARA STOPNIA OGRANICZENIA WYKRESU WARTOŚCI

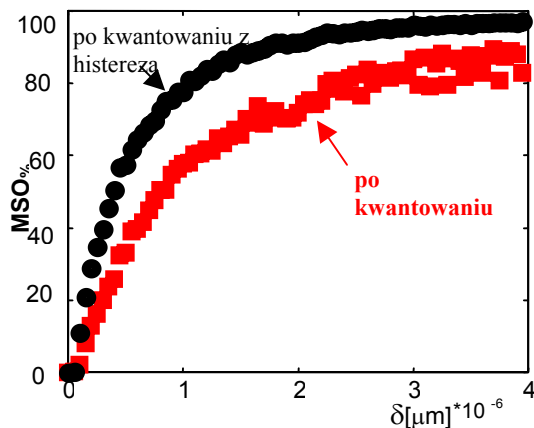
Przedstawione metody ograniczania zbioru rozróżnianych wartości przez dynamiczne kwantowanie z histerezą oraz ograniczania liczności zbioru wartości cech poprzez sklejanie można realizować jednocześnie w trakcie procesu rejestracji danych. Ocena efektywności takiego postępowania można przeprowadzić za pomocą miary określającej procentowy stopień ograniczenia (redukcji):

$$MSO_{\%} = \left(1 - \frac{n}{m}\right) * 100 \quad (5)$$

gdzie:

- n - liczba wartości ograniczonego wykresu wyjściowego (po redukcji)
m - liczba wartości wykresu wejściowego (przed redukcją)

Przykład porównania efektywności metody kwantowania z histerezą w stosunku do metody kwantowania, przedstawiono na rys.14. Można zauważyć, iż wprowadzenie histerezy likwiduje szum powstający na granicach klas, co daje znaczną redukcję danych.



Rys.14. Ocena stopnia redukcji w wyniku sklejania wartości kwantowanych

7. PODSUMOWANIE

W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono, iż:

- zaproponowana metoda wstępnego przetwarzania przez *kwantowanie z histerezą* wraz z równoczesnym sklejaniem wartości w dziedzinie czasu, umożliwia znaczną redukcję wykresów wartości cech sygnałów diagnostycznych,
- kwantowanie z histerezą tłumi lokalne zmiany wartości, szczególnie na granicach klas,
- pomimo znacznego ograniczenia liczby gromadzonych wartości cech, możliwe jest wyznaczanie jakościowych ocen tych wartości,
- zaproponowana metoda kwantowania z histerezą może być stosowana procesie redukcji danych zapisywanych w postaci jakościowej, którym są przyporządkowane cechy ilościowe (identyfikatory).

LITERATURA

- [1] Bendat J.S., Piersol A.G., Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych. PWN, Warszawa 1976
- [2] Cholewa W. „Bazy danych w diagnostyce technicznej”. II Międzynarodowy kongres Diagnostyki Technicznej *Diagnostyka 2000*, str.156-164. Warszawa 2000.
- [3] Cholewa W. „Dynamiczne systemy doradcze”. Methods of Artificial Intelligence In Mechanics and Mechanical Engineering, str.37-54, Gliwice, 2000.
- [4] Cholewa W. Kiciński J., red. Pracy zbiorowej, „DT200-1. System diagnostyczny dla turbozespołów energetycznych o mocy 200MW”, KPKM, IMP PAN Gdańsk, 1998. Projekt badawczy zamawiany PBZ 038-06.
- [5] Chrzanowski P. „Metoda jakościowej oceny cech sygnałów diagnostycznych”. Rozprawa doktorska. Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn – Politechnika Śląska, Zeszyt 117. Gliwice 2001.
- [6] Korbicz J., Kościelny J., Kowalczyk Z., Cholewa W. „Diagnostyka procesów. Modele i metody sztucznej inteligencji. Zastosowania”. WNT, Warszawa 2002.
- [7] Moczulski W. „Metody pozyskiwania wiedzy dla potrzeb diagnostyki maszyn”, Monografia. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 1997.
- [8] Sobczak W., Malina W. „Metody selekcji i redukcji informacji”, WNT, Warszawa, 1985.
- [9] Szabatin J. „Podstawy teorii sygnałów” WKiŁ, 1982.
- [10] Volk. W. „Statystyka stosowana dla inżynierów” Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1973



Dr inż. Paweł Chrzanowski, absolwent Wydziału Mechanicznego Technologicznego Politechniki Śląskiej, adiunkt w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej. Zajmuje się głównie zagadnieniami rozwoju oraz stosowania metod i technik przetwarzania cech sygnałów diagnostycznych w zastosowaniu do dynamicznych systemów doradczych.

METODY DIAGNOZOWANIA ŁOŻYSK TOCZNYCH Z ZASTOSOWANIEM TRANSFORMACJI FALKOWEJ

Bogdan WYSOGLĄD

Politechnika Śląska, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
44-100 Gliwice, ul. Konarskiego 18a,
fax: (032) 2371360, email: bogdan.wysoglad@kpk.mt.polsl.gliwice.pl

Streszczenie

W pierwszej części artykułu przedstawiono metodę diagnozowania łożysk tocznych z zastosowaniem transformacji falkowej (WT) do wielopasmowej filtracji sygnałów oraz opisano wpływ wyboru funkcji bazowych WT na uzyskiwane wyniki badań. W drugiej części przedstawiono metodę diagnozowania łożysk bazującą na identyfikacji (rozpoznawaniu) pojedynczych impulsów sygnału wywołanych uszkodzeniem łożyska tocznego z wykorzystaniem klasyfikatora neuronalnego oraz WT do wyznaczania cech pojedynczych impulsów sygnału.

Słowa kluczowe: łożyska toczne, transformacji falkowa, sieci neuronowe

METHODS OF DIAGNOSING ROLLING ELEMENT BEARINGS WITH THE USE OF WAVELET TRANSFORM

Summary

In the first part of this paper, the method of detection of bearings failures using wavelet transform (WT) for multiple band-pass filtering of the signal was presented. There are described results of the use of different kinds of basis functions. In the second part, the method of bearing diagnostics based on recognition (classification) of signal impulses, caused by faults of bearing, was presented. Feed forward neural networks were used for classifying the impulses.

Keywords: rolling element bearing, wavelet transform, neural networks

1. WPROWADZENIE

Diagnostyka eksploatacyjna łożysk tocznych utożsamiana jest często z diagnostyką wibroakustyczną. Wynika to z dużej efektywności i powszechności stosowanych metod diagnozowania łożysk tocznych w oparciu o sygnały drganiowe.

Pierwszymi objawami uszkodzenia łożyska, wywołanego zmęczeniem materiału, są mikropęknięcia powstające na powierzchni bieżni lub elementu tocznego. Elementy toczne przetaczając się przez mikropęknięcia powodują szereg uderzeń będących impulsami wymuszenia. Większość wibroakustycznych metod diagnozowania łożysk tocznych opiera się na identyfikacji impulsów lub zjawisk przez nie wywołanych [4, 10]. Metody te można podzielić na trzy grupy. Pierwsza grupa metod diagnozowania łożysk tocznych opiera się na śledzeniu ilości i intensywności impulsów w sygnale i porównywaniu ze stanem dla nowego łożyska. Druga grupa metod bazuje na analizie częstotliwości występowania impulsów (np. metoda obwiedni). Trzecia grupa metod opiera się na obserwacji (w dziedzinie częstotliwości) obszarów drgań własnych węzłów

łożyskowych w celu wyizolowania mocy wymuszeń impulsowych z ogólnego sygnału drganiowego.

Obecnie w przemyśle stosowanych jest wiele sprawdzonych wibroakustycznych metod diagnozowania łożysk tocznych. Jednak w przypadku np.: obecności silnych zakłóceń lub małych prędkości obrotowych wału skuteczność tych metod jest często niewystarczająca. W wielu ośrodkach opracowywane są nowe metody diagnozowania łożysk tocznych z zastosowaniem cyfrowych metod przetwarzania sygnałów takich jak: analiza bispektralna, transformacja falkowa i sieci neuronowych.

Poniżej w artykule przedstawiono przegląd zastosowań transformacji falkowej (WT) do analizy sygnałów wibroakustycznych dla potrzeb diagnostyki technicznej łożysk tocznych. W oparciu o wyniki badań wykonane przez autora oraz badania opisane w literaturze przeprowadzono dyskusję stosowanych metod diagnozowania łożysk z wykorzystaniem WT.

W literaturze dostępnych jest wiele publikacji poświęconych zastosowaniu transformacji falkowej w wibroakustycznej diagnostyce łożysk tocznych. Metody te podzielono na dwie grupy. Pierwsza, bardzo liczna grupa metod, wykorzystuje WT do wielopasmowej filtracji lub demodulacji sygnału

(estymacji obwiedni sygnału). Do drugiej grupy należą metody stosujące WT do identyfikacji charakterystycznych fragmentów sygnału (np. impulsów) na podstawie cech fragmentów macierzy współczynników transformacji falkowej.

2. METODY DIAGNOZOWANIA ŁOŻYSK TOCZNYCH WYKORZYSTUJĄCE WT DO SEPERACJI SYGNAŁU

Można wymienić szereg publikacji [1, 13, 16] w których opisane metody diagnozowania łożysk z zastosowaniem WT posiadają poniżej opisane trzy etapy.

Etap 1. Dobór parametrów WT.

Wybór funkcji bazowej i szeregu wartości skali decyduje o rozdzielczości w dziedzinie czasu i częstotliwości uzyskanych wyników transformacji.

Etap 2. Wybór wyników transformacji falkowej przeznaczonych do dalszych analiz.

Kolejnym elementem opisywanych metod diagnozowania łożysk z zastosowaniem WT jest wybór pasm w dziedzinie częstotliwości do dalszych badań. W przypadku ciągłej transformacji falkowej (CWT) wybierane są wiersze macierzy współczynników będącej wynikiem transformacji falkowej. W przypadku dyskretnej transformacji falkowej (DWT) [3] wybierane są tak zwane detale lub aproksymacje będące wynikiem dekompozycji sygnału na składowe wysokoczęstotliwościowe i niskoczęstotliwościowe.

Etap 3. Analiza wybranych składowych i ocena stanu łożysk.

Analiza wybranego wiersza macierzy współczynników CWT (lub detali i/lub aproksymacji) powinna umożliwić ocenę stanu technicznego łożyska i identyfikację rodzaju uszkodzeń. Oceny te dokonywane są na podstawie analiz w dziedzinie czasu lub częstotliwości.

Analiza w dziedzinie czasu szeregu wartości współczynników CWT umożliwia ocenę ilości i intensywność impulsów sygnału wywołanych uszkodzeniem łożyska. Do tego celu stosowane są bezwymiarowe oceny punktowe takie jak np. współczynnik impulsowości, współczynnik kurtozy, lub inne [7].

Oceny uszkodzenia łożysk w dziedzinie częstotliwości bazują na analizie widmowej szeregu wartości współczynników WT [8] lub jego obwiedni [11]. O stanie technicznym łożyska tocznego wnioskuje się na podstawie wartości amplitud składowych widma o częstotliwościach charakterystycznych dla uszkodzenia badanego łożyska.

2.1. Transformacja falkowa

Transformacja falkowa umożliwia liniową dekompozycję sygnału przy pomocy teoretycznie dowolnej funkcji bazowej charakteryzującej się

skończonym i krótkim przedziałem w którym przyjmuje ona wartości różne od zera.

Falki są funkcjami znakozmiennymi, które w sposób istotny różnią się od zera tylko na małym odcinku. Rodzina falek tworzona jest w oparciu o falę bazową (podstawową) ψ . Rodzinę falek można generować stosując wzór Grossmanna i Morleta

$$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (1)$$

gdzie a jest skalą, b przesunięciem, t czasem.

Zmiana pasma częstotliwościowego falki realizowana jest przez zmianę wartości skali $a > 0$. Falka podstawowa ψ opisana funkcją bazową ma większość swej energii w pewnym przedziale częstotliwości. Najważniejszymi cechami falki podstawowej w dziedzinie częstotliwości jest jej częstotliwość środkowa ω_0 i szerokość pasma B_0 .

Zapisując jako $\Psi(\omega)$ wynik transformacji Fouriera falki podstawowej $\psi(t)$, częstotliwość środkową falki podstawowej można obliczyć z wzoru [3]

$$\omega_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} \omega |\Psi(\omega)|^2 d\omega \quad (2)$$

Szerokość pasma falki podstawowej B_0 jest utożsamiana z szerokością kostki Heisenberga w kierunku osi częstotliwości $B_0 = \sigma_{\omega}$ i można wyznaczyć ją z zależności

$$\sigma_{\omega}^2 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} (\omega - \omega_0)^2 |\Psi(\omega)|^2 d\omega \quad (3)$$

Znając szerokość pasma B_0 i częstotliwość środkową ω_0 dla falki podstawowej, szerokość pasma dla falki o skali a można obliczyć z wzoru [3]

$$B_a = \frac{B_0}{a} \quad (4)$$

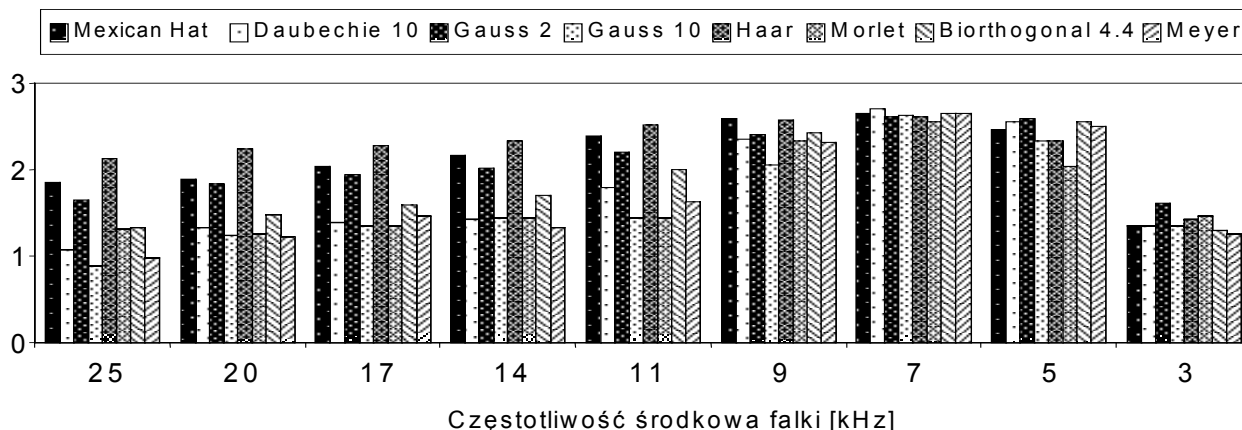
oraz częstotliwość środkową

$$\omega_a = \frac{\omega_0}{a} \quad (5)$$

Z wzorów (4) i (5) wynika, że dla wybranej falki podstawowej zwiększenie skali powoduje zmniejszenie częstotliwości środkowej filtra środkowoprzepustowego reprezentowanego przez falę oraz zmniejszenie szerokości pasma częstotliwościowego falki, czyli zwiększenie rozdzielczości analizy w dziedzinie częstotliwości.

2.2. Dobór funkcji bazowej

Podstawową zaletą WT jest możliwość dowolnego określania parametrów analizy, czyli funkcji bazowej i parametru skali. W wielu



Rys.1. Porównanie wartości znormalizowanych amplitud składowych charakterystycznych widm obwiedni szeregów współczynników CWT w przypadku uszkodzenia pierścienia zewnętrznego

publikacjach poświęconych diagnozowaniu łożysk tocznych najczęściej stosowano następujące funkcje bazowe: Gaussa [8, 11], Morleta [8, 6], Daubechies 20 [1, 7].

Efektywne stosowanie analizy falkowej do diagnozowania łożysk tocznych autorzy wiążą przede wszystkim z wyborem odpowiedniej funkcji bazowej. Wyrażany jest pogląd, że falki powinny mieć kształt zbliżony do odpowiedzi układu łożysko-obudowa na wymuszenie impulsowe wywołane uszkodzeniem łożyska.

Przeprowadzone badania tylko częściowo potwierdziły opinie, że wybór funkcji bazowej ma zasadniczy wpływ na wyniki prowadzonych analiz sygnałów drgań łożysk tocznych dla potrzeb diagnostyki.

Podczas badań porównano wyniki zastosowania różnych funkcji bazowych do analizy sygnałów zarejestrowanych w przypadku wybranych uszkodzeń łożysk tocznych. Ocenę, czy dana funkcja bazowa dobrze aproksymuje składowe pochodzące od uszkodzenia łożyska, dokonano w oparciu o wyniki analizy widm obwiedni pojedynczych wektorów współczynników CWT.

Dla każdej funkcji bazowej zastosowano 9 falek o parametrach tak dobranych (rozd. 2.1), że częstotliwości środkowe pasm częstotliwościowych kolejnych falek wynosiły: 25, 20, 17, 14, 11, 9, 7, 5, 3 kHz. Końcowym wynikiem analizy pojedynczego sygnału z zastosowaniem wybranej funkcji bazowej jest 9 widm obwiedni współczynników CWT (dla 9 wartości skali). Jeżeli wybrana falka (opisana przez funkcję bazową i skalę) dobrze aproksymuje składowe sygnału pochodzące od uszkodzenia łożyska, wówczas w widmie obwiedni współczynników CWT składowa o częstotliwości równej częstotliwości charakterystycznej uszkodzenia łożyska osiągnie dużą wartość.

W badaniach uwzględniono obszerny zbiór funkcji bazowych. Na rys. 1 przedstawiono wyniki zastosowania wybranych 8 funkcji bazowych: Mexican Hat, Daubechie 10, Gauss 2, Gauss 10, Haar, Morlet, Biorthogonal 4.4, Meyer do analizy sygnałów zarejestrowanych w przypadku

uszkodzonego pierścienia zewnętrznego łożyska (o wyraźnych symptomach uszkodzenia). Otrzymane wyniki zestawiono w postaci wykresu wartości znormalizowanych amplitud składowych charakterystycznych odczytanych z widm obwiedni współczynników CWT.

Z wykresu wynika, że funkcje bazowe Haara, Mexican Hat i Gauss 2 w całym zakresie częstotliwości dobrze aproksymowały składowe pochodzące od uszkodzenia łożyska. Podobne wyniki uzyskano w przypadku uszkodzenia pierścienia wewnętrznego. Rozpatrując długość funkcji bazowej jako liczbę przejść jej przebiegu przez zero (liczbę oscylacji), powyższe funkcje bazowe można nazwać „krótkimi”. Pasma częstotliwościowe tych funkcji są szerokie w porównaniu z pozostałymi badanymi funkcjami co jest przyczyną uzyskanych różnic. Jednak szerokie pasmo częstotliwościowe falki pogarsza zdolność separacji składowych sygnału wywołanych uszkodzeniem od zakłóceń szerokopasmowych.

W przypadku optymalnie dobranych parametrów WT (z punktu widzenia separacji składowych charakterystycznych dla uszkodzenia łożyska) a szczególnie optymalnego wyboru częstotliwości środkowej falki wpływ funkcji bazowej na uzyskane wyniki jest niewielki. Na rys. 1 dla falek o częstotliwości środkowej 7 kHz uzyskano największe amplitudy składowych charakterystycznych, niezależnie od funkcji bazowych.

Dodatkowo przeprowadzone badania wykazały, że dla łożysk tego samego typu, badanych na tym samym stanowisku, w przypadku uszkodzenia pierścienia wewnętrznego i zewnętrznego najlepsze wyniki analiz otrzymano dla różnych parametrów transformacji falkowej (decydujących o częstotliwości środkowej pasma częstotliwościowego falek). Należy z tego wyciągnąć wniosek, że metody diagnozowania łożysk tocznych powinny zawierać procedurę identyfikacji optymalnych parametrów transformacji falkowej uruchamianą przy analizie każdego badanego sygnału.

2.3. Wybór przedziałów częstotliwości

W większości badań opisywanych w literaturze kolejnym etapem badań jest podjęcie decyzji o wyborze pasm częstotliwości (falek) w których prowadzone będą dalsze analizy. Wybór ten może być dokonany:

- arbitralnie,
- na podstawie informacji z wcześniejszych badań,
- na podstawie drgań własnych układu łożysko-podpora,
- w wyniku optymalizacji.

Wybór arbitralny i na podstawie wcześniejszych badań jest uzależniony od doświadczenia i intuicji prowadzącego badanie. Przykłady takiego podejścia przedstawiono w [7, 8, 11]. Przykład obszernych badań mających zoptymalizować podjęcie decyzji o wyborze wierszy macierzy WT do dalszych badań opisano w [1].

2.4. Wybór parametrów analizy w oparciu o częstotliwości drgań własnych

Diagnozowanie łożysk tocznych bazujące na analizie wierszy macierzy współczynników CWT wybranych na podstawie właściwości rezonansowych układu łożysko-obudowa było przedmiotem badań autora [12]. W badaniach CWT zastosowano do wyodrębnienia drgań rezonansowych w pasmach częstotliwości drgań własnych układu łożysko - podpora wywołanych impulsowym wymuszeniem pochodzącym od punktowego uszkodzenia łożyska.

Objawami uszkodzenia łożyska będącego wynikiem zmęczenia materiału są mikropęknięcia powstające na powierzchniach bieżni lub elementów tocznych. Elementy toczne przetaczając się przez mikropęknięcia powodują szereg uderzeń (impulsów wymuszenia). Impulsy te o charakterze delty Diraca stanowią w dziedzinie częstotliwości szerokopasmowe wymuszenie wzbudzając do drgań własnych elementy łożyska i obudowy w zakresie nawet do kilkudziesięciu tysięcy herców. Odpowiedź układu (elementów łożyska) na to wymuszenie zależy od jego własności dynamicznych i sposobu mocowania łożyska [5, 9].

Podczas badań niezbędne informacje na temat częstotliwości drgań własnych układu łożysko-podpora uzyskano z zastosowaniem testu impulsowego. Wymuszenie impulsowe przykładano do różnych elementów łożyska zamocowanego w oprawie łożyskowej a odpowiedź układu rejestrowano w kierunku pionowym czujnikiem przymocowanym do górnej pokrywy łożyska (pomiar wymagał częściowego demontowania elementów łożyska).

Do dalszych analiz zastosowano falki o częstotliwościach środkowych odpowiadających zidentyfikowanym częstotliwościom drgań własnych elementów łożyska. Analiza widmowa obwiedni szeregów współczynników CWT w większości

przypadków umożliwiła otrzymać wyraźne symptomy uszkodzeń łożysk. Jednak wyniki badań i przedstawione przykłady diagnozowania łożysk wskazały na szereg problemów.

Na intensywność i charakter drgań, o częstotliwości drgań własnych układu łożysko-obudowa, wywołanych uszkodzeniem łożyska mają wpływ:

- rodzaj uszkodzenia (który z elementów łożyska jest uszkodzony),
- wielkość uszkodzenia,
- lokalizacja (położenie) uszkodzenia względem czujnika,
- położenie uszkodzenia względem wypadkowej siły obciążającej łożysko,
- wartość siły będącej obciążeniem łożyska.

Struktura częstotliwościowa drgań rejestrowanych na obudowie łożyska dla poszczególnych rodzajów uszkodzeń łożyska, warunków obciążenia, itp. zdecydowanie różni się. Ograniczenie analizy do wąskiego pasma może spowodować utratę informacji.

Dodatkowym utrudnieniem jest niepowtarzalność charakterystyk rezonansowych węzłów łożyskowych, która powoduje konieczność indywidualnego poszukiwania obszarów drgań własnych, nawet dla węzłów o identycznej konstrukcji. Opisana metoda w zastosowaniu przemysłowym może powodować wiele problemów spowodowanych koniecznością znajomości właściwości rezonansowych badanego układu łożysko-obudowa.

3. IDENTYFIKACJA NIESPRAWNOŚCI ŁOŻYSKA NA PODSTAWIE CECH POJEDYNCZYCH IMPULSÓW SYGNAŁU

Większość zastosowań WT do diagnozowania maszyn sprowadza się do wielopasmowej filtracji albo demodulacji sygnału (estymacji obwiedni sygnału). Nieliczne publikacje poświęcone są zastosowaniom WT do identyfikacji charakterystycznych fragmentów sygnału (np. impulsów) na podstawie cech odpowiadających im fragmentów macierzy współczynników CWT. Przykładem mogą być opisane w [2] badania podczas których identyfikowano uszkodzenie liny stalowej (pęknięcie drutu) odzwierciedlane w sygnale z defektografu magnetycznego w postaci charakterystycznego impulsu sygnału. Podstawą klasyfikacji impulsów były cechy przebiegów współczynników falkowych obserwowanych w funkcji parametru skali dla chwil czasu odpowiadających maksimum lokalnym przebiegów czasowych.

Sygnał rejestrowany na obudowie łożyska w momencie przetoczenia się elementu tocznego przez uszkodzenie ma charakter odpowiedzi układu na impuls wymuszenia. Jest to sygnał przejściowy o strukturze częstotliwościowej wynikającej

z częstotliwości drgań własnych układu łożysko-obudowa i szybko malejącej amplitudzie.

Zaproponowana metoda [13] bazuje na identyfikacji (rozpoznawaniu) pojedynczych impulsów sygnału wywołanych uszkodzeniem łożyska tocznego. Wymaga to założenia, że impulsy sygnału wywołane uszkodzeniem łożyska i impulsy zakłóceń mają różny charakter (ich struktura w dziedzinie czasu i częstotliwości są różne). To znaczy, że zbiory cech opisujących impulsy będą miały różne wartości. Źródła zakłóceń wibroakustycznych są zlokalizowane na zewnątrz obudowy łożyska. W przypadku zakłóceń funkcja przejścia pomiędzy źródłem zakłóceń i czujnikiem drgań jest różna od funkcji przejścia pomiędzy impulsem siły wywołanym uszkodzeniem łożyska i czujnikiem.

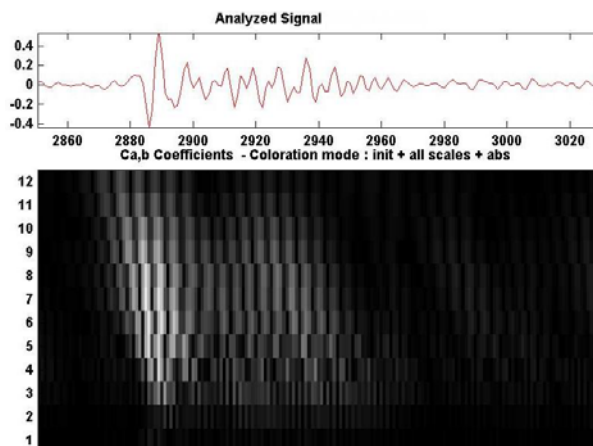
Zaproponowana metoda jest przeznaczona do identyfikacji uszkodzeń łożysk w obecności bardzo silnych zakłóceń o charakterze impulsowym. W takim przypadku tradycyjne metody wibroakustycznej oceny stanu łożysk są mało skuteczne. Koniecznym jest zbudowanie klasyfikatora umożliwiającego identyfikację impulsów sygnału będących odpowiedzią układu łożysko-obudowa na różnego rodzaju wymuszenia impulsowe: uszkodzenia elementów łożyska, wymuszenia zewnętrzne poza obudową łożyska. W badaniach wykorzystano klasyfikator neuronalny oraz ciągłą transformację falkową do wyznaczania cech pojedynczych impulsów (maksimów lokalnych) sygnału drgań łożysk.

3.1. Cechy impulsów sygnału

Wynikiem transformacji falkowej jest macierz współczynników falkowych, której graficzną reprezentacją jest skalogram. Na rys. 2 przedstawiono przykład skalogramu odpowiadającego pojedynczemu impulsowi w przypadku uszkodzenia pierścienia zewnętrznego. Jest to przypadek wyraźnego uszkodzenia bez zakłóceń.

Punktem wyjścia do identyfikacji impulsów wywołanych uszkodzeniem łożysk były różnice w rozkładzie energii we współrzędnych czas - skala różnych fragmentów sygnału. Podstawą klasyfikacji były cechy przebiegów współczynników falkowych, w funkcji wartości parametru skala, dla chwil czasu odpowiadających maksimom lokalnym obwiedni sygnału.

W badaniach zastosowano kilka grup cech z wykorzystaniem różnych funkcji bazowych (Morlet, Gauss 1, Gauss 24). Cechy pojedynczych impulsów wyznaczano na podstawie fragmentów macierzy współczynników CWT sygnału o długości: 0.8 i 4.0 ms. Dla danej funkcji bazowej współczynniki CWT wyznaczono dla 8 wartości parametru skali, którym odpowiadały falki o częstotliwościach środkowych: 4, 5, 6, 8, 10, 13, 15, 18 kHz.



Rys.2. Przykład skalogramu odpowiadającego pojedynczemu impulsowi w przypadku uszkodzenia pierścienia zewnętrznego

Zastosowanie funkcji bazowych o małej i dużej liczbie oscylacji, pozwoliło uzyskać zbiór cech impulsów charakteryzujących się różną rozdzielczością w dziedzinie czasu i częstotliwości.

3.2. Trenowanie sieci

Badania mające na celu określenie stanu technicznego łożysk podzielono na dwa etapy:

- budowa klasyfikatora neuronowego,
- zastosowanie klasyfikatora do diagnozowania stanu technicznego łożysk.

Do uczenia klasyfikatora wykorzystano sygnały zarejestrowane dla trzech różnych stanów łożysk. Do klasyfikacji impulsów zastosowano jednokierunkową sieć neuronową (Feedforward Network) z jedną warstwą ukrytą składającą się z 10 neuronów. Sieć posiadała 16 wejść i 2 wyjścia. Do uczenia sieci zastosowano algorytm wstecznej propagacji błędów. Po treningu sieć poprawnie klasyfikowała (rozdzieliła) impulsy sygnału wywołane: uszkodzeniem pierścienia zewnętrznego, uszkodzeniem pierścienia wewnętrznego, zakłóceniami drganiowymi o charakterze impulsowym.

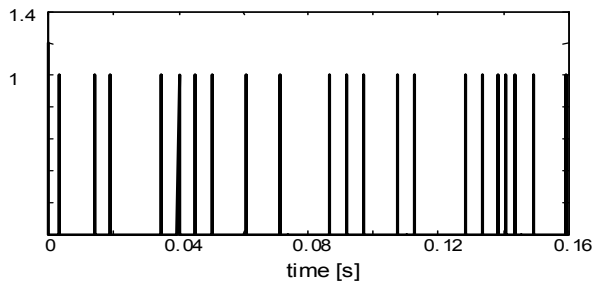
3.3. Ocena stanu łożysk

Ocena stanu technicznego łożyska z zastosowaniem opracowanego klasyfikatora dokonywana jest w czterech krokach opisanych poniżej.

1. Identyfikacja impulsów sygnału na podstawie znaczących lokalnych maksimów obwiedni sygnału.
2. Wyznaczenie zbioru cech dla każdego pojedynczego impulsu na podstawie fragmentów macierzy CWT odpowiadających zidentyfikowanym impulsom.
3. Zastosowanie klasyfikatora neuronowego do klasyfikacji impulsów. W przypadku badanych sygnałów z uszkodzonych łożysk

rejestrowanych w obecności zakłóceń, źródłem większości impulsów sygnału są zakłócenia. Dalszej analizie poddane są jedynie impulsy sklasyfikowane jako wywołane uszkodzeniami bieżni zewnętrznej lub wewnętrznej.

- Ocena stanu technicznego łożysk na podstawie ilości impulsów zidentyfikowanych jako pochodzących od uszkodzenia i częstotliwości ich występowania.



Rys. 3. Wykres przedstawiający położenie w funkcji czasu impulsów sygnału zidentyfikowanych jako wywołanych uszkodzeniem

Na rys. 3 pokazano wykres przedstawiający położenie (w funkcji czasu) impulsów sygnału zidentyfikowanych jako wywołane uszkodzeniem pierścienia zewnętrznego. Na wykresie impulsy są reprezentowane przez wektory jednostkowe. Częstotliwości występowania impulsów, sklasyfikowanych jako pochodzących od punktowego uszkodzenia łożyska, należy porównać z częstotliwościami charakterystycznymi uszkodzenia łożyska wynikającymi z przetaczania się elementu tocznego przez punktowe uszkodzenie bieżni.

3.4. Podsumowanie

Przeprowadzone badania potwierdziły, że możliwe jest diagnozowanie łożysk w oparciu o cechy pojedynczych impulsów sygnału drgań wywołanych uszkodzeniem łożyska. Dodatkowo, podczas badań określono zbiór cech pojedynczych impulsów sygnału, które umożliwiają ich klasyfikację.

Podstawową wadą zaproponowanej metody diagnozowania łożysk jest to, że klasyfikator należy trenować dla każdego nowego układu łożysko-podpora.

LITERATURA

- Altmann, J., Mathew J.: *Multiple band-pass autoregressive demodulation for rolling-element bearing fault diagnosis*. Mechanical Systems and Signal Processing (2001) 15(5), pp. 963-977.
- Batko W., Mikulski A.: *Application of wavelet analysis in steel ropes safety assessment (in Polish)*. II Int. Conf. of Technical Diagnostics. Warsaw, Poland – 2000.

- Białasiewicz J.T.: *Falki i aproksymacje*. WNT, W-wa 2000.
- Cempel Cz., Tomaszewski F.: *Diagnostyka maszyn. Zasady ogólne. Przykłady zastosowań*. Międzyresortowe Centrum Naukowe Eksploatacji Majątku trwałego. Radom, 1992.
- Dziurdź J.: *Wybrane aspekty diagnostyki łożysk tocznych*. Materiały XXII Ogólnopolskiego Sympozjum *Diagnostyka Maszyn*. Węgierska Górka, 1995.
- Gaberson H.: *Machinery diagnostic application of the Morlet Wavelet distribution*. Proceedings of SPIE. Orlando, 2001.
- K. Mori, N. Kasashima, T. Yoshioka, Y. Ueno: *Prediction of spalling on ball bearing by applying the discrete wavelet transform to vibration signals*. Wear 195(1996), pp.162-165.
- Rubini R., Meneghetti U.: *Application of the envelope and wavelet transform analyses for the diagnosis of incipient faults in ball bearings*. Mechanical Systems and Signal Processing (2001) 15(2), pp.287-302.
- Shao Y., Nezu K., Hasegawa Y., Kaznawa N.: *The relationship between features of bearing failures and different positions of sensors*. Materiały IX IMEKO TC10. Wrocław, 1999.
- Tandon N., Choudhury A.: *A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings*. Tribology International 32(1999), pp. 469-480.
- Ying T., Qiao S.: *Diagnosis of rolling element bearing defects using continuous wavelet transform*. The 8th International Congress on Sound and Vibration. Hong Kong, 2001.
- Wysogład B.: *The method of early detection of bearings failures using wavelet transform*. Materiały 4th International Conference: Acoustical and Vibratory Surveillance Methods and Diagnostic Techniques. France, Compiègne –2001, pp. 675-682.
- Wysogład B.: *Application of neural networks to wavelet-based identification of ball bearings faults*. Materiały AI-METH 2002 – *Artificial Intelligence Methods*. Poland, Gliwice. November 2002, pp. 441-444.



Dr inż. Bogdan Wysogład jest absolwentem Wydziału Mechanicznego Technologicznego Politechniki Śląskiej w Gliwicach. Obecnie jest adiunktem w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn Pol. Śl. W pracy naukowej zajmuje się diagnostyką maszyn wirnikowych i łożysk tocznych oraz metodami analizy sygnałów wibroakustycznych.

METODA IDENTYFIKACJI KRYTYCZNYCH STANÓW NIEZDATNOŚCI NA PRZYKŁADZIE WIRÓWKI CUKROWNICZEJ*

Paweł MIKOŁAJCZAK Krzysztof LIGIER

Katedra Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, UWM w Olsztynie
ul. Oczapowskiego 11, 10-719 Olsztyn, e-mail: klig@uwm.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono metodę wyboru krytycznych stanów niezdatności, w której uwzględniono pewność ich występowania oraz skutki nimi wywołane. Wyznaczono macierz wskaźników ocenowych zagrożeń wywołanych stanami niezdatności. Metodę opisano na przykładzie identyfikacji stanów krytycznych wirówki cukrowniczej typu ACWW 1000.

Słowa kluczowe: identyfikacja, stan krytyczny, współczynnik zagrożenia, wirówka cukrownicza.

METHOD OF IDENTIFICATION OF CRITICAL DAMAGE STATES ON THE EXAMPLE OF SUGAR CENTRIFUGE

Summary

In the paper there was presented the method of identification of the damage state. The method meets the certainty of their occurrence and their consequences. The matrix of critical state indexes was established. The method was described on the example of identification of the critical states of sugar centrifuge type ACWW 1000.

Keywords: identification, critical state, critical factor, sugar centrifuge.

1. WSTĘP

W literaturze przedmiotu nie są podane uniwersalne kryteria stosowania analizy zagrożeń wywołanych stanami niezdatności. Pojęcie zagrożenia jest ściśle związane ze znaczeniem skutków i prawdopodobieństwem wystąpienia uszkodzenia. Samo pojęcie „znaczenie skutków uszkodzenia” może być definiowane w różny sposób, w zależności od tego, czy problem jest związany z ochroną życia, stratami ekonomicznymi, albo gotowością techniczną.

W celu zdefiniowania zagrożenia potrzebna jest skala wartości pozwalająca oszacować znaczenie skutków uszkodzenia w świetle rozpatrywanych kryteriów. W załączniku normy „Procedura analizy rodzajów i skutków uszkodzeń” [5] podano przykład klasyfikacji znaczenia skutków uszkodzenia dzieląc skutki na cztery główne poziomy:

- I poziom krytyczności – każde zdarzenie, które może spowodować degradację osiągnięć funkcjonalnych systemu prowadząc do pomijalnych zniszczeń systemu lub środowiska: bez zagrożenia życia lub groźby kalectwa.
- II poziom krytyczności – każde zdarzenie, które powoduje degradację osiągnięć funkcjonalnych

systemu bez znacznych zniszczeń systemu i bez zagrożenia życia lub groźby kalectwa.

- III poziom krytyczności – każde zdarzenie może spowodować utratę pierwotnej funkcji systemu, prowadząc do znaczących zniszczeń lub środowiska i pomijalnego ryzyka utraty życia lub kalectwa.

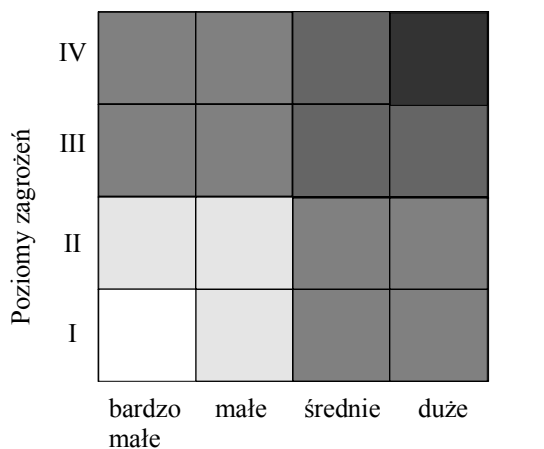
- IV poziom krytyczności – każde uszkodzenie może spowodować utratę pierwotnej funkcji systemu, prowadząc do znaczących zniszczeń systemu lub środowiska i/lub spowodować utratę życia lub kalectwa.

W przedstawionym przykładzie liczba poziomów wynika z połączenia kryteriów, które uznano za istotne i które są związane z zagrożeniem personelu, utratą funkcji systemu, negatywnym wpływem na środowisko i zniszczeniem materiałów. Jednak sposób przedstawienia przez normę opisu poziomów zagrożeń nie jest łatwy w interpretacji. Przyjęcie czterech rodzajów zagrożeń i też tylko czterech poziomów nie wyczerpuje wszystkich możliwych kombinacji. Dla dwuwartościowej miary rozmytej wystąpienia zagrożenia (wysoce prawdopodobne i mało prawdopodobne) liczba tych kombinacji wynosi 16. Brak jest wskazania w normie według jakich kryteriów dokonano podziału zagrożeń tylko na cztery grupy.

* Praca wykonana w ramach projektu badawczego KBN nr: 5T07B03622

Ocena zagrożeń może być przeprowadzona przy wykorzystaniu siatki krytyczności, w której na osi rzędnych uwzględnia się kategorie zagrożeń (poziomy), a na osi odciętych prawdopodobieństwo wystąpienia uszkodzeń, które może być arbitralnie podzielone na wartości rozmyte: bardzo małe, małe, średnie i duże.

Po sklasyfikowaniu rodzajów uszkodzeń i przypisaniu im odpowiedniego prawdopodobieństwa można je przyporządkować do odpowiedniego kwadratu na wykresie. Im dalej kwadrat ten jest usytuowany od początku wykresu wzdłuż przekątnej, tym większe jest zagrożenie wywołane wystąpieniem uszkodzenia. Na rys.1.1 przedstawiono siatkę zagrożeń z zaznaczonymi obszarami krytyczności uszkodzeń.



Prawdopodobieństwo wystąpienia uszkodzenia

- uszkodzenia o maksymalnej krytyczności
- uszkodzenia o istotnej krytyczności
- uszkodzenia o przeciętnej krytyczności
- uszkodzenia o niskiej krytyczności
- uszkodzenia o minimalnej krytyczności

Rys. 1. 1. Siatka krytyczności uszkodzeń

Należy tutaj zauważyć, że w proponowanej przez normę [5] metodzie brak jest konkretnej miary liczbowej, która mogłaby posłużyć do dokładniejszej analizy wpływu niezdatności na potencjalne zagrożenia. Jeżeli zwiększy się liczbę czynników np. o kryteria ekonomiczne, straty produkcyjne, niezawodność, jakość produktu spowoduje to znaczący wzrost liczby poziomów zagrożeń, które by obejmowały dostateczną liczbę kombinacji branych pod uwagę czynników.

Dodatkową wątpliwość nasuwa terminologia zastosowana w normie [5]. Podaje się w niej jako jedno z kryteriów zagrożeń „utrata pierwotnych funkcji systemu”, nie wyjaśniając tego pojęcia. Można się jedynie domyślać, że chodzi tutaj o utratę zdolności do spełnienia przez cały obiekt założonych funkcji ze względu na zaistniały stan

techniczny [4]. Norma zawiera również termin „krytyczność uszkodzeń”. Wydaje się, że lepszym określeniem będzie „stopień zagrożenia” wywołany stanem niezdatności, na podstawie którego można identyfikować stany krytyczne, a więc takie które powodują poważne skutki dla ludzi, produktu, obiektów technicznych lub ekonomiczne. Wobec tego, w dalszej części pracy posłużono się już terminami: „zagrożenie, stopień zagrożenia, wskaźnik zagrożenia”. Wątpliwości terminologiczne biorą się prawdopodobnie z tego, że polska norma [5] jest wiernym tłumaczeniem normy IEC 812:1985 [2].

Podobne podejście, jak w [5] do powiązania prawdopodobieństwa wystąpienia uszkodzenia i jego skutków (w tym przypadku za pomocą siatki łączącej prawdopodobieństwo i ryzyko) można znaleźć w metodzie RBI (Risk Based Inspection) [1]. Jednak i ta metoda nie proponuje miary, która by pozwalała na wielokryterialną ocenę zagrożeń.

Wobec powyższego zasadnym staje się opracowanie metody analizy zagrożeń stanów niezdatności, która by spełniała ogólne założenia normy, a jednocześnie zawierała nowe elementy związane przede wszystkim z miarami liczbowymi pozwalającymi na identyfikację stanów krytycznych.

2. ZAŁOŻENIA IDENTYFIKACJI STANÓW KRYTYCZNYCH

Za kryterium identyfikacji krytycznych stanów niezdatności przyjęto stopień pewności ich wystąpienia oraz skutki, uwzględniające:

- utratę zdolności maszyny do spełnienia założonych funkcji,
- zagrożenie dla jakości produktu,
- zagrożenie dla bezpieczeństwa ludzi,
- zagrożenia dla innych maszyn,
- straty ekonomiczne.

Dla poszczególnych rodzajów skutków w stanach niezdatności przydzielono skalę rang (0,1,2,3,4), gdzie 0 oznacza brak wpływu niezdatności na skutek, 1 – nikły wpływ (mało prawdopodobny), 2- przeciętna pewność, 3 - wysoka pewność, że dany stan niezdatności wywoła określony skutek, 4 – pełna pewność o wystąpieniu skutku. Przypisanie wartości rang skutkom niezdatności dokonano na podstawie opinii ekspertów (pracowników działu utrzymania maszyn Cukrowni Głinojeck).

Do wyznaczenia pewności wystąpienia stanów niezdatności posłużyły eksploatacyjne dane historyczne, wyniki przeprowadzonych badań w latach 2002-2003 z wykorzystaniem formy bierno - czynnej eksperymentu diagnostycznego oraz opinie ekspertów z działu utrzymania maszyn Cukrowni Głinojeck. Za miarę pewności wystąpienia stanu niezdatności przyjęto stopień pewności (CF) wyznaczone ze wzoru:

$$CF_i = \frac{P_{Hi} + P_{Bi} + CF_{Ei}}{3}, \text{ gdzie:}$$

CF_i – stopień pewności wystąpienia i -tego stanu niezdatności należącego do zbioru S

wyznaczonego jako: $S = S_H \cup S_B \cup S_E$,

S_H – zbiór stanów niezdatności odnotowany w materiałach archiwalnych,

S_B – zbiór stanów niezdatności zidentyfikowanych podczas badań,

S_E – zbiór stanów niezdatności wymieniony przez ekspertów.

P_{Hi} – prawdopodobieństwo wystąpienia i -tego stanu wyznaczone na podstawie eksploatacyjnych danych historycznych:

$$P_{Hi} = \frac{S_{Hi}}{H},$$

S_{Hi} – liczba odnotowanych i -tego rodzaju stanów niezdatności w archiwalnych opracowaniach, H – liczba wszystkich odnotowanych stanów niezdatności w archiwum.

P_{Bi} – prawdopodobieństwo wystąpienia i -tego stanu wyznaczone na podstawie badań w

latach 2002 - 2003: $P_{Bi} = \frac{S_{Bi}}{B}$, s_{bi} – liczba

zidentyfikowanych i -tego rodzaju stanów niezdatności w badaniach, B – liczba wszystkich zidentyfikowanych stanów niezdatności podczas przeprowadzonych badań.

CF_{Ei} – stopień pewności wystąpienia i -tego stanu określony przez ekspertów, $CF_{Ei} \in \langle 0 - 1 \rangle$.

3. CHARAKTERYSTYKA OBIEKTU BADAŃ

Obiektami badań były wirówki cukrownicze (12 szt.) ACWW1000, eksploatowane w Cukrowni Głinojeck.

Wirówka ACWW1000 wykorzystywana jest do wirowania cukrzycy, w wyniku czego otrzymuje się cukier II rzutu. Maszyna jest użytkowana kampanijnie średnio przez 2 – 3 miesiące w roku. Pracuje w trybie ciągłym, uruchamiana jest na początku kampanii cukrowniczej a zatrzymywana po jej ukończeniu. Jeśli nie wystąpi awaria, maszyna nie jest zatrzymywana w czasie kampanii. Wirówki zaliczane są do grupy maszyn krytycznych ze względu na brak rezerw niezawodnościowych. W przypadku awarii możliwe jest przejście zadań przez maszyny zdadne, lecz wiąże się to ze spadkiem wydajności produkcji.

Charakterystyka techniczna:

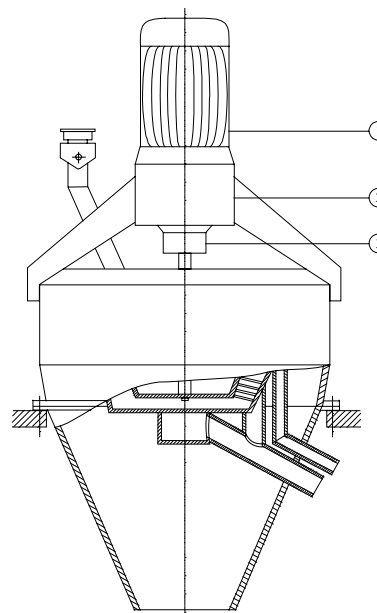
- moc silnika napędowego: 55kW,
- obroty znamionowe silnika napędowego: 1470 obr/min.

Zasilanie maszyny przez falownik pozwala uzyskać wyższe prędkości obrotowe wału silnika, jednak ze względu na częstotliwości drgań własnych

wirówki ustalono roboczą prędkość obrotową na 1800 obr/min.

Przekazywanie momentu obrotowego z silnika na wał bębna roboczego jest realizowane bezpośrednio za pomocą sprzęgła nierozłącznego podatnego.

Schemat wirówki z zaznaczonymi punktami pomiarowymi, wykorzystanymi do identyfikacji stanów niezdatności na podstawie analizy drgań przedstawiono na rys 3.1.



Rys. 3.1. Schemat wirówki ACWW1000
Punkty pomiaru drgań: 1 – silnik napędowy, 2 – osłona sprzęgła, 3 – obudowa łożyskowania

4. METODYKA BADAŃ

Do wyznaczenia prawdopodobieństwa wystąpienia stanu niezdatności P_{Hi} (patrz rozdział 2) posłużyły dane zgromadzone w dokumentach dotyczących identyfikacji stanów wirówek, które były sporządzone w latach: 1998-2001.

Natomiast badania eksperymentalne prowadzono w czasie kampanii cukrowniczych 2002 i 2003 roku, wykorzystując formę bierno-czynną eksperymentu diagnostycznego [6]. Celem tych badań była identyfikacja stanów niezdatności wirówek, głównie na podstawie analizy amplitudowo – częstotliwościowej drgań.

W badaniach wykorzystano komputerowy analizator drgań KSD-400 (rys.4.1), który jest uniwersalnym układem pomiarowo-przetwarzającym i wnioskującym o stanach niezdatności maszyny na podstawie analizy sygnałów diagnostycznych: drgań, ciśnienia, temperatury i prędkości obrotowej itd.

Zmierzone parametry sygnału są przetwarzane przez multipleksowaną szesnastowieściową kartę przetwornika analogowo – cyfrowego i przekazywane do mikroprocesora notebooka, gdzie na podstawie odpowiedniego oprogramowania są przetwarzane.

Rys. 4.1. Komputerowy analizator diagnostyczny KSD-400

- 1 – walizka, 2 – notebook, 3 – czujniki indukcyjne drgań - 2szt., 4 – czujnik "foto",
5 – czujnik piezoelektryczny, 6 – przewody do czujników indukcyjnych,
7 – czujniki wiropądowe z przewodami

Identyfikacja stanów niezdatności na podstawie badań eksploatacyjnych pozwoliła na wyznaczenie ich liczebności występowania, które zostały wykorzystane do obliczenia P_{Bi} .

W celu wyznaczenia stopni pewności CF_{Ei} przeprowadzono wywiady ekspertowe z pracownikami działu utrzymania maszyn w Cukrowni Głinojeck. Wykorzystano wywiad kwestionariuszowy jawny [3], w którym zawarto ustaloną listę stanów niezdatności. Eksperti przypisywali częstość występowania stanów na podstawie własnych doświadczeń. Do opisu tej częstości posłużono się skalą punktową od 1 do 10, gdzie 1 oznaczała niską pewność pojawienia się stanu, a 10 wysoką pewność. Dla znormalizowania wyników wyznaczono wskaźniki pewności CF_{Ei} ze wzoru:

$$CF_{Hi} = \frac{L_i}{L_c},$$

gdzie L_i – suma liczby punktów przypisanych i -temu stanowi przez wszystkich ekspertów,
 L_c – suma wszystkich punktów.

W ankiecie uwzględniono następujące stany:

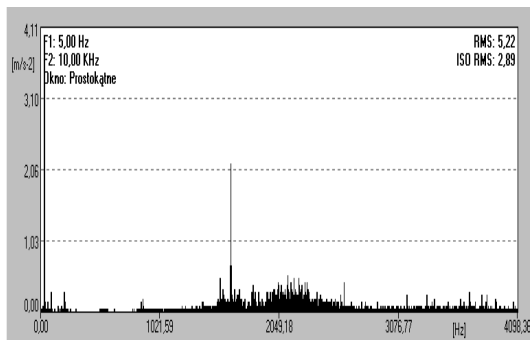
1. uszkodzenie instalacji elektrycznej sterowania silnikiem;
2. zwarcie uzwojeń wirnika lub stojanu silnika;
3. zużycie łożysk w silniku;
4. zużycie łożysk tocznych wału wirówki;

5. deformacja lub poluzowanie posadowienia wirówki;
6. deformacja wału wirówki;
7. pęknięcie wału wirówki;
8. niewyważenie techniczne układu wirnikowego;
9. oklejenie sit cukrzycą (niewyważenie technologiczne)
10. uszkodzenie dekohezyjne sit bębna wirówki;
11. luzy na sprzęgle;
12. zerwanie wkładki elastycznej sprzęgła;
13. niewyważenie wentylatora silnika.

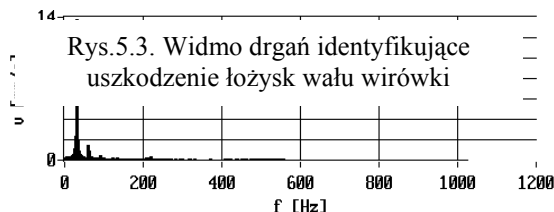
5. WYNIKI BADAŃ I ICH ANALIZA

Na rys.5.1-5.4 pokazano przykładowe widma drgań uzyskane z badań własnych, na podstawie których dokonano identyfikacji stanów niezdatności na etapie prowadzonych eksperymentów diagnostycznych. Natomiast w tabeli 5.1 podano zestawienie obliczonych prawdopodobieństw wystąpienia stanów niezdatności (na podstawie danych historycznych i wyników badań eksploatacyjnych) oraz wartości stopni pewności CF_{Ei} , a także wynikowe stopnie pewności CF_i . W tabeli numery stanów odpowiadają numerom określonym w rozdziale 3.

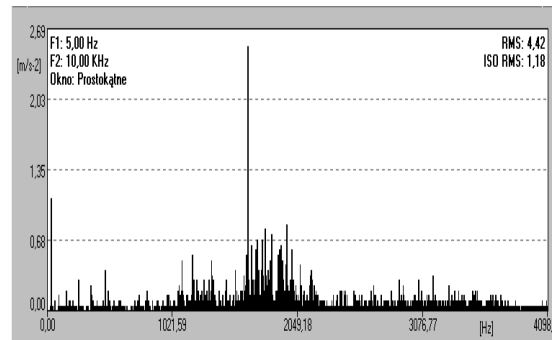
Wartości występujące w kolumnie oznaczonej CF_i są zarazem wartościami elementów wektora \overline{CF} pewności występowania stanów niezdatności, a więc jedną z miar zagrożeń wywołanych tymi stanami.



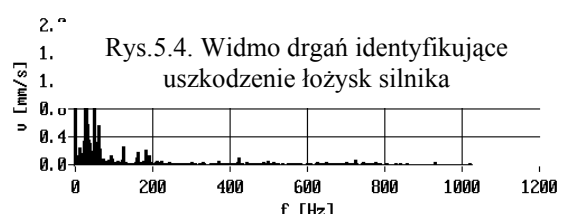
Rys.5.3. Widmo drgań identyfikujące uszkodzenie łożysk wału wirówki



Rys.5.1. Widmo drgań identyfikujące niewyważenie bębna wirówki



Rys.5.4. Widmo drgań identyfikujące uszkodzenie łożysk silnika



Rys.5.2. Widmo drgań identyfikujące uszkodzenie sprzęgła

Tab.5.1. Zestawienie prawdopodobieństw i stopni pewności wystąpienia stanów niezdatności dla wirówek ACWW1000 [badania własne]

		Prawdopodobieństwo wystąpienia niezdatności na podstawie		Stopień pewności wystąpienia niezdatności	
		danych archiwalnych P_{Hi}	badania eksperymentalnych P_{Bi}	wg wiedzy ekspertów CF_{Ei}	wynikowy CF_i
Nr stanu niezdatności S_{ii}	1.	0,0351	0,0000	0,0606	0,0319
	2.	0,1140	0,0000	0,0909	0,0683
	3.	0,1754	0,1034	0,0606	0,1131
	4.	0,2544	0,2069	0,1212	0,1942
	5.	0,0351	0,0000	0,0303	0,0218
	6.	0,0088	0,0000	0,0303	0,0130
	7.	0,0000	0,0000	0,0303	0,0101
	8.	0,2018	0,2069	0,1818	0,1968
	9.	0,0789	0,1724	0,1515	0,1343
	10.	0,0263	0,0000	0,1212	0,0492
	11.	0,0526	0,1379	0,0606	0,0837
	12.	0,0175	0,0000	0,0303	0,0159
	13.	0,0000	0,1724	0,0303	0,0676

Analizując przedstawione wyniki w tab.5.1 można wnioskować, że pod względem częstości występowania krytycznymi stanami będą: zużycia łożysk wału i silnika oraz niewyważenie układu wirnikowego zarówno techniczne jak i technologiczne. Gdyby za miarę zagrożeń wywołanych stanami niezdatności przyjąć tylko prawdopodobieństwo lub pewność ich występowania to zabrakło by uwzględnienia ewentualnych skutków wywołanych tymi stanami. Dla tego, zgodnie ze wcześniejszymi założeniami, dokonano przyporządkowania zagrożeń według przyjętej skali rang (patrz rozdział 2) analizowanym stanom niezdatności. Takie przyporządkowanie budzi jednak pewną wątpliwość: czy np.: straty ekonomiczne i zagrożenia bezpieczeństwa ludzi

można oceniać jednakowo? Aby chociaż w części wyeliminować te wątpliwości wyznaczono rangi R_w z uwzględnieniem priorytetu k skutku, przyjmując w sposób arbitralny wartości k dla poszczególnych zagrożeń. Sposób obliczenia R_w przedstawia poniższy wzór:

$$R_w = R \cdot k, \text{ gdzie:}$$

R – przyjęta ranga w skali 0-4,

k – priorytet – dla rozpatrywanego obiektu badań, wartości k zostały podane w tab.5.2.

W tab. 5.3 przedstawiono przyjęte wartości rang R oraz obliczone wartości rang R_w z uwzględnieniem priorytetów.

Tab.5.2. Priorytety rang zagrożeń

Rodzaj zagrożenia	utrata zdatości maszyny do spełnienia założonych funkcji	zagrożenie dla jakości produktu	zagrożenie dla bezpieczeństwa ludzi	zagrożenia dla innych maszyn	straty ekonomiczne
Priorytet k	0,6	0,9	1	0,7	0,8

Tab.5.3. Rangi zagrożeń [badania własne]

	utrata zdatości maszyny do spełnienia założonych funkcji		zagrożenie dla jakości produktu		zagrożenie dla bezpieczeństwa ludzi		zagrożenia dla innych maszyn		straty ekonomiczne	
	R	R_w	R	R_w	R	R_w	R	R_w	R	R_w
uszkodzenie instalacji elektrycznej sterowania	4	2,4	2	1,8	1	1	0	0	3	2,4

silnikiem										
zwarcie uzwojeń wirnika lub stojanu silnika	3	1,8	2	1,8	1	1	0	0	3	2,4
zużycie łożysk w silniku	2	1,2	1	0,9	0	0	0	0	2	1,6
zużycie łożysk tocznych wału wirówki	2	1,2	3	2,7	2	2	0	0	3	2,4
deformacja lub poluzowanie posadowienia wirówki	2	1,2	2	1,8	3	3	2	1,4	1	0,8
deformacja wału wirówki	1	0,6	1	0,9	3	3	1	0,7	4	3,2
pęknięcie wału	1	0,6	3	2,7	3	3	1	0,7	4	3,2
niewyważenie techniczne układu wirnikowego	1	0,6	0	0	2	2	1	0,7	1	0,8
oklejenie sit cukrzyca (niewyważenie technologiczne)	1	0,6	3	2,7	2	2	1	0,7	2	1,6
uszkodzenie dekohezyjne sit	4	2,4	4	3,6	3	3	1	0,7	4	3,2
luzy na sprzęgle;	0	0	0	0	1	1	0	0	2	1,6
zerwanie wkładki elastycznej sprzęgła	4	2,4	2	1,8	1	1	0	0	3	2,4
niewyważenie wentylatora silnika	2	1,2	0	0	1	1	0	0	1	0,8

Kolumny w tab.5.3 oznaczone przez R_w tworzą macierz rang R_w o wymiarach $i \times j$, gdzie i - numer stanu niezdatności, a j - numer kryterium zagrożenia. Dalszym krokiem w proponowanej metodzie identyfikacji krytycznych stanów niezdatności jest połączenie pewności wystąpienia stanów i wyznaczonych rang. Do tego celu posłużono się iloczynem macierzy R_w i wektora \overline{CF} , co daje wynik w postaci macierzy wskaźników zagrożeń \overline{WK} :

$\overline{WK} = R_w \times \overline{CF}$, $v_{i,j}$ – elementy macierzy \overline{WK} .

W tabeli 5.4 przedstawiono wyznaczoną macierz \overline{WK} . Wartości elementów tej macierzy pozwalają już na dokonanie analizy zagrożeń wywołanych rozpatrywanymi stanami, ale analiza ta jest utrudniona ze względu na dużą ich ilość, dla tego

wyznaczono wektor wskaźników skumulowanych \overline{W} zgodnie ze wzorem:

$$w_i \in \overline{W}, \quad w_i = \sum_{j=1}^J v_{i,j}$$

Wartości elementów wektora \overline{W} przedstawiono w tab.5.5.

Tab.5.4. Macierz \overline{WK} wskaźników zagrożeń $v_{i,j}$

	utrata funkcji pierwotnych maszyny	zagrożenie dla bezpieczeństwa i jakości produktu	zagrożenie dla bezpieczeństwa ludzi	zagrożenia dla innych maszyn	straty ekonomiczne
uszkodzenie instalacji elektrycznej sterowania silnikiem	0,0766	0,0574	0,0319	0,0000	0,0766
zwarcie uzwojeń wirnika lub stojanu silnika	0,1229	0,1229	0,0683	0,0000	0,1639
zużycie łożysk w silniku	0,1358	0,1018	0,0000	0,0000	0,1810
zużycie łożysk tocznych wału wirówki	0,2330	0,5243	0,3883	0,0000	0,4660
deformacja lub poluzowanie posadowienia wirówki	0,0262	0,0392	0,0654	0,0305	0,0174
deformacja wału wirówki	0,0078	0,0117	0,0391	0,0091	0,0417
pęknięcie wału	0,0061	0,0273	0,0303	0,0071	0,0323
niewyważenie techniczne układu wirnikowego	0,1181	0,0000	0,3937	0,1378	0,1575

oklejenie sit cukrzycą (niewyważenie technologiczne)	0,0806	0,3625	0,2685	0,0940	0,2148
uszkodzenie dekohezyjne sit	0,1180	0,1770	0,1475	0,0344	0,1573
luzy na sprzęgle;	0,0000	0,0000	0,0837	0,0000	0,1339
zerwanie wkładki elastycznej sprzęgła	0,0382	0,0287	0,0159	0,0000	0,0382
niewyważenie wentylatora silnika	0,0811	0,0000	0,0676	0,0000	0,0541

Tab.5.5. Wartości skumulowanych wskaźników zagrożeń w_i

Nr stanu niezdatności i	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	13.
w_i	0,2425	0,4781	0,4186	1,6116	0,1788	0,1095	0,1030	0,8070	1,0205	0,6343	0,2176	0,1211	0,2027

Analiza wyznaczonych wartości wskaźników zagrożeń w_i , jak i wybór na ich podstawie stanów krytycznych stają się stosunkowo proste. Można wyróżnić grupę niezdatności, dla których wartości w_i są największe, a więc i zagrożenia nimi wywołane należy traktować jako znaczące - krytyczne. Dla rozpatrywanego przykładu tymi stanami niezdatności są: zużycia łożysk tocznych wału bębna oraz oklejenie sit cukrzycą (niewyważenie technologiczne). Dodatkowo należy uznać zwarcia elektryczne i zużycia łożysk silnika, niewyważenie techniczne układu wirnikowego oraz pęknięcia sit za stany niezdatności wywołujące średni stopień zagrożenia. Pewnym utrudnieniem przy klasyfikacji na grupy zagrożeń jest przyjęcie granic przedziałów wartości wskaźników w_i , dla poszczególnych grup. W przypadku wskaźników skumulowanych granice przedziałów należy dobrać na podstawie analizy logicznej rozkładu wartości tych wskaźników i przyjąć je w sposób arbitralny. Należy tutaj zauważyć, że wyznaczone wartości wskaźników skumulowanych nie mogą być porównywane dla obiektów technicznych, dla których przyjęto różną liczbę kryteriów zagrożeń, skalę rang lub różne wartości priorytetu zagrożeń.

6. PODSUMOWANIE

Zaproponowana metoda identyfikacji krytycznych stanów niezdatności jest zgodna z Polską Normą „Procedura analizy rodzajów i skutków uszkodzeń”, jednak pozwala na dokładniejszą analizę wpływu stanów niezdatności na zagrożenia, poprzez wprowadzenie liczbowych wskaźników ocenowych. Dla tej metody można przyjąć następującą procedurę postępowania:

1. Wybór stanów niezdatności do analizy.
2. Wyznaczenie prawdopodobieństwa lub pewności (prawdopodobieństwa subiektywnego) występowania stanów.
3. Wybór kryteriów zagrożeń.
4. Wyznaczenie skali rang zagrożeń.
5. Przyjęcie arbitralne wskaźnika priorytetu zagrożeń.

6. Wyznaczenie macierzy wskaźników zagrożeń.
7. Wyznaczenie wektora skumulowanych wskaźników zagrożeń.
8. Przyjęcie arbitralne granic przedziałów dla wyznaczonych wartości wskaźników skumulowanych, charakteryzujących stopień zagrożeń np.: nieistotny, mało ważny, ważny, krytyczny.

Identyfikacja krytycznych stanów niezdatności niesie ze sobą podstawowy cel – wdrożenie działań ograniczających występowanie tych stanów. Działaniami tymi na etapie eksploatacji mogą być:

- zmiany konstrukcyjne np.: zmiana sposobu chłodzenia silników wirówek z indywidualnych wentylatorów na system globalny – taką modernizację wprowadzono w Cukrowni Głinojeck dla wirówek typu AWO 1000,
- zastosowanie części zamiennych o podwyższonej trwałości,
- opracowanie nowych strategii przeglądów technicznych,
- wdrożenie systemów sterująco - zabezpieczających, a przede wszystkim
- opracowanie metod diagnostyczno – prognostycznych z wyznaczeniem relacji diagnostycznych dla stanów krytycznych.

LITERATURA

1. Drożyner P., Veith E.: “Risk Based Inspection Methodology Overview”. Diagnostyka 27, Olsztyn 2002.
2. IEC 812:1985. „Procedure for Failure Mode and Effects Analysis (FMEA)”
3. Krzykała F.: „Metodologia badań i technik badawczych w socjologii”. Wydawnictwo AE. Poznań 1986.
4. Niziński S., Michalski R. „Diagnostyka obiektów technicznych”. Wydawnictwo

- Instytutu Technologii Eksploatacji. Radom 2002.
5. PN-IEC 812.: „Procedura analizy rodzajów i skutków uszkodzeń”. PKN 1994.
 6. Żółtowski B.: „Podstawy diagnostyki maszyn”. Wydawnictwo Uczelniane ATR. Bydgoszcz 1996.
-

KONCEPCJA ŁĄCZNEJ ANALIZY SYGNAŁÓW*

Marek FIDALI

Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Śląska w Gliwicach
ul. Konarskiego 18a, 44-100 Gliwice, fax: 237 13 60, mfidali@polsl.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono ogólną koncepcję łącznej analizy sygnałów oraz przykład metody stosującą tę koncepcję do klasyfikacji stanu maszyny wirnikowej. Koncepcja oparta jest na uogólnionym oknie danych, umożliwiającym analizę sygnałów obserwowanych jednocześnie w wielu kanałach pomiarowych w dziedzinie czasu „mikro” oraz czasu „makro”. Dla potrzeb łącznej analizy sygnałów wprowadzono pojęcie dodatkowego sygnału pomocniczego, którego wartości określane są na podstawie wartości wybranego sygnału wielokanałowego. Przeprowadzono czynny eksperyment diagnostyczny mający na celu weryfikację proponowanej koncepcji. Wynikiem eksperymentu był zbiór danych uczących, pozwalający na zbudowanie klasyfikatora diagnostycznego oraz przeprowadzenie klasyfikacji stanu maszyny.

Słowa kluczowe: diagnostyka, maszyna wirnikowa, łączne cechy sygnałów, klasyfikacja stanu

CONCEPTION OF JOINT SIGNAL ANALYSIS

Summary

In the paper an idea of joint signal analysis and example of its application to classification of rotating machinery state were presented. The conception is based on the generalized data window which enables us to describe simultaneously several diagnostic signals, which are observed with the use of a few channels both in the “micro” and “macro” time domains. For the need of this analysis an idea of additional virtual signals was introduced. Values of these signals are estimated on the basis of values of a selected multichannel signal. In order to verify the proposed conception active diagnostic experiment was carried out. The experiment result was a set of learning data which enables us to construct a diagnostic classifier. Exemplary results of classification of technical machine state based on the proposed conception were also presented.

Keywords: diagnostics, rotating machinery, joint signal features, machine state classification

1. WSTĘP

Cechą wspólną większości systemów diagnostycznych jest ich wielokanałowość, co oznacza, że umożliwiają one obserwację, rejestrację, przetwarzanie i analizę sygnałów jednocześnie w wielu kanałach pomiarowych [2]. Liczba analizowanych i ocenianych sygnałów w wielokanałowym układzie diagnozującym może być bardzo duża, co może być źródłem różnych problemów związanych np. z niejednoznaczną oceną stanu technicznego. W celu poprawy i usprawnienia procesu diagnozowania zaproponowano koncepcję uogólnionego okna danych, opartą na stosowanych w diagnostyce technicznej maszyn pojęciach czasu „mikro” i czasu „makro” [1]. Pojęcia czasu „mikro” t i „makro” θ umożliwiają rozpatrywanie „szybko zmieniających się” wartości chwilowych sygnałów, zależnych od „wolno

zmieniających się” stanów technicznych obiektu. Pozwala to na przyjęcie następującego założenia:

$$\xi = t + \theta \quad (1)$$

gdzie: ξ – czas rzeczywisty

Wartości chwilowe sygnałów diagnostycznych rozpatrywane są na dostatecznie krótkich odcinkach czasu „mikro” pozwalających na przyjęcie stałej wartości czasu „makro”, tzn.:

$$x(\xi) = x(t + \theta) = x(t)|_{\theta} \quad (2)$$

Założenie o „wolno zachodzących zmianach” stanu pozwala na uznanie, że stan s nie zależy od czasu „mikro” t . Jest on jedynie funkcją czasu „makro” θ

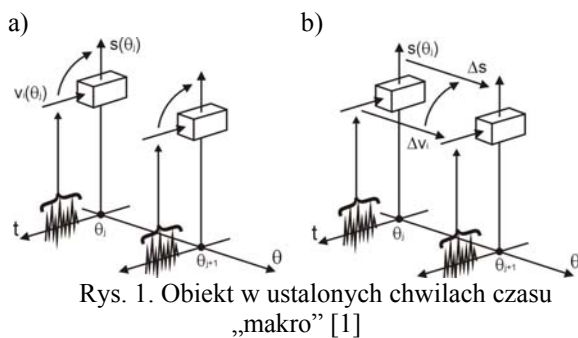
$$s(t + \theta) = s(\theta) \quad (3)$$

* Opiswane badania realizowano w ramach projektu KBN 7T07B00919 zakończonego w październiku 2002 r.

Rozkład (1) czasu rzeczywistego ζ na składniki t i θ jest oczywiście niejednoznaczny, pozwala jednak na przyjęcie odpowiedniej interpretacji znaczeń pojęć czasu „mikro” i czasu „makro”.

Wynikiem obserwacji obiektu w ustalonej chwili czasu „makro” θ są przebiegi zmian chwilowych wartości sygnałów zachodzących w czasie „mikro”, dla których wyznaczane mogą być wartości cech sygnałów (rys. 1a). Wyznaczone wartości cech sygnałów nie zależą już od czasu „mikro”, są jedynie funkcjami czasu „makro” $v_i(\theta_j)$. Na podstawie tak wyznaczonych wartości cech sygnałów mogą być wyznaczane wartości cech stanu $s(\theta_j)$ - jeśli znany jest odpowiedni model diagnostyczny obiektu. Wynikiem obserwacji obiektu w kolejnej chwili czasu „makro” θ_{j+1} będą wartości cech sygnałów w tej chwili $v_i(\theta_{j+1})$.

Obserwacja obiektu w kolejnych ustalonych chwilach czasu „makro” ..., θ_j , θ_{j+1} , ... umożliwia pozyskanie informacji o historii zmian wartości cech sygnałów, a zatem również historii zmian stanu technicznego (rys. 1b) - jeśli znany jest diagnostyczny model obiektu. Uwzględnienie czasu jako czynnika porządkującego umożliwia dynamiczne przedstawienie historii stanu i eksploatacji obiektu jako pewnego rodzaju trajektorii w przestrzeni stanów [1].



2. UOGÓLNIONE OKNO DANYCH

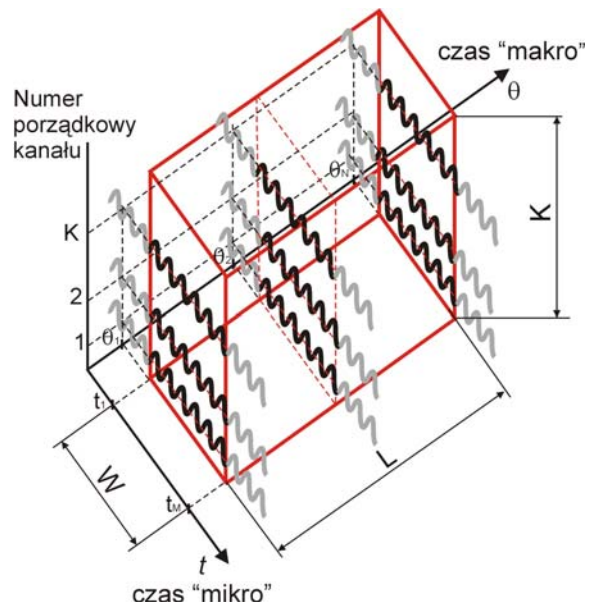
Jednym ze sposobów prowadzących do identyfikacji trajektorii w przestrzeni stanów może być jednoczesna analiza k sygnałów pozyskanych w wyniku obserwacji oddziaływań zewnętrznych obiektu przez wielokanałowy układ diagnostyczny. Dla określenia sformalizowanej metody wyznaczania cech (również łącznych) sygnałów diagnostycznych umożliwiających opisanie trajektorii w przestrzeni stanów wprowadzono uogólnione okno danych, pozwalające na odwzorowanie zmian wartości cech sygnałów diagnostycznych obserwowanych jednocześnie w k kanałach pomiarowych w czasie „mikro” i w ustalonych chwilach czasu „makro”.

Uogólnione okno danych (rys. 2.) charakteryzują następujące cechy:

- wysokość K - związana z liczbą kanałów, w których sygnały obserwowane są jednocześnie,
- szerokość W - związana z czasem trwania obserwacji sygnałów w czasie „mikro”,
- głębokość L - dotycząca czasu trwania lub liczby obserwacji obiektu w czasie „makro”.

2.1. Wysokość okna danych

Wysokość okna K jest uzależniona od przyjętej liczby kanałów k ; $k=1,2,\dots,K$, w których prowadzona jest obserwacja sygnałów diagnostycznych. Określenie liczby kanałów, ich selekcja i uporządkowanie często zależy od arbitralnej decyzji podejmowanej przez prowadzącego badania diagnostyczne i jest uwarunkowana wieloma czynnikami, np. stosowanym systemem diagnostycznym, dostępnością punktów pomiarowych, stosowaną aparaturą pomiarową itp.



Rys. 2. Kształt uogólnionego okna danych

2.2. Szerokość okna danych

Szerokość okna W odpowiada czasowi trwania równoczesnej obserwacji sygnałów diagnostycznych w K kanałach w czasie „mikro” t . Przyjęto, że rozpatrywane sygnały diagnostyczne obserwowane w skończonym czasie „mikro”, w określonej chwili czasu „makro”, są sygnałami stacjonarnymi w przedziale czasu obserwacji. To, czy założenie o stacjonarności sygnałów rozpatrywanych w uogólnionym oknie danych jest spełnione, można weryfikować na podstawie statystycznej analizy wartości cech sygnałów wyznaczonych w wyniku ich estymacji. Szerokość okna czasowego związana jest z rodzajem stosowanego estymatora, dla którego odchylenie wartości zależy od długości (czasu

trwania) obserwacji. Długość ocenianego sygnału, a tym samym szerokość okna, może być dobrana na podstawie zaleceń wynikających z literatury lub z doświadczeń zebranych podczas wcześniej przeprowadzonych badań.

2.2. Głębokość okna danych

Głębokość okna L jest określona liczbą obserwacji obiektu w dziedzinie czasu „makro” dla różnych chwil tego czasu. Dobór głębokości okna czasowego uzależniony jest od planu badań diagnostycznych obiektu. Głębokość okna można utożsamiać z liczbą badań diagnostycznych dokonanych w okresie eksploatacji obiektu. Okres ten może być związany z czasem życia obiektu, z okresem międzyremontowym lub okresem wyznaczonym rozruchem i zatrzymaniem maszyny itp. Rozstrzygnięcie dotyczące tego, jaka powinna być głębokość okna, czyli liczba obserwacji obiektu w dziedzinie czasu „makro”, zależy od dostępności pomiarowej obiektu, dostępności danych pomiarowych, planu badań diagnostycznych itp.

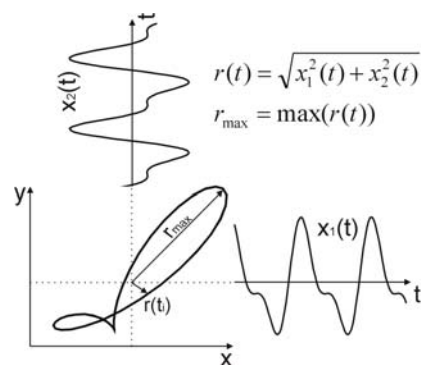
2. DODATKOWE SYGNAŁY POMOCNICZE

Aby rozszerzyć możliwość stosowania proponowanej koncepcji uogólnionego okna danych do łącznej analizy sygnałów diagnostycznych oraz ułatwić stosowanie odpowiednich łącznych ocen sygnałów, wprowadzono nowe sygnały, w dalszym ciągu nazywane dodatkowymi sygnałami pomocniczymi. Dodatkowe sygnały pomocnicze mogą być podobnie jak sygnały obserwowane, poddawane ocenie w celu wyznaczenia wartości ich cech.

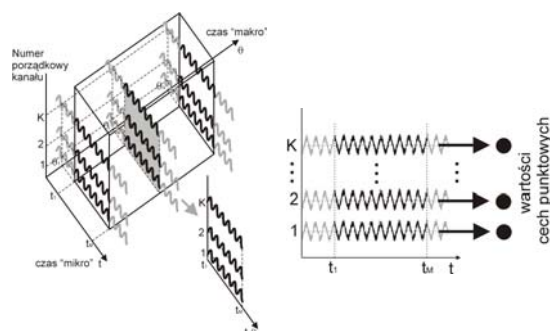
Określenie sposobu wyznaczania dodatkowych sygnałów pomocniczych jest najczęściej wynikiem badań heurystycznych, prowadzonych indywidualnie przez badacza i wymaga uwzględnienia własności i właściwości rozpatrywanych obiektów. Przykładem sygnału dodatkowego może być funkcja czasu „mikro” $r(t)$ opisująca chwilowe przemieszczenie wału (promień trajektorii r) (rys.3.) Jedną z cech takiego sygnału pomocniczego może być np. „maksymalne przemieszczenie wału” r_{\max} . Cecha ta jest przykładem cechy łącznej dwóch sygnałów.

Pokazany przykład wyznaczania dodatkowego sygnału pomocniczego jest poprawny, lecz ogranicza pole możliwych rozwiązań wyznaczania tego typu sygnałów.

W uogólnionym oknie danych w ustalonej chwili czasu „makro” (tzn. w przekroju uogólnionego okna danych) rozpatrywane są przebiegi zmian chwilowych wartości rozpatrywanych sygnałów zachodzących w przedziale czasu „mikro”. Dla tych sygnałów wyznaczone mogą być wartości ich cech punktowych (rys. 4), takie jak np. wartość skuteczna.

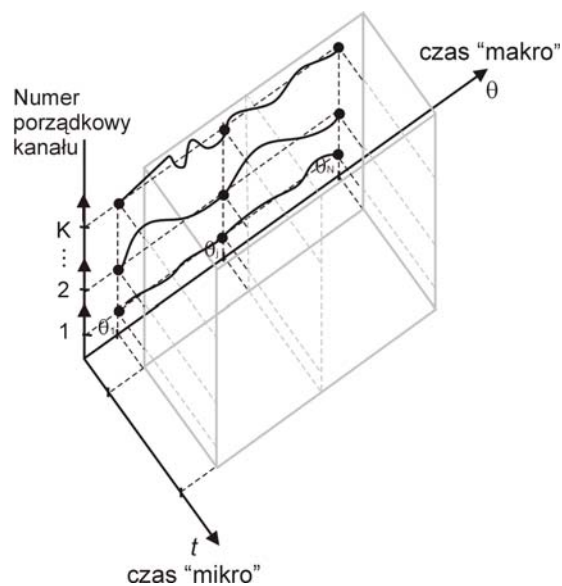


Rys. 3. Przykład wyznaczania dodatkowego sygnału pomocniczego



Rys. 4. Ocena sygnałów w wybranym przekroju uogólnionego okna danych

Wyznaczenie cech punktowych sygnałów w uogólnionym oknie danych w czasie „mikro” w pewnej chwili czasu „makro” skutkuje tym, że otrzymujemy wartości liczbowe (wartości sygnałów) określonych jedynie w czasie „makro” (rys. 5).

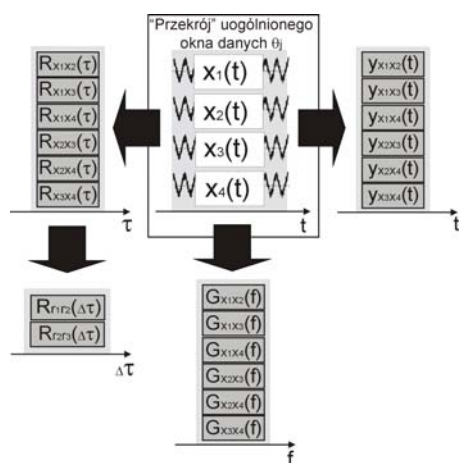


Rys. 5. Dodatkowe sygnały pomocnicze w uogólnionym oknie danych

Wynika z tego, że dodatkowe sygnały pomocnicze, pomimo że wyznaczone są na podstawie wartości sygnałów opisanych w chwilach czasu „mikro”,

wcale nie muszą być określane w tej samej dziedzinie czasu „mikro”. Dziedzina czasu „mikro” dla dodatkowych sygnałów pomocniczych może być określona np. przez wartości opóźnień czasowych $\tau = \Delta t = t_{i+1} - t_i$, przy których określane są wartości funkcji korelacji wzajemnej dwóch sygnałów. Zatem w myśl powyższych rozważań funkcja korelacji wzajemnej wyznaczona na podstawie dwóch dowolnych sygnałów obserwowanych może być traktowana jako dodatkowy sygnał pomocniczy, na podstawie którego możliwe jest wyznaczenie cech punktowych np. wartości maksymalnej. Sygnałami pomocniczymi mogą być również funkcje w dziedzinie częstotliwości. Sygnały pomocnicze mogą stanowić podstawę do wyznaczenia innych sygnałów pomocniczych. Przykład takiego postępowania można znaleźć m. in. w [3].

Z powyższych rozważań wynika, że wprowadzenie sygnałów pomocniczych pozwala (w szczególnych przypadkach) na zmianę dziedziny czasu „mikro”, zatem można przyjąć, że zbiór sygnałów pomocniczych będzie obejmował podzbiory sygnałów opisanych w różnych dziedzinach czasu „mikro”. Każdorazowe wyznaczenie zbioru sygnałów pomocniczych w innej dziedzinie czasu „mikro” związane jest z utworzeniem nowego uogólnionego okna danych. Ze względu na trudności interpretacyjne nie jest możliwe wyznaczenie sygnałów pomocniczych na podstawie sygnałów pomocniczych opisanych w różnych dziedzinach czasu „mikro”. Przykłady różnych sposobów prowadzących do pozyskania sygnałów pomocniczych przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Przykład wyznaczenia dodatkowych sygnałów pomocniczych

Dodatkowe sygnały pomocnicze mogą być również wyznaczone na podstawie przetwarzania liczby sygnałów obserwowanych większej niż dwa. Możliwość definiowania dodatkowego sygnału pomocniczego na podstawie liczby obserwowanych sygnałów, większej od dwóch, jest przedmiotem prowadzonych badań.

Istotą postępowania przy wyznaczaniu zbioru dodatkowych sygnałów pomocniczych jest pozyskanie jak największej liczby informacji o wzajemnych zależnościach między sygnałami obserwowanymi przy jednoczesnym ograniczeniu powtarzających się informacji.

2.1. Cechy dodatkowych sygnałów pomocniczych

Aby dokonać estymacji cech dodatkowych sygnałów pomocniczych, należy określić zbiór rozpatrywanych cech. Elementami rozpatrywanego zbioru cech mogą być zarówno cechy punktowe, jak i cechy funkcyjne. Ze względu na stosowanie numerycznych metod przetwarzania sygnałów wartości cech funkcyjnych zapisywane są jako zbiory wartości odpowiednio określonych cech punktowych (np. wartość widma zapisywana jest jako zbiór wartości prążków widma dyskretnego), zatem rozpatrywanym zbiorem cech może być zbiór cech punktowych. Z uwagi na znaczną liczebność rozpatrywanego zbioru cech mogąca wpływać niekorzystnie na sprawność klasyfikacji stanu maszyn, dąży się do jego ograniczenia i optymalizacji. Z uwagi na różnorodność cech, nie ma jednoznacznie opisanej metodyki określania optymalnego zbioru rozpatrywanych cech. W większości przypadków przy wyznaczaniu ograniczonego i optymalnego zbioru cech wystarcza zastosowanie algorytmów heurystycznych. Stąd istnieje potrzeba stosowania indywidualnego podejścia przy wyznaczaniu cech punktowych, wynikającego np. ze specyfiki prowadzonych badań. Przy wyborze rozpatrywanych cech sygnałów w tym dodatkowych sygnałów pomocniczych należy uwzględnić m. in. następujące czynniki [1]:

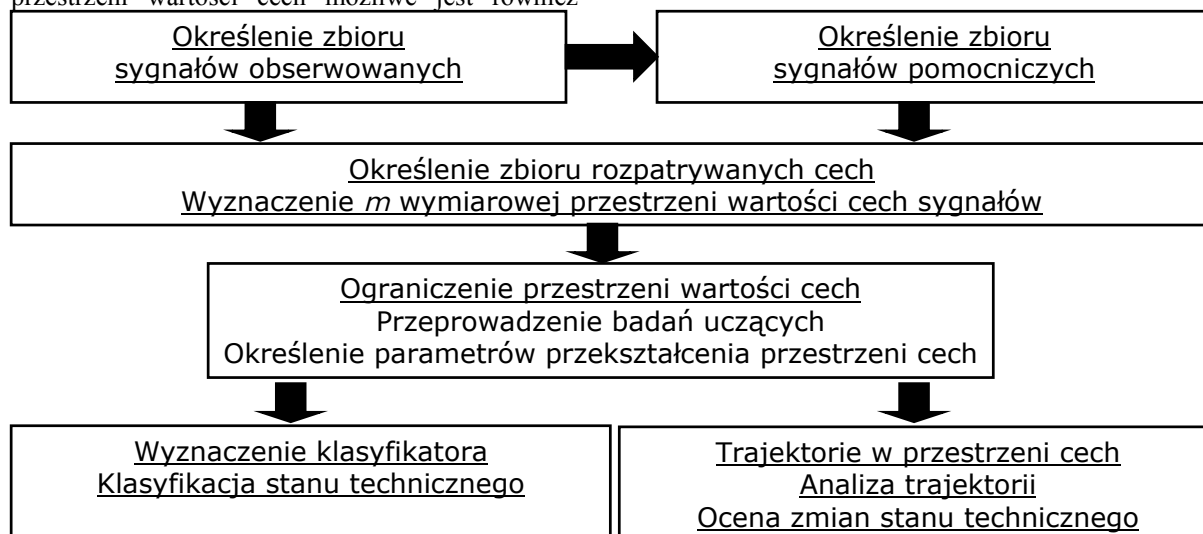
- wrażliwość diagnostyczną,
- informację stanowiącą podstawę wyboru,
- rodzaj wybieranych cech,
- zależności między cechami.

4. KONCEPCJA ANALIZY SYGNAŁÓW NA PODSTAWIE UOGÓLNIENEGO OKNA DANYCH

Na podstawie przyjętych założeń zaproponowano koncepcję analizy sygnałów diagnostycznych (rys. 7). Koncepcja ta wymaga przeprowadzenia takich działań jak: określenie zbioru sygnałów obserwowanych oraz zbioru sygnałów pomocniczych, określenie zbioru rozpatrywanych cech i wyznaczenie m wymiarowej przestrzeni wartości cech. Następnie konieczne jest ograniczenie wymiarów wyznaczonej przestrzeni cech poprzez wykorzystanie do tego celu przekształcenia do przestrzeni wartości cech głównych. Na podstawie przekształcenia do ograniczonej przestrzeni wartości cech głównych możliwe jest wyznaczenie klasyfikatora diagnostycznego, a następnie przeprowadzenie

klasyfikacji stanu technicznego maszyny dla dowolnej chwili czasu „makro”. W oparciu o wcześniej wyznaczone parametry przekształcenia przestrzeni wartości cech możliwe jest również

określenie trajektorii w ograniczonej przestrzeni wartości cech głównych i identyfikacja zmian stanu technicznego.



Rys. 7. Schemat koncepcji analizy sygnałów wielokanałowych

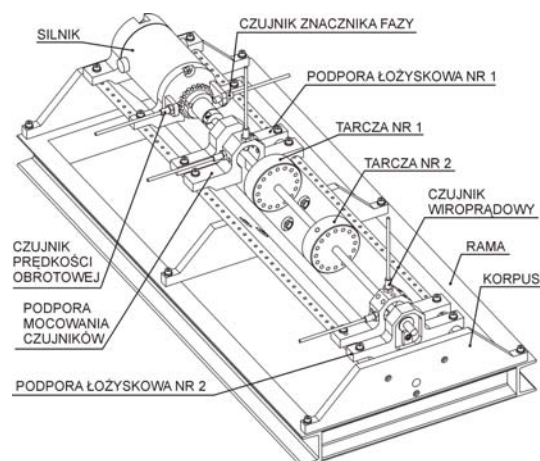
5. PRZYKŁAD ZASTOSOWANIA KONCEPCJI UOGÓLNIENEGO OKNA DANYCH

5.1. Czynny eksperyment diagnostyczny

W celu weryfikacji zaproponowanej koncepcji analizy sygnałów oraz słuszności stosowania uogólnionego okna danych oraz dodatkowych sygnałów pomocniczych do klasyfikacji stanu technicznego maszyn przeprowadzono badania uczące, prowadzące do wyznaczenia klasyfikatora uczonego. Badania polegały m.in. na przeprowadzeniu czynnego eksperymentu diagnostycznego, który miał na celu pozyskanie zbioru danych uczących składających się z przykładów trenujących i przykładów testujących. Eksperyment przeprowadzono w Laboratorium Diagnostyki Technicznej Katedry Podstaw Konstrukcji Maszyn na stanowisku wyposażonym m.in. w model maszyny wirnikowej RotorKit (rys. 8) oraz wielokanałowy układ przetwarzania i analizy sygnałów.

Podczas realizacji czynnego eksperymentu diagnostycznego na badanej maszynie symulowano m.in. następujące niesprawności:

- S_1 - sprawny -- 24 przykłady,
- S_2 - lekkie przycieranie -- 24 przykłady,
- S_3 - niewyważenie statyczne -- 24 przykłady,
- S_4 - niewyważenie momentowe -- 24 przykłady.



Rys. 8. Obiekt poddawany badaniom

5.2. Rozpatrywane zbiory sygnałów

Podczas badań obserwowano i rejestrowano sygnały jednocześnie w pięciu kanałach pomiarowych. Zbiór sygnałów obserwowanych zdefiniowano następująco:

$$\mathbf{X}(t) = \{x_1(t), x_2(t), x_3(t), x_4(t), x_5(t)\} \quad (4)$$

gdzie: sygnały $x_1(t)$ i $x_2(t)$ opisywały trajektorię środka czopa w pierwszej podporze łożyskowej, sygnały $x_3(t)$ i $x_4(t)$ opisywały trajektorię środka czopa w drugiej podporze łożyskowej, natomiast sygnał $x_5(t)$ pochodził z czujnika znacznika wyróżnionego położenia kąowego wału.

Na podstawie sygnałów należących do zbioru sygnałów obserwowanych \mathbf{X} wyznaczono

dotatkowe sygnały pomocnicze tworzące m.in. następujące zbiory:

- Zbiór **R** funkcji korelacji wzajemnych sygnałów obserwowanych:

$$\mathbf{R}(\tau) = \{R_{1,2}(\tau), R_{1,3}(\tau), R_{1,4}(\tau), R_{1,5}(\tau), R_{2,3}(\tau), R_{2,4}(\tau), \dots, R_{2,5}(\tau), R_{3,4}(\tau), R_{3,5}(\tau), R_{4,5}(\tau)\} \quad (5)$$

- Zbiór **U** funkcji zmian wartości promieni trajektorii środka czopa w łożyskach badanej maszyny:

$$\mathbf{U}(t) = \{u_{1,2}(t), u_{3,4}(t)\} \quad (6)$$

- Zbiór **RU ϕ** funkcji korelacji wzajemnych sygnałów ze zbioru **U** i sygnału $x_5(t)$:

$$\mathbf{RU}\phi(\tau) = \{ru\phi_{1,2-3,4}(\tau), ru\phi_{1,2-5}(\tau), ru\phi_{3,4-5}(\tau)\} \quad (7)$$

- Zbiór **RU** funkcji korelacji wzajemnych sygnałów ze zbioru **U**:

$$\mathbf{RU}(\tau) = \{ru\phi_{1,2-3,4}(\tau)\} \quad (8)$$

5.3. Wyznaczane cechy rozpatrywanych sygnałów

W celu uproszczenia obliczeń oraz pozyskania wyników, które można łatwo interpretować, przyjęto założenia, iż zbiorem cech, które posłużą do oceny rozpatrywanych sygnałów, będzie zbiór powszechnie znanych i stosowanych w diagnostyce wymiarowych i bezwymiarowych cech punktowych zestawionych poniżej.

- v_1 -wartość średnia
- v_2 -wartość średnia bezwzględna
- v_3 -wartość średniokwadratowa
- v_4 -wartość skuteczna
- v_5 -wariancja
- v_6 -odchylenie standardowe
- v_7 -wartość szczytowa bezwzględna
- v_8 -wartość szczytowa dodatnia
- v_9 -wartość szczytowa ujemna
- v_{10} -wartość międzyszczytowa
- v_{11} -współczynnik kształtu
- v_{12} -współczynnik szczytu

- v_{13} -współczynnik impulsowości
- v_{14} -współczynnik luzu
- v_{15} -asymetria
- v_{16} -kurtoza

Ponadto do oceny dodatkowych sygnałów pomocniczych, należących do zbiorów **R**, **RU ϕ** , **RU** zaproponowano ograniczony zbiór cech punktowych, zawierający następujące cechy:

- v_8 - Wartość szczytowa dodatnia
- v_{8a} - Opóźnienie τ_{8a} , przy którym występuje wartość v_8
- v_{17} - Wartość, przy której funkcja korelacji wzajemnej uzyskuje 50% wartości
- v_{17a} - Opóźnienie τ_{17a} , przy którym występuje wartość v_{17}

Do oceny sygnałów należących do zbioru **U** również zaproponowano ograniczony zbiór ocen punktowych obejmujący następujące cechy:

- v_8 - Wartość szczytowa dodatnia
- v_9 - Wartość szczytowa ujemna
- v_{16} - Kurtoza

Rozpatrywane zbiory sygnałów obserwowanych i sygnałów pomocniczych poddano ocenie i wyznaczono wielowymiarowe przestrzenie wartości cech V^m . Analiza sygnałów obejmowała kilkanaście przypadków różniących się liczebnością i zawartością zbiorów sygnałów poddawanych analizie, a zatem i również zawartością i liczbą rozpatrywanych okien danych. Charakterystykę wybranych przestrzeni wartości cech zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Charakterystyka wyznaczonych przestrzeni wartości cech

Oznaczenie przestrzeni	Liczba wymiarów przestrzeni wartości cech m	Oceniane sygnały
dwa sygnały obserwowane		
V_{x_2, x_4}	32	$x_2(t), x_4(t)$
cztery sygnały obserwowane		
V_{x_1, x_2, x_3, x_4}	64	$x_1(t), x_2(t), x_3(t), x_4(t)$
sygnały pomocnicze		
$V_{\mathbf{R}}$	160	R
$V_{\mathbf{RU}\phi}$	48	RUϕ
$V_{\mathbf{U}}$	32	U
$V_{\mathbf{U} \cup \mathbf{RU}\phi}$	80	U \cup RUϕ
sygnały obserwowane i sygnały pomocnicze		
$V_{\mathbf{X} \cup \mathbf{RU}\phi}$	128	X \cup RUϕ
$V_{\mathbf{X} \cup \mathbf{U}}$	112	X \cup U
ograniczone przestrzenie wartości cech sygnałów pomocniczych		
$VO_{\mathbf{R}}$	40	R
$VO_{\mathbf{RU}\phi}$	12	RUϕ
$VO_{\mathbf{U}}$	6	U
$VO_{\mathbf{RU}}$	4	RU
$VO_{\mathbf{U} \cup \mathbf{RU}}$	10	U \cup RU

5.4. Ograniczenie wyznaczonych przestrzeni wartości cech

Uwzględniając zalecenia literaturowe [1, 4, 5] dotyczące budowy klasyfikatorów, stwierdzające, że nadmierna liczba danych wejściowych pociąga za sobą wzrost szumów i zmniejszenie ogólnej sprawności klasyfikatora, ograniczono liczbę wymiarów przestrzeni wartości cech. Prosta sformalizowana metoda ograniczania liczby uwzględnianych cech polega na przekształceniu m wymiarowej przestrzeni wartości cech punktowych w n wymiarową przestrzeń cech głównych G^n i następnie określeniu ograniczonej przestrzeni wartości cech głównych [1].

W celu przekształcenia przestrzeni wartości cech do przestrzeni wartości cech głównych, a tym samym ograniczenia liczby ich wymiarów, zastosowano analizę dyskryminacyjną opartą na wieloklasowym kryterium Fishera [5]. Wymagało to rozwiązania zagadnienia własnego poprzez poszukiwanie maksimum funkcji kryterialnej. Kryterium, które przyjęto, wymagało znalezienia takiej hiperpłaszczyzny, na którą po zrzutowaniu, wartości cech miałyby minimalne rozproszenia w grupie opisującej pewien stan techniczny przy jednoczesnym maksymalnym rozproszeniu grup wartości cech opisujących różne stany techniczne. Na podstawie określonych wektorów własnych ograniczono przestrzeń wartości cech, poprzez zastosowanie przekształcenia liniowego opisanego następującym wyrażeniem:

$$g_n = \sum_{m=1}^{m=M} a_{n,m} v_m \quad (9)$$

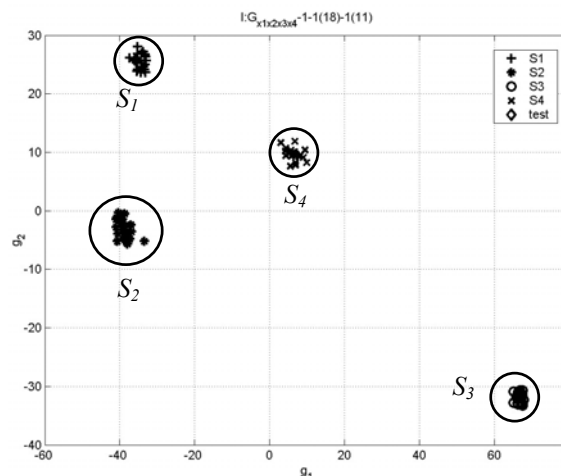
gdzie:

$a_{n,m}$ – m-ty element n-tego wektora własnego

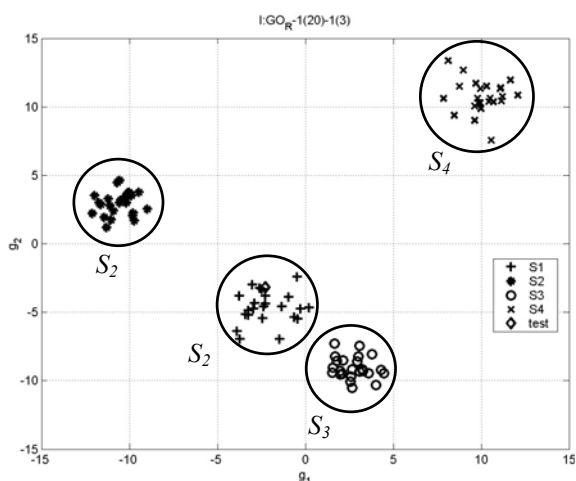
v_m – wartość m-tej cechy

g_n – wartość nowej n-tej cechy

W wyniku przeprowadzonych badań otrzymano szereg różnych ograniczonych przestrzeni wartości cech głównych, jedno-, dwu- oraz trójwymiarowych. Na rysunku 9 przedstawiono przykład dwuwymiarowej przestrzeni wartości cech głównych wyznaczonej w wyniku przekształcenia przestrzeni wartości cech $V_{x1, x2, x3, x4}$, natomiast na rysunku 10 przedstawiono przykład przestrzeni wartości cech głównych wyznaczonej w wyniku analizy zbioru R dodatkowych sygnałów pomocniczych korelacji wzajemnych sygnałów obserwowanych z zastosowaniem ograniczonego zbioru cech. W obu przypadkach wyraźnie dostrzegalne są skupiska cech opisujące poszczególne stany techniczne.



Rys. 9. Przykład przestrzeni wartości cech głównych wyznaczonej w wyniku przekształcenia przestrzeni wartości cech $V_{x1, x2, x3, x4}$



Rys. 10. Przykład przestrzeni wartości cech głównych wyznaczonej w wyniku przekształcenia przestrzeni wartości cech V_{OR}

5.5 Klasyfikacja stanu maszyny

Na podstawie zbioru sklasyfikowanych przykładów uczących i wyznaczonych przestrzeni wartości cech głównych zbudowano klasyfikator, na podstawie którego przeprowadzono klasyfikację stanu technicznego. Dla potrzeb klasyfikacji zastosowano powszechnie znane metody odległościowe [1, 4] oparte na metryce Euklidesa oraz algorytm odległościowy k -najbliższych sąsiadów, gdzie k wynosiło 1,2,3. W celu określenia zdolności klasyfikatora do generalizacji zdobytej wiedzy zastosowano metodę *leave one out*. Wyznaczano błąd klasyfikatora,

$$err = \frac{N_e}{N} \quad (10)$$

gdzie:

N - zbiór rozpatrywanych przykładów,

N_e - zbiór przykładów klasyfikowanych błędnie,

a na jego podstawie sprawność klasyfikacji,

$$eff = (1 - err) \cdot 100\% \quad (11)$$

którą oceniano na podstawie o przyjętej sześciostopniowej skali ocen:

95% - 100%	- celująco
90% - 95%	- bardzo dobrze
80% - 90%	- dobrze
70% - 80%	- dostatecznie
60% - 70%	- miernie
0% - 60%	- niedostatecznie

Wyniki klasyfikacji dla rozpatrywanych przestrzeni wartości cech głównych zestawiono w tabeli 2. Dokonano porównania wyników klasyfikacji.

Tabela 2. Porównanie wyników klasyfikacji

Wyznaczona przestrzeń wartości cech głównych	Sprawność klasyfikacji [%] Stany techniczne			
	S_1	S_2	S_3	S_4
$G^2_{x_2, x_4}$	100,0	95,8	95,8	100,0
$G^2_{x_1, x_3, x_2, x_4}$	100,0	100,0	95,8	100,0
G^2_R	91,8	79,1	95,8	95,8
$G^2_{RU\phi}$	95,8	79,2	100,0	100,0
G^2_U	75,0	83,4	100,0	95,8
$G^2_{U-RU\phi}$	87,5	70,4	100,0	100,0
$G^2_{X-RU\phi}$	83,4	66,7	91,8	91,8
G^2_{X-U}	50,0	58,4	58,4	37,5
GO^2_R	79,1	79,1	95,8	100,0
$GO^2_{RU\phi}$	87,5	83,4	83,4	100,0
GO^2_U	91,7	95,4	87,5	95,4
GO^2_{RU}	87,5	95,8	91,8	87,5
GO^2_{U-RU}	95,8	75,0	95,8	100,0
Pojedyncze sygnały – średnia sprawność	91,6	93,3	95,0	91,6

Otrzymano bardzo dobre wyniki klasyfikacji, w większości przypadków sprawność klasyfikatora dla wszystkich rozpatrywanych stanów oscyluje między oceną dobrą i celującą i jest porównywalna ze średnią sprawnością klasyfikacji obliczonej niezależnie dla sygnałów jednokanałowych. Najlepsze wyniki klasyfikacji otrzymano dla przestrzeni wartości cech głównych $G^2_{x_1, x_3, x_2, x_4}$. Sprawność klasyfikacji dla wszystkich stanów oceniono celująco. Najgorsze wyniki otrzymano dla przestrzeni wartości cech głównych G^2_{X-U} . Dostrzeżono, że dobre wyniki klasyfikacji uzyskano dla przypadków, gdy analizie poddawano niezależnie sygnały obserwowane oraz dodatkowe

sygnały pomocnicze. W przypadku dodatkowych sygnałów pomocniczych najlepsze wyniki uzyskano dla przestrzeni wartości cech głównych GO^2_U . Gorsze wyniki klasyfikacji uzyskiwano, gdy analizowano jednocześnie zarówno sygnały obserwowane jak i dodatkowe sygnały pomocnicze.

6. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Dzięki stosowaniu zaproponowanej koncepcji analizy sygnałów opartej na uogólnionym oknie danych oraz dodatkowych sygnałach pomocniczych możliwe jest skuteczne ocenianie stanu technicznego rozpatrywanej maszyny wirnikowej, co potwierdzają przedstawione wyniki klasyfikacji uzyskane na podstawie jednoczesnej analizy sygnałów obserwowanych i/lub dodatkowych sygnałów pomocniczych. Podczas określania dodatkowych sygnałów pomocniczych należy uwzględniać własności i właściwości badanego obiektu.

Według autora, zaproponowana koncepcja łącznej analizy sygnałów i będące w jej obrębie zagadnienia mogą być pomocne w diagnozowaniu stanu technicznego maszyn wirnikowych.

LITERATURA

- [1] Cholewa W.: *Metoda diagnozowania maszyn z zastosowaniem zbiorów rozmytych*. Mechanika – Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, z.764. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 1983.
- [2] Cholewa W., Kiciński J., Redakcja pracy zbiorowej: *DT200-1. System diagnostyczny dla turbozespołów energetycznych o mocy 200MW*. KPKM Pol. Śląska i IMP PAN, Gdańsk, listopad 1998. Projekt Badawczy Zamawiany PBZ 038-06.
- [3] Fidali M.: *Metody łącznej analizy sygnałów w wielokanałowych układach diagnozujących maszyny wirnikowych*. Praca doktorska, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Śląska, Gliwice, 2002.
- [4] Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W., (red.): *Diagnostyka procesów: Modele. Metody sztucznej inteligencji. Zastosowania*. WNT, Warszawa, 2002.
- [5] Sobczak W., Malina W.: *Metody selekcji i redukcji informacji*. WNT, Warszawa, 1985.



Dr inż. Marek Fidali pracuje w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn na stanowisku asystenta. Jego zainteresowania obejmują zagadnienia analizy sygnałów, diagnostyki technicznej maszyn, analizy modalnej.

MOC TŁUMIENIA JAKO PARAMETR DIAGNOSTYCZNY AMORTYZATORÓW SAMOCHODOWYCH

Janusz Gardulski, Jan Warczek

Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych
ul. Krasińskiego 8, 40-019, Katowice (0-32)6034360, 6034164
gardulski@polsl.katowice.pl, warczek@polsl.katowice.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono propozycję nowej metody określania stanu technicznego hydraulicznego amortyzatora teleskopowego opartej na analizie rzeczywistych charakterystyk, które uzyskano w czasie badań na stanowisku indykatorowym. Przebadano grupę ok. 30 amortyzatorów samochodu Fiat Seicento o znanych przebiegach eksploatacyjnych. Badaniom poddano również egzemplarze nowe z celowo wprowadzonymi usterkami. Zaproponowana w pracy metoda badawcza wykorzystuje moc tłumienia amortyzatora jako parametr ilościowy opisujący jego stan techniczny. Badania przeprowadzono dla jednego pełnego cyklu pracy przy wymuszeniu układem mimośrodowym. Uzyskane wyniki potwierdzają tezę o możliwości wykorzystania mocy tłumienia do celów diagnostycznych.

Słowa kluczowe: amortyzatory, diagnostyka, moc tłumienia

POWER OF DAMPING AS DIAGNOSTIC PARAMETER OF CARS SHOCK-ABSORBERS

Summary

It the proposal of new method of determination of technical state of hydraulic telescopic shock-absorber in article was introduced was leaning on analysis of real characteristics which was got in time of investigations on laboratory stand. It the group was has given the an examination was about 30 the shock-absorbers of car the Fiat Seicento about well-known courses exploational. Introduced faults were subjected investigations new copies from on purpose also. The proposed in running investigative method uses the power of damping as quantitative parameter the shock-absorber describer his technical state. The out-of-centre arrangement was conducted for one duty full cycle investigations near input function. The got results confirm about possibility the thesis the utilization of power of damping of to diagnostic aims.

Keywords: shock-absorbers, diagnostics, power of damping

1. WPROWADZENIE

Głównym elementem odpowiedzialnym za minimalizację drgań przenoszonych na ludzi i ładunki w pojazdach samochodowych są obecnie hydrauliczne amortyzatory teleskopowe. Są to tłumiące elementy zawieszzeń o nieliniowym charakterze przetwarzania energii drgań mechanicznych na ciepło. Umiejscowienie eksploatacyjne amortyzatora powoduje jego pracę w zakresie przemieszczeń względnych nadwozia i koła (masy nieresorowanej). Wartość siły $F(t)$ tłumienia jest funkcyjnie związana z prędkością ruchu tłoka amortyzatora zależnością (1).

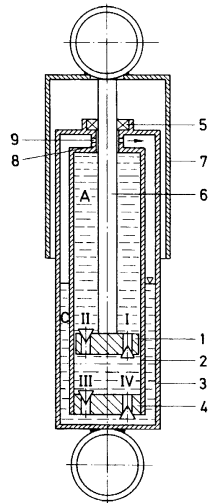
$$F(t) = k_1 \left(\frac{dx}{dt} \right) + k_2 \left(\frac{dx}{dt} \right)^i \quad [N] \quad (1)$$

gdzie:

$k_{1,2}$ – współczynniki określające liniową i nieliniową część tłumienia

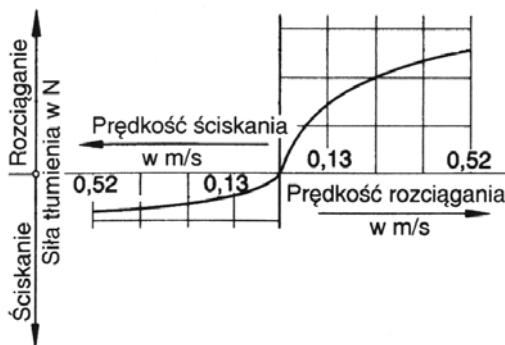
dx/dt – prędkość względna ruchu tłoka amortyzatora względem cylindra [m/s]

i – wykładnik potęgi charakteryzujący nieliniowość siły tłumienia.



Rys. 1. Schemat amortyzatora dwururowego [3]. 1-tłok, 2-cylinder, 3-rura zewnętrzna, 4-zawór dolny, 5-uszczelnienie tłoka, 6-tłoczyśko, 7-osłona, 8-prowadnica tłoczyśka, 9-otwór przelewowy, A-komora robocza, C-komora kompensacyjna.

Zasada pracy amortyzatora opiera się na przetłaczaniu cieczy w obiegu zamkniętym przez kalibrowane otwory (rys. 1.). W momencie przekroczenia założonej wartości siły tłumienia następuje otwarcie zaworów korekcyjnych w efekcie uzyskuje się charakterystykę przedstawioną na rysunku nr 2 [3].



Rys. 2. Przykładowa teoretyczna charakterystyka amortyzatora hydraulicznego

W czasie ruchu ściskania siła oporu amortyzatora jest mniejsza niż przy rozciąganiu [4]. Wynika to z założenia, że wartość prędkości względnej (koła względem nadwozia) podczas przejazdu przez garb poręczny jest o wiele większa od prędkości względnej podczas przejazdu przez wgłębienie. Stąd, aby w czasie ściskania nie doszło do przenoszenia zbyt dużych wartości sił na nadwozie pojazdu siła oporu amortyzatora jest znacznie mniejsza niż przy rozciąganiu. W czasie eksploatacji w wyniku oddziaływania wielu czynników eksploatacyjnych charakterystyka amortyzatora ulega zmianom. Wywołuje to zmianę własności

dynamicznych zawieszenia a w konsekwencji obniżenie zarówno bezpieczeństwa jak i komfortu jazdy.

2. METODYKA BADAŃ

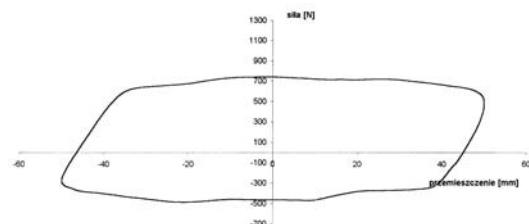
Metody określania skuteczności tłumienia amortyzatorów dzielą się na dwie grupy:

- badań amortyzatorów zabudowanych w pojeździe
- stanowiskowe

Pierwsze z wymienionych mają tę zaletę, że jest on zabudowany w pojeździe. Badania te odbywają się w praktyce w stacjach kontroli pojazdów na stanowiskach produkowanych przez wiele firm [5,6]. Podstawową wadą tych metod jest nieuwzględnianie wpływu stanu technicznego wszystkich pozostałych elementów zawieszenia na uzyskane rezultaty. Ponadto nie uwzględnia się obciążenia pojazdu w trakcie badań obarczając wyniki dużymi błędami. Z tego względu należy je traktować z dużą dozą ostrożności.

Metody stanowiskowe wykorzystywane do badań amortyzatorów hydraulicznych pozwalają wykryć przyczynę jego niesprawności [2]. Badania tego typu wiążą się z koniecznością wymontowania amortyzatora, co znacznie zwiększa czasochłonność i koszty całej operacji. Jednak korzyści płynące z możliwości dokładnego określenia przyczyn niesprawności amortyzatora w wielu przypadkach są decydującym argumentem przemawiającym za tego typu badaniami. Dokonywane są one np. przy sprawdzaniu zasadności reklamacji dotyczącej niesprawności amortyzatora

Jedną z metod badań amortyzatorów wybudowanych z pojazdu jest pomiar zależności siły tłumienia od przemieszczenia tłoka na stanowisku indykatorowym. Stanowisko takie jest na wyposażeniu Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej.



Rys. 3. Wykres pracy sprawnego przedniego amortyzatora samochodu Fiat Seicento uzyskany przy skoku tłoka 100 mm i częstotliwości wymuszenia 1,5 Hz

Wyposażone jest w układ umożliwiający rejestrację siły tłumienia w funkcji skoku tłoka przy ugięciu i odbiciu w postaci wykresów zamkniętych. Pomiary siły tłumienia można przeprowadzić przy stałym skoku tłoka i zmiennej liczbie suwów pracy

lub przy zmiennym skoku i stałej prędkości obrotowej układu wymuszającego.

Badania prowadzono w laboratorium metrologii, w którym panuje stała temperatura. Wszystkie amortyzatory ulegają w tych warunkach stabilizacji temperaturowej. Rejestrację charakterystyk na stanowisku inductorowym przeprowadzano dwufazowo:

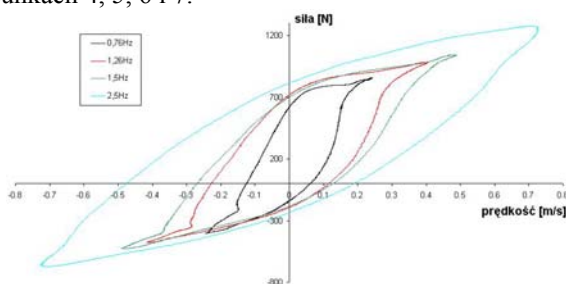
- faza pierwsza – nagrzewanie amortyzatora do temperatury pracy,
- faza druga – rejestracja charakterystyki amortyzatora.

W takim przypadku można przyjąć, że wyniki badań są niezależne od temperatury.

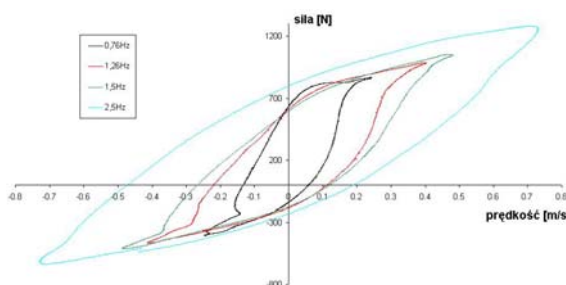
W pracy pojęto próbę znalezienia uogólnionej miary diagnostycznej pozwalającej na szybkie i skuteczne określenie stanu technicznego amortyzatora badanego na stanowisku inductorowym. Przykładowy wynik badań przedniego amortyzatora samochodu Fiat Seicento przedstawiono na rys. 3. Różniczkując przemieszczenie tłoka uzyskuje się jego prędkość a w efekcie otrzymuje się wykresy prędkościowe opisujące zależność siły tłumienia od prędkości ruchu tłoka amortyzatora. Zmiana stanu technicznego amortyzatora wpływa na jego charakterystykę. W ramach przeprowadzonych badań wyznaczono charakterystyki amortyzatorów z celowo wprowadzonymi usterkami.

- ubytek płynu związany z rozszczelnieniem amortyzatora,
- starzenie się płynu amortyzatorowego,
- uszkodzenia zaworów ruchu ściskania i rozciągania,
- uszkodzenia uszczelnienia tłoka amortyzatora.

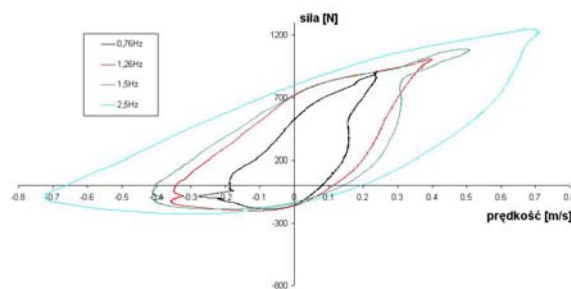
Przykładowe charakterystyki amortyzatorów z ewoluującym ubytkiem płynu przedstawiono na rysunkach 4, 5, 6 i 7.



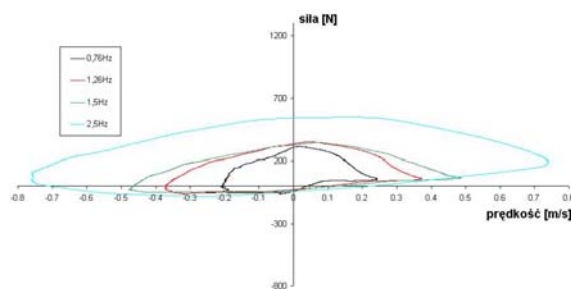
Rys. 4. Charakterystyka amortyzatora sprawnego



Rys. 5. Charakterystyka amortyzatora z 25 % ubytkiem płynu



Rys. 6. Charakterystyka amortyzatora z 50 % ubytkiem płynu



Rys. 7. Charakterystyka amortyzatora z 75 % ubytkiem płynu

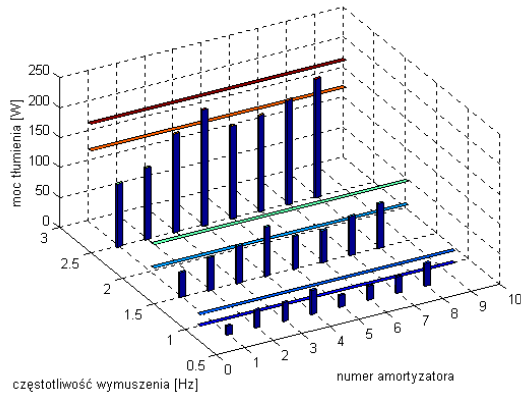
Do oceny stanu technicznego amortyzatorów zaproponowano wartość mocy tłumienia wyznaczoną w czasie jednego cyklu pracy. Powyższa wartość to pole powierzchni wykresu pętlicowego. Ze względu na asymetrię charakterystyki tłumienia w procesach diagnostycznych należy osobno analizować moc tłumienia przy ściskaniu i rozciąganiu [7].

3. WYNIKI BADAŃ

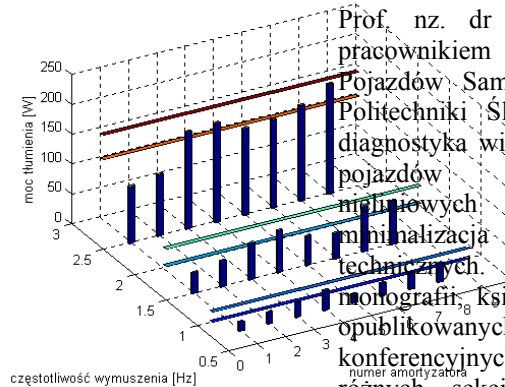
W ramach pracy przebadano ok. 30 szt. amortyzatorów przednich montowanych w samochodach Fiat Seicento 900 jednego producenta.

Przykładowe wyniki przedstawiono na rys. 8 i 9. Wykresy słupkowe przedstawiają wartości mocy tłumienia uzyskane przy różnych częstotliwościach wymuszenia. Na wykresy naniesiono przyjęte granice zakresu wartości mocy tłumienia amortyzatorów sprawnych. Numery kolejne oznaczają:

1. 75% ubytek płynu (rys. 7),
2. 50% ubytek płynu (rys. 6),
3. 25% ubytek płynu (rys. 5),
4. zerowy ubytek płynu (rys. 4),
5. zmiana lepkości płynu,
6. uszkodzony zaworek dolny,
7. amortyzator - nowy 1,
8. amortyzator - nowy 2,



Rys. 5. Wartości mocy tłumienia podczas ruchu rozciągania



Rys. 6. Wartości mocy tłumienia podczas ruchu ściskania

4. WNIOSKI

Uzyskane wyniki pozwalają na wyciągnięcie następujących wniosków:

- zaproponowany parametr diagnostyczny – moc tłumienia – może być zastosowany w diagnostyce amortyzatorów samochodowych. Ten parametr fizyczny można uzyskać z badań indykatorowych. Moc tłumienia powinna zawierać się w pewnych określonych granicach. Ustalenie ich jest możliwe po przebadaniu dużej grupy amortyzatorów jednego typu pochodzących od tego samego producenta. Wymieniony przedział powinien wynikać z opracowań statystycznych w/w badań,
- niewielki ubytek płynu (25%) oraz uszkodzenie zaworka rozciągania są wykrywalne na podstawie analizy wartości mocy tłumienia w czasie pracy z dużymi prędkościami ruchu tłoka,
- pozostałe uszkodzenia powodują spadki wartości widoczne dla wszystkich częstotliwości wymuszenia.

LITERATURA

- [1] Osiński Z.: *Tłumienie drgań mechanicznych*. PWN, Warszawa 1979.

- [2] Sikorski J.: *Amortyzatory pojazdów samochodowych – budowa – badania – naprawa*. WKiŁ, Warszawa 1984
- [3] Reimpell J., Beltzler J.: *Podwozia samochodów – podstawy konstrukcji*. WKiŁ, Warszawa 2001
- [4] Rotenberg R. W.: *Zawieszenie samochodu*. WKiŁ, Warszawa 1974
- [5] Trzeciak K.: *Diagnostyka samochodów osobowych*. WKiŁ, Warszawa 1996
- [6] Sitek K.: *Diagnostyka samochodów w zakresie bezpieczeństwa jazdy*. Oficyna wyd. ANMAR, Gdańsk, 1995
- [7] Gardulski J., Warczek J.: *Identyfikacja stanu technicznego hydraulicznego amortyzatora teleskopowego na podstawie analizy jego charakterystyki*. XXX Jubileuszowe Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2003, str. 39

Prof. n. dr hab. inż. Janusz Gardulski jest pracownikiem naukowym Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zainteresowania badawcze: diagnostyka wibroakustyczna, dynamika zawiesznień samochodowych, modelowanie mechanicznych obiektów mechanicznych, minimalizacja hałasu i drgań w obiektach mechanicznych. Jest autorem i współautorem 3 monografi, 8 książek i skryptów, ok. 70 artykułów opublikowanych w czasopismach i materiałach konferencyjnych. Członek PTPE, PTDT, oraz różnych sekcji Komitetu Budowy Maszyn i Komitetu Transportu PAN.



wibroakustycznych, dynamika zawiesznień samochodowych.

Mgr inż. Jan Warczek jest doktorantem w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zainteresowania badawcze: diagnostyka eksperymentalna i symulacyjna elementów zawiesznień pojazdów samochodowych z wykorzystaniem m.in. metod

MODELOWANIE PRZEKŁADNI ZĘBATYCH NA POTRZEBY DIAGNOSTYKI KONSTRUKCYJNEJ

Henryk MADEJ

Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych, Wydział Transportu, Politechnika Śląska
ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice, e-mail: madej@polsl.katowice.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań związanych z modelowaniem przekładni zębatej w układzie napędowym. Model dynamiczny przekładni umożliwił wyznaczenie sił dynamicznych w węzłach łożyskowych. Przeprowadzono symulacje numeryczne oraz badania eksperymentalne. Obiektem badań była jednostopniowa przekładnia zębata o zębach skośnych pracująca na stanowisku mocy krążącej. Model dynamiczny weryfikowano poprzez porównanie wyników symulacji z pomiarami drgań poprzecznych wałów przekładni.

Słowa kluczowe: diagnostyka konstrukcyjna, przekładnie zębate, modelowanie.

MODEL BASED DIAGNOSTICS OF GEARBOX FOR CONSTRUCTION NEEDS

Summary

This paper presents an analytical model proposed for predicting the vibration of gearbox. The prediction of the dynamic behavior of the gearbox needs an accurate identification of generalized forces acting on the housing. For this purpose, both numerical simulation and experimental investigation was conducted. The system under consideration was a power circulating gear testing machine. The model was validated by comparison simulation and experimental results.

Key words: diagnostics, modelling, gearbox, vibration.

1. Wstęp

Podczas konstruowania przekładni zębatych dąży się do tego by wartość stosunku mocy przenoszonej przez koła zębate do ich masy była jak największa. Jednocześnie istnieje tendencja do minimalizacji nominalnego obciążenia zębów przez zwiększanie prędkości obrotowych kół. Wzrost prędkości obrotowych jest z kolei przyczyną zwiększonej aktywności wibroakustycznej ze względu na występowanie stanów rezonansowych. Dlatego konieczna jest szczegółowa analiza zjawisk dynamicznych umożliwiająca dobór cech konstrukcyjnych w celu optymalnej realizacji podstawowych zadań przekładni zębatych. Miarami zdolności przekładni do realizowania zadań są wskaźniki jakości, do których zalicza się trwałość, niezawodność, dokładność oraz niski poziom drgań i hałasu. Zbyt duża aktywność wibroakustyczna wpływa również ujemnie na trwałość, dokładność i niezawodność. Hałas przekładni zębatych dużej mocy jest w warunkach przemysłowych bardzo wysoki, wynika to przede wszystkim z dużej mocy przenoszonej przez nie oraz z faktu, że stosunek mocy akustycznej do mechanicznej rośnie wraz ze wzrostem mocy mechanicznej. Dlatego już na etapie konstruowania i badania prototypu istnieje konieczność lokalizacji źródeł drgań i hałasu.

Wyniki badań umożliwiają wprowadzenie zmian konstrukcyjnych mających na celu redukcję aktywności wibroakustycznej [1,4]. Badania związane z lokalizacją źródeł, ustaleniem charakteru generacji i wzajemnej intensywności wchodzą w zakres wibroakustycznej diagnostyki konstrukcyjnej. Powstające w zazębieniu przekładni drgania są przenoszone przez sprężyste wały na łożyska i korpus, który jest głównym źródłem hałasu. Na ogólny poziom drgań i hałasu mają wpływ wymuszenia zewnętrzne i wewnętrzne. Istotnym czynnikiem kształtującym aktywność wibroakustyczną przekładni zębatych jest błąd przełożenia czyli odchylenie chwilowego rzeczywistego położenia koła napędzanego od pozycji jaką koło to powinno zajmować w teoretycznie doskonałej przekładni. W celu uwzględnienia czynników z obu grup konieczne jest wykorzystanie odpowiedniego modelu symulującego działanie przekładni w układzie napędowym.

Głównym problemem który występuje w badaniu właściwości dynamicznych układów mechanicznych jest adekwatność modelu matematycznego do układu rzeczywistego. W przekładni zębatej rzeczywiste charakterystyki sztywności i tłumienia są nieliniowe. Wynika to między innymi ze zmiennej sztywności łożysk,

zazębienia, połączeń stykowych oraz luzów. Rozpraszanie energii w układzie napędowym ma również charakter nieliniowy[2].

W pracy wykorzystano zidentyfikowany model dynamiczny przekładni pracującej w układzie napędowym [5]. Model uwzględnia drgania giętno-skrętne w układzie napędowym składającym się z silnika, przekładni i maszyny roboczej oraz wszystkie najważniejsze parametry zazębienia mające wpływ na jej aktywność wibroakustyczną. Wykorzystanie modelu pozwala wyznaczyć obciążenia dynamiczne w zazębieniu zarówno dla ustalonego obciążenia i prędkości obrotowej jak i podczas pracy przy zmiennym obciążeniu w czasie rozruchu, hamowania lub chwilowego przeciążenia przekładni.

W ramach pracy wykonano badania eksperymentalne związane z dostrojeniem modelu dynamicznego do obiektu rzeczywistego. Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym umożliwia określenie sił w węzłach łożyskowych przekładni co pozwala na szacowanie wpływu głównych parametrów przekładni na jej aktywność wibroakustyczną.

2. Modelowanie przekładni zębatych

Postęp w budowie nowoczesnych maszyn możliwy jest między innymi dzięki identyfikacji procesów dynamicznych zachodzących w systemach mechanicznych[10]. W ocenie zjawisk dynamicznych przekładni zębatej stosuje się różnego rodzaju modele. Prowadzenie badań symulacyjnych wymaga budowy, weryfikacji i walidacji narzędzi badawczych występujących w postaci programów komputerowych. Diagnostowanie obiektów oparte na modelu umożliwia pozyskiwanie relacji diagnostycznych dla bazy wiedzy. W diagnostyce maszyn znane są dwie ogólne klasy badań: eksperymenty czynne i bierne. Obecnie istnieje tendencja do zastępowania eksperymentów czynnych badaniami symulacyjnymi, w których stosowane są modele umożliwiające przekształcenie badanych stanów w symptomy. Podstawowym problemem w zastosowaniu modeli do diagnostyki jest ich identyfikacja, a w niektórych przypadkach odwracanie.

W modelowaniu dynamiki przekładni można wyróżnić dwa kierunki rozwojowe:

- bardzo dokładną analizę modelu przekładni izolowanej z uwzględnieniem złożonego nieliniowego opisu właściwości uzębienia,
- badanie właściwości dynamicznych całych układów napędowych składających się z silnika, przekładni zębatej i maszyny roboczej.

Aby dokonać prawidłowej oceny zjawisk dynamicznych w przekładni należy stosować odpowiedni model dynamiczny. W pracach [3,5,9] badano w jakich przypadkach można stosować model przekładni izolowanej. Wynika z nich, że aby dokonać prawidłowej oceny przeciążeń dynamicznych w przekładni należy stosować modele, które uwzględniają:

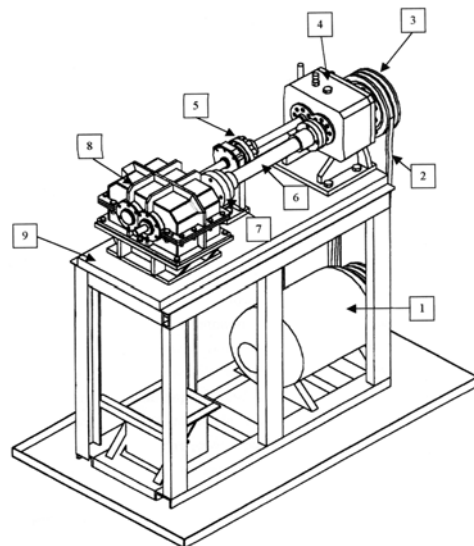
- podatność skrętną i giętną,
- podatności podpór,
- tłumienie,
- rozbudowany opis właściwości zazębienia,
- pracę w warunkach zmiennej prędkości obrotowej.

Przyjęcie modelu uproszczonego (uwzględniającego tylko drgania skrętne, albo model przekładni izolowanej) może prowadzić do uzyskania znacznie zawyżonych wartości współczynnika przeciążeń dynamicznych.

Najczęściej w celu połączenia dwóch wyżej wymienionych kierunków modelowania dokonywane są adaptacje modelu L. Müllera do złożonych układów z przekładniami zębatymi.

3. Obiekt badań

Badana i modelowana przekładnia jest fragmentem zmodyfikowanego stanowiska mocy krążącej FZG (rys. 1).



Rys. 1. Stanowisko mocy krążącej: 1 – silnik napędowy, 2 – przekładnia pasowa klinowa, 3 – koło pasowe, 4 – korpus przekładni napędzającej, 5 – sprzęgło napinające, 6 – wałek skrętny wraz z obudową zabezpieczającą, 7 – sprzęgło podatne, 8 – korpus przekładni napędzanej, 9 – podstawa

W ramach badań polegających na poszukiwaniu modelu umożliwiającego rozpoznanie warunków minimalizacji hałasu i drgań generowanych przez przekładnię zębatą, zaprojektowano i wykonano jednostopniową przekładnię zębatą z kołami o

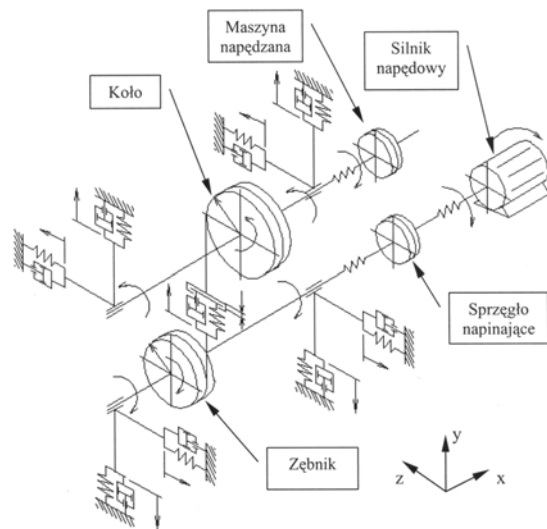
zębach skośnych. Wykonano odpowiednie pary kół zębatych w 6 klasie dokładności dla przekładni badanej i zamykającej.

Parametry badanych kół są następujące:

- liczba zębów zębika $z_1=19$,
- liczba zębów koła $z_2=30$,
- moduł normalny $m_n=3,5$,
- kąt pochylenia linii zęba $\beta=15^\circ$,
- szerokość wieńca $b=56$ mm,
- odległość osi $a=91,5$.

4. Wybór modelu dynamicznego

W pracy wykorzystano model dynamiczny zawierający główne elementy łańcucha kinematycznego napędu przy jednoczesnym uwzględnieniu zjawisk dynamicznych w zazębieniu łączący w sobie zalety obydwu wyżej wymienionych sposobów modelowania. Model zrealizowany w środowisku Matlab-Simulink uwzględnia wzajemne oddziaływanie różnych czynników wewnętrznych i zewnętrznych występujących podczas pracy w układzie napędowym. Schemat modelu dynamicznego przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Schemat modelu dynamicznego jednostopniowej przekładni w układzie napędowym

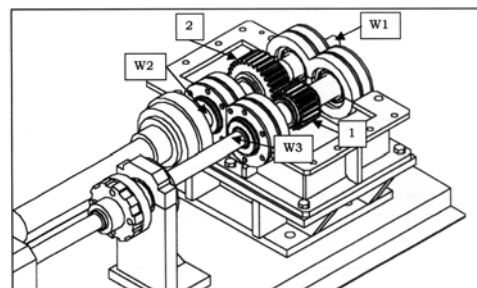
Opis zjawisk zachodzących w zazębieniu jest zgodny z modelem L. Müllera [9]. Globalny układ współrzędnych przyjęto w ten sposób, że oś x pokrywa się z kierunkiem osi wałów przekładni, oś y skierowana jest zgodnie z kierunkiem siły normalnej w zazębieniu, natomiast oś z jest zgodna z kierunkiem siły stycznej w zazębieniu. W modelu zębik i koło potraktowano jako bryły sztywne o znanych momentach bezwładności. Masy pozostałych elementów przekładni zredukowano do mas skupionych w środkach łożysk.

Przez modyfikację parametrów geometrycznych i materiałowych, które mają wpływ na momenty bezwładności i współczynniki podatności, projektant może obserwować i na bieżąco wpływać na własności dynamiczne konstruowanej przekładni. Na podstawie modelu możliwa jest również symulacja pracy przekładni z uwzględnieniem zużycia lub uszkodzenia jej elementów. Model umożliwia analizę wpływu zużycia powierzchni roboczych oraz uszkodzeń lokalnych kół na postać i poziom sygnału wibroakustycznego.

W modelu uwzględniono tłumienie drgań w zazębieniu, zmienną sztywność zazębienia, sztywność i tłumienie łożyskowania elementów przekładni, a także nieliniowość zjawisk zachodzących na skutek występowania luzów w parach kinematycznych i odchyłek wykonania.

5. Identyfikacja modelu

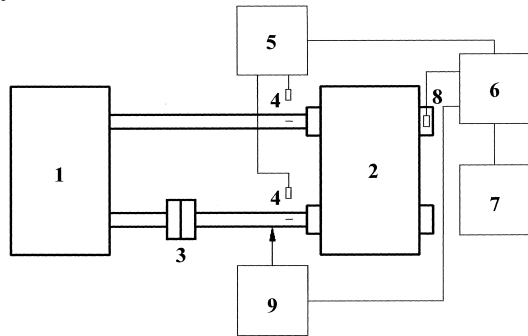
W celu wykorzystania wyników symulacji w diagnostyce konstrukcyjnej przedstawiony model wymagał estymacji jego parametrów. Podczas budowy modelu [5] dokonano między innymi dostrojenia modelu ze względu na wartość współczynnika tłumienia drgań w zazębieniu, który istotnie wpływa na wyniki obliczeń. Na podstawie badań eksperymentalnych zweryfikowano sposób wyznaczania strat mocy na rozbryzgiwanie oleju oraz wyznaczono współczynnik tarcia w zazębieniu uzyskując dużą zgodność obliczeń z wynikami pomiarów. Na podstawie badań laboratoryjnych określono tłumienie w węzłach łożyskowych przekładni. Wyznaczony eksperymentalnie współczynnik tłumienia zastosowano w modelu dynamicznym [8]. Symulacyjny model dynamiczny umożliwia określenie przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń drgań wału zębika i koła oraz sił w węzłach łożyskowych. W celu porównania wyników z symulacji z pomiarami wykonano bezkontaktowe pomiary prędkości drgań poprzecznych wałów za pomocą wibrometru laserowego w wybranych punktach przedstawionych na rysunku 3.



Rys. 3. Schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych na wałach przekładni: 1 – zębik; 2 – koło; w1, w2, w3 – punkty pomiarowe

Prędkości drgań wałów mierzono w kierunku zgodnym z działaniem siły międzyzębnej.

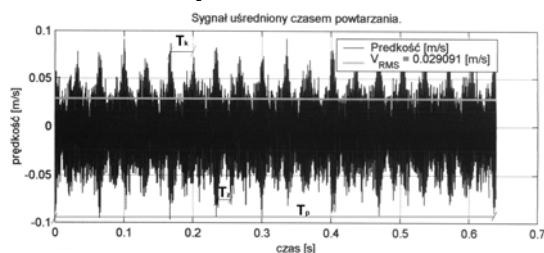
W badaniach wykorzystano wibrometr laserowy OMETRON VH300+, który cechuje się dobrą czułością optyczną umożliwiającą pomiary prędkości drgań w zakresie od 0,1 Hz do 25 kHz. Schemat układu pomiarowego przedstawia rysunek 4.



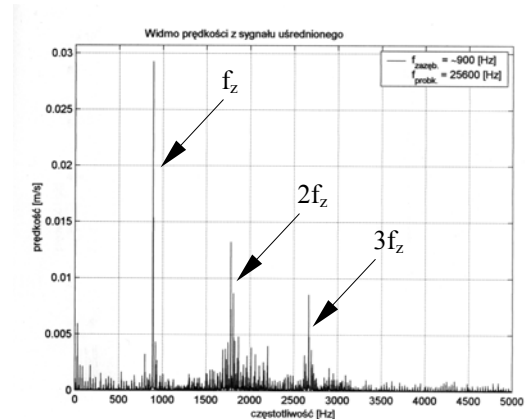
Rys. 4. Schemat układu pomiarowego
1 – przekładnia zamykająca, 2 – przekładnia badana, 3 – sprzęgło napinające, 4 – czujniki pozycji wałów, 5 – moduł logiczny, 6 – analizator sygnałów SigLab, 7 – komputer, 8 – przetwornik przyspieszeń, 9 – wibrometr laserowy OMETRON VH300+

W badaniach eksperymentalnych zastosowano analizator sygnałów SigLab 50-21 firmy DSPT zintegrowany z pakietem Matlab umożliwiającą wprowadzanie wyników pomiarów bezpośrednio do przestrzeni roboczej zarówno w dziedzinie czasu lub częstotliwości w zakresie 0 ÷ 50 kHz (częstotliwość próbkowania 128 kHz).

W pomiarach wykorzystano układ sensoryczny składający się z czujników optoelektronicznych. Układ umożliwiał uśrednianie synchroniczne rejestrowanych sygnałów wibroakustycznych okresem obrotu wałów: zębniaka - T_z , koła - T_k oraz okresem powtarzania cyklu skojarzeń zębów - T_p . W analizie sygnałów zawierających składowe okresowe bardzo istotnym jest zachowanie zasady próbkowania synchronicznego względem częstotliwości podstawowej. Uśrednianie synchroniczne sygnałów drgań eliminuje wpływ zakłóceń przypadkowych, poprawiając stosunek sygnału do szumu. Przykładowy przebieg czasowy uśrednionego synchronicznie sygnału prędkości drgań oraz jego widmo w paśmie od 0 do 5 kHz przedstawiono na rysunkach 5 i 6.



Rys. 5. Uśredniony przebieg sygnału prędkości drgań wału



Rys. 6. Widmo uśrednionego sygnału prędkości drgań wału

Przedstawiony na rysunku 5 przebieg prędkości drgań zarejestrowanych na wale koła przy prędkości obrotowej 1800 obr./min uśredniono w okresie powtarzania cyklu skojarzeń $T_p=0,633$ s. Na wykresie wyraźnie widać modulacje amplitudowe sygnału odpowiadające częstotliwości obrotowej koła $f_{n1}=30$ Hz ($T_k=0,033$ s) i zębniaka $f_{n2}=47,37$ Hz ($T_z=0,021$ s).

Podczas dostrajania modelu uwzględniano możliwe zmiany wartości błędów cyklicznych, błędów losowych i mimośrodowości zębniaka i koła.

Zmian wartości odchyłek wykonawczych kół zębatych dokonywano w zakresie określonym przez PN-79/M-88522/01 dla 6 klasy wykonania. Promienie mimośrodowości koła i zębniaka zmierzono na stanowisku badawczym po wykonaniu montażu przekładni badanej. Po każdej zmianie parametrów w modelu i wykonaniu symulacji wyniki porównywano z wynikami uzyskanymi z pomiarów. W analizie porównawczej uwzględniano kryterium zmiany:

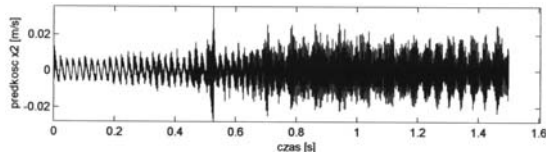
- wartości skutecznej przebiegu czasowego prędkości drgań,
- wartości amplitud częstotliwości obrotowych koła i zębniaka,
- wartości oraz rozkład amplitud w pasmach częstotliwości zazębienia.

Model uznano za dostrojony dla następujących parametrów:

- błędy cykliczne: zębniak – 20 μm , koło + 25 μm ,
- błędy losowe: zębniak ± 7 μm , koło ± 13 μm ,
- maksymalny promień mimośrodowości: zębniak 0,24 mm, koło 0,39 mm.

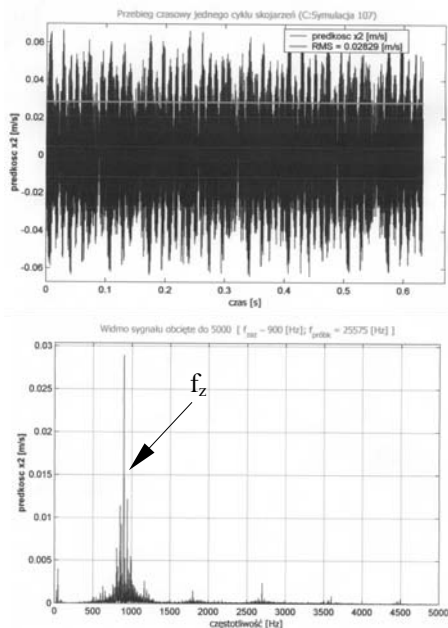
Po dostrojeniu modelu dynamicznego przekładni i wyznaczeniu błędów przeprowadzono dalsze symulacje w celu porównania ich wyników z wynikami uzyskanymi z pomiarów. Celem badań było sprawdzenie zgodności sygnałów prędkości drgań uzyskanych z symulacji z ich odpowiednikami zmierzonymi na wałach

przekładni dla tych samych obciążeń jednostkowych Q i prędkości obrotowych n . Podczas badań stanowiskowych wykonano serię pomiarów przy obciążeniach jednostkowych Q wynoszących: 1,23; 2,15; 3,02; 4,09 MPa i przy dwóch prędkościach obrotowych wału koła wynoszących 900 i 1800 obr./min. Wyniki eksperymentu wykorzystano do sprawdzenia poprawności dostrojenia modelu dynamicznego. Na rys. 7 przedstawiono przykładowy przebieg zmian prędkości drgań poprzecznych wału koła podczas rozruchu uzyskane z symulacji.

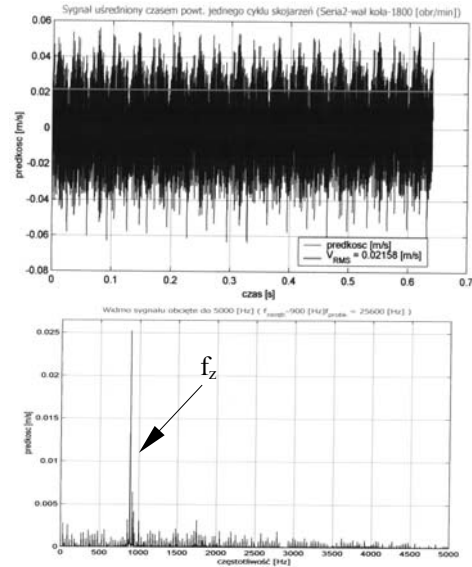


Rys. 7. Przebieg zmian prędkości drgań poprzecznych wału koła podczas rozruchu uzyskany z symulacji

Rysunek 8 przedstawia uśrednione prędkości drgań uzyskane z symulacji po dostrojeniu modelu, a rysunek 9 zmierzone na wale koła zębatego przekładni w punkcie W2 (rys. 3) w kierunku działania siły międzyzębnej oraz odpowiadające im widma.

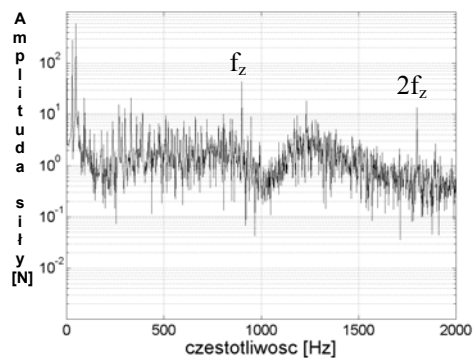


Rys. 8. Przebiegi prędkości drgań i widmo uzyskane z symulacji ($n=1800$ obr./min, $Q=4,09$ MPa)



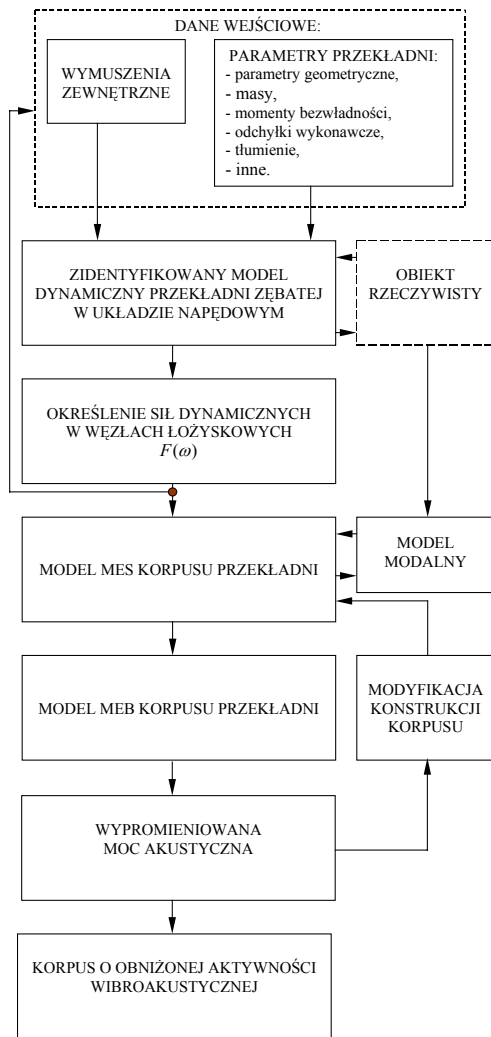
Rys. 9. Przebiegi prędkości drgań i widmo uzyskane z pomiarów na stanowisku badawczym ($n=1800$ obr./min, $Q=4,09$ MPa)

Wartość skuteczna uśrednionego synchronicznie sygnału prędkości drgań poprzecznych zmierzonych wibrometrem laserowym na wale koła (W2) wynosi $v_{sk}=0,022$ m/s. Dla tych samych warunków pracy przekładni z symulacji uzyskano $v_{sk}=0,028$ m/s. Uzyskano także podobny rozkład częstotliwości sygnału drgań. Widma drgań uzyskane z symulacji i pomiarów przy $n=1800$ obr./min, $Q=4,09$ MPa wykazują dużą zgodność. Po dostrojeniu modelu wyznaczono na podstawie symulacji siły w węzłach łożyskowych (rys. 10).



Rys. 10. Widmo sił w łożysku otrzymane z symulacji przy $n=1800$ obr./min i $Q=4,09$ MPa

Siły dynamiczne w węzłach łożyskowych przekładni zębatej określone za pomocą zidentyfikowanego modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym mogą stanowić podstawę symulacji pola akustycznego generowanego przez korpus przekładni[6,7]. Metodykę projektowania korpusów o obniżonej aktywności wibroakustycznej przedstawiono na rysunku 11.



Rys. 11. Metodyka projektowania korpusów o obniżonej aktywności wibroakustycznej

6. Podsumowanie

Porównanie wyników badań doświadczalnych i symulacyjnych przy różnych obciążeniach jednostkowych i prędkościach obrotowych wykazało, zidentyfikowany model dynamiczny pozwala uzyskiwać wyniki zgodne z doświadczeniem. Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że siły dynamiczne uzyskane drogą symulacji odpowiadają rzeczywistym siłom działającym w zazębieniu.

Pracę wykonano w ramach projektu badawczego KBN 8 T07C 04220

Literatura

1. Cempel C.: Diagnostyka wibroakustyczna maszyn. PWN, Warszawa 1989.

2. Dąbrowski Z.: The Evaluation of the Vibroacoustic Activity for the Needs of Constructing and Use of Machines. Machine Dynamics Problems, vol. 4. 1992.
3. Dyk J., Krupa A., Osiński J.: Ocena właściwości dynamicznych i wibroakustycznych przekładni zębatych. XVII Sympozjum PKM, Lublin – Nałęczów 1995, s. 235-240.
4. Engel Z.: Współczesna wibroakustyka, zadania, metody. Przegląd Mechaniczny, nr 11-12, 1998, str. 5-9.
5. Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania. Monograficzna Seria Wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji – Studia i Rozprawy, Katowice – Radom 2001.
6. Madej H., Müller L.: Badania numeryczne wpływu zmian konstrukcyjnych na stopień hałaśliwości przekładni zębatych. Zn. Pol. Śl. seria Transport z. 10, Gliwice 1991.
7. Madej H.: Wpływ modyfikacji korpusu przekładni zębatej na aktywność wibroakustyczną. Zn. Pol. Śl. seria Transport z. 43, Gliwice 2001.
8. Madej H.: Poszukiwanie rozwiązań modelowych dla potrzeb diagnostyki konstrukcyjnej. XXX Jubileuszowe Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn. Węgierska Górka, 2003.
9. Müller L.: Przekładnie zębate - projektowanie. WNT, Warszawa 1996.
10. Osiński Z.: Miejsce diagnostyki technicznej w systemach projektowania. Diagnostyka 2000, II Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej, Warszawa 2000, s. 27-30.



Dr inż. Henryk MADEJ jest pracownikiem naukowym Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zajmuje się problematyką związaną z wibroakustyką maszyn, diagnostyką przekładni zębatych, mechatroniką i metrologią. Jest autorem i współautorem ok. 90 artykułów opublikowanych w czasopiśmie oraz materiałach konferencyjnych. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.

4. Istnieje szereg obiektów, w których losowo pojawiają się stany zanikające lub ujawniające się w pewnych, szczególnych warunkach. Przykładem mogą tu być połączenia galwaniczne w złożonych strukturach elektrycznych. Staje się to szczególnie ważne ze względu na bezpieczeństwo i niezawodność urządzeń elektrycznych. Odnotowuje się niemal zupełny brak zainteresowania tymi problemami. Współczesna technika pozwala na zapis bardzo wielu sygnałów generowanych w trakcie procesów roboczych urządzeń i systemów. Metody analizy przy wykorzystaniu techniki obliczeniowej pozwalają na wyselekcjonowanie z tych sygnałów niezwykle cennych informacji diagnostycznych, często niedostępnych w warunkach konwencjonalnego diagnozowania sondującego. Wydaje się, że wykorzystanie techniki komputerowej otwiera tu ogromne i jeszcze słabo zbadane pole działania.

5. W szkołach wyższych należy prowadzić nauczanie podstaw diagnostyki na II-m lub III-m roku studiów, jako przedmiot poprzedzający nauczanie specjalistycznej diagnostyki. Nauczanie diagnostyki powinno być prowadzone w ramach przedmiotu wyodrębnionego lub w ramach nauczania podstaw eksploatacji. Przedmiot „Podstawy diagnostyki” powinien zawierać m.in. wiadomości dotyczące metod i organizacji diagnozowania z uwzględnieniem związków z eksploatacją i niezawodnością oraz z uwzględnieniem aspektów bezpieczeństwa i ekonomicznych. Powinien być nauczany w wymiarze 4590 godzin, w tym co najmniej 30% ćwiczeń laboratoryjnych.

6. Cykl konferencyjny DIAG powinien być kontynuowany.

7. Należy zachować formułę konferencji krajowej, zwiększając udział gości zagranicznych.

8. Kolejną konferencję należy zorganizować nie później niż w roku 2006.

9. Referaty należy zamawiać nie tylko u profesorów lecz także wśród młodych pracowników nauki; należy to robić z dostatecznie dużym wyprzedzeniem, aby adresat zamówienia miał wystarczający czas na przygotowanie tematu; takie działanie sprzyja rozbudzaniu ambicji wśród młodego pokolenia naukowców.

Miłym elementem Konferencji, był Jubileusz 75-lecia prof. Lesława BĘDKOWSKIEGO. Dla uczczenia jubileuszu oraz w uznaniu zasług Jubilata w rozwoju diagnostyki technicznej i w krzewieniu „systemowego i eksploatacyjnego myślenia”, uczestnicy Konferencji podjęli uchwałę o przyznaniu prof. Lesławowi BĘDKOWSKIEMU dożywotniego tytułu honorowego przewodniczącego cyklu konferencyjnego DIAG. Jubilat ze wzruszeniem przyjął tę decyzję, życzenia i gratulacje. Korzystając z okazji, Profesor składa wszystkim Uczestnikom Konferencji serdeczne podziękowania za życzliwą pamięć.

Nie ulega wątpliwości, że dobra organizacja Konferencji, miła atmosfera i atrakcyjne imprezy towarzyszące są wynikiem ogromnego zaangażowania Komitetu Organizacyjnego pod kierunkiem dr. inż. Wiktora OLCHOWIKA. Zespołowi temu należą się słowa uznania i serdecznego podziękowania.

W imieniu
Komitetu Naukowego
Tadeusz Dąbrowski



Ogólny widok sali obrad



Przedstawiciele Komitetu Naukowego
i Organizacyjnego Konferencji DIAG'2003.
Od lewej: W. Olchownik, R. Gregulski, T. Dąbrowski,
L. Będkowski, R. Wrona.

Wszystkie opublikowane prace w czasopiśmie uzyskały pozytywne recenzje.

Redakcja zastrzega sobie prawo korekty nadesłanych artykułów.

Kolejność umieszczenia prac w czasopiśmie zależy od terminu ich nadesłania i otrzymania ostatecznej, pozytywnej recenzji.

Wytyczne do publikowania w DIAGNOSTYCE można znaleźć na stronie internetowej:

<http://www.uwm.edu.pl/wnt/diagnostyka>

Redakcja informuje, że istnieje możliwość zamieszczania w DIAGNOSTYCE ogłoszeń i reklam.

Jednocześnie prosimy czytelników o nadsyłanie uwag i propozycji dotyczących formy i treści naszego czasopisma. Zachęcamy również wszystkich do czynnego udziału w jego kształtowaniu poprzez nadsyłanie własnych opracowań związanych z problematyką diagnostyki technicznej. Zwracamy się z prośbą o nadsyłanie informacji o wydanych własnych pracach nt. diagnostyki technicznej oraz innych pracach wartych przeczytania, dostępnych zarówno w kraju jak i zagranicą.