

BADANIA ZBROJENIA SZYBOWEGO W OPARCIU O GLOBALNY WSPÓLCZYNNIK TŁUMIENIA

Wojciech BATKO, Tomasz KORBIEL

AGH, Katedra Mechaniki i Wibroakustyki
30-059 Kraków; Al. Mickiewicza 30;
tel +48 12 617 36 71, fax +48 12 633 23 14, korbiel@imir.agh.edu.pl

Streszczenie

Szyby kopalniane są strategicznym ogniwem przy wydobyciu minerału metodami podziemnymi. Ze względu na funkcję mogą służyć do transportu urobku, maszyn i urządzeń oraz ludzi, ich zadaniem jest również odprowadzanie i dostarczanie do wyrobisk powietrza. W niektórych przypadkach stanowią drogę przy dostarczaniu do wyrobiska materiału podsadzkowego. Dlatego też konieczne jest utrzymanie szybów kopalnianych w należyтым stanie, umożliwiającym ich bezpieczne i bezawaryjne użytkowanie. W artykule opisano badania związane z diagnostyką zbrojenia szybowego. W trakcie tych badań opracowano nową metodę badania elementów zbrojenia. Przedstawione wyniki prowadzonych prac umożliwiają stosowania prezentowanych metod w innych zagadnieniach technicznych.

Słowa kluczowe: Diagnostyka techniczna, transformata falkowa, krzywe sklepane, analiza modalna.

TESTING OF SHAFT REINFORCEMENT USING GLOBAL ATTENUATION COEFFICIENT

Summary

Mine shafts are the strategic link for mineral output using underground methods. The shafts are used for transportation of landings, equipment, tools and people but also for providing air exchange to the headings. In some cases shafts are the way to supply heading with stowing. Therefore it is crucial to keep the shaft in proper condition, allowing their safe and failure-free usage. The paper describes research related to shaft reinforcement diagnostics. During the research a new method of testing was developed. The presented results allow using of the presented methods in other technical problems.

Keywords: Technical diagnostics, wavelet transform, spline, modal analysis.

1. GENEZA PROBLEMU

Jednym z problemów przy określaniu stanu technicznego szybu kopalnianego jest diagnostyka zbrojenia szybowego, pracującego w trudnych warunkach i agresywnym korozyjnie środowisku, która niekiedy może być jeszcze utrudniona poprzez utratę prostoliniowości toru jazdy naczyń wydobywczych spowodowane przemieszczeniem się górotworu. Dla szybów kopalni podziemnych, których długość niejednokrotnie przekracza 1000 m, ilość elementów, które należałoby jednorazowo przebadać wynosi kilkaset lub nawet około tysiąca. Stąd też dla obecnie stosowanych metod diagnostycznych badaniu poddaje się elementy wybierane drogą losową, korzystając z wcześniejszego doświadczenia badającego przy badaniu podobnych konstrukcji. Podejście takie nie daje pełnego obrazu stanu technicznego szybu kopalnianego i w pewnych okolicznościach może doprowadzić do nieszczęśliwego wypadku w wyniku uszkodzenia tychże elementów.

Dotychczasowe badania zbrojenia szybowego polegały na punktowym pomiarze grubości

poszczególnych elementów zbrojenia. Metoda ta daje przybliżoną informację na temat stanu tych elementów. Obarczona jest błędami, z których najistotniejszym jest pomiar punktowy. Korozja elementów zbrojenia w szybie często przebiega w ograniczonych obszarach. Są to zazwyczaj obszary profili zamkniętych, w których zgromadzone materiały syfkie utrzymują wilgoć. W tych miejscach dochodzi do korozji elektrochemicznej, w szybkim czasie zmniejszając grubość czynną elementów. Ponieważ są to profile zamknięte brak jest dostępu wizyjnego dla personelu przeprowadzającego inspekcje szybu. Powstało zapotrzebowanie opracowania nowej metody diagnostycznej umożliwiającej ocenę elementów zbrojenia szybowego. Głównym założeniem nowej metody jest jej skuteczność w wykrywaniu elementów skorodowanych na pewnych obszarach. Drugim założeniem jest operatywność, umożliwiająca skrócenie czasu pomiarów, a tym samym skrócenie czasu inspekcji szybu.

2. OCENA STANU ZBROJENIA SZYBOWEGO

Podstawowym aktem prawnym regulującym bezpieczną pracę urzędów górniczych jest Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz. U. nr 139 poz.1169) wraz z Załącznikami. W dokumencie tym zawarte są również wymagania dla urzędów wyciągowych, w tym także wytyczne dopuszczalnego zużycia zbrojenia szybowego. Zgodnie z § 460 elementy konstrukcji stalowych zbrojenia podlegają wymianie, jeżeli zużycie przekroczy wartość dopuszczalnego zużycia lub 50% pierwotnego wymiaru nominalnego określonego w dokumentacji technicznej. Tak sformułowany przepis w sposób jednoznaczny określa kryteria oceny, jednak pozostaje do rozstrzygnięcia bardzo istotny problem identyfikacji elementów wykazujących największe zużycie. Głównym powodem takiego stanu rzeczy jest fakt, że zbrojenie szybowe jest złożoną konstrukcją składającą się w zależności od głębokości od kilkuset do kilku tysięcy elementów i z pośród takiej populacji trudno jest wybrać te wykazujące największe zużycie.

W praktyce eksploatacyjnej przyjęło się, że wskaźnikiem zużycia elementów stalowych zbrojenia jest grubość ścianki profilu mierzona za pomocą różnych technik, w tym głównie z wykorzystaniem metod ultradźwiękowych. Pomiaru takie napotykają jednak na szereg ograniczeń, a do głównych należą:

- Punktowy charakter pomiaru,
- Trudności pomiarowe w przypadku powierzchni skorodowanych, wżerów itp.,
- Brak informacji o sztywności badanej belki poddanej wymuszeniom dynamicznym,
- Konieczność odpowiedniego przygotowania powierzchni.

Zbadanie każdego elementu konstrukcji jest bardzo czasochłonne i praktycznie niemożliwe do przeprowadzenia podczas rutynowych kontroli i rewizji. Stąd też na podstawie doświadczeń eksploatacyjnych lub innych przesłanek ustala się ograniczony zbiór elementów i poddaje się je okresowym kontrolom, przyjmując, że pozostałe zużywają się podobnie. Jednakże wybór ten może nie obejmować elementów najbardziej zużytych, co wprowadza niemożliwe do oszacowania błędy kontroli.

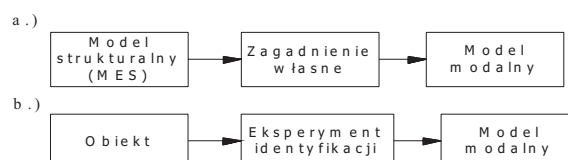
3. ANALIZA MODALNA ELEMENTÓW ZBROJENIA SZYBOWEGO

Analiza modalna jest jednym z powszechnie stosowanych na świecie narzędzi służących do badania własności dynamicznych konstrukcji mechanicznych. Można ją stosować dla układów spełniających następujące założenia:

- układ jest liniowy i jego dynamika może być opisana za pomocą równań różniczkowych zwyczajnych lub cząstkowych to znaczy że odpowiedź układu na dowolną kombinację wymuszeń jest równa kombinacji odpowiedzi na poszczególne wymuszenie zgodnie z zasadą superpozycji,
- współczynniki opisujące dynamikę są stałe w czasie pomiarów,
- układ spełnia zasadę wzajemności Maxwella, to znaczy że odpowiedź badanego układu w punkcie i -tym na wymuszenie w punkcie j -tym jest równa odpowiedzi w punkcie j -tym na to samo wymuszenie działające w punkcie i -tym,
- tłumienie w układzie jest małe lub proporcjonalne,
- możliwa jest obserwacja układu i rejestracja charakterystyk, których znajomość jest konieczna do przeprowadzenia procesu identyfikacji.

Po spełnieniu powyższych założeń analizę modalną można zdefiniować jako transformację złożonego układu, którego dynamika opisana jest za pomocą układu równań różniczkowych, na zbiór układów o jednym stopniu swobody opisanych za pomocą niezależnych równań różniczkowych drugiego rzędu.

Badanie własności dynamicznych można przeprowadzić badając doświadczalnie istniejącą konstrukcję lub jej prototyp lub też na podstawie badania modelu strukturalnego (rys. 1). Wynikiem przeprowadzenia analizy modalnej, dla danej konstrukcji, jest otrzymanie modelu modalnego, który następnie może zostać wykorzystany do analizy wytrzymałości zmęczeniowej, zachowań się konstrukcji pod wpływem różnego rodzaju wymuszeń czy też do modyfikacji własności dynamicznych.

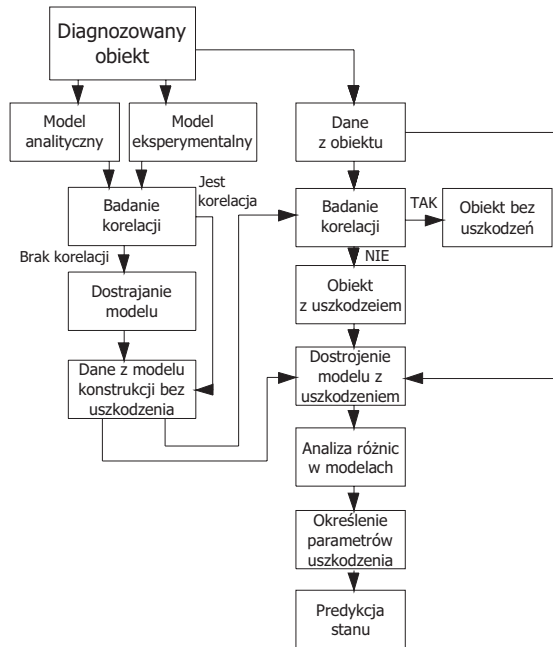


Rys. 1. Schemat budowy analizy modalnej:
a) teoretycznej, b) eksperymentalnej

Obecnie coraz częściej analizę modalną wykorzystuje się do diagnostyki maszyn i urządzeń (rys. 2).

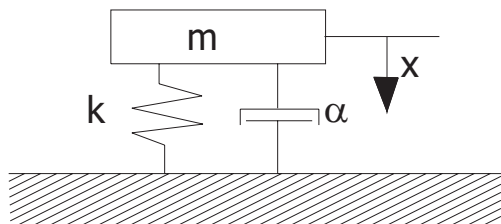
Wykorzystując tą metodę do diagnozowania śledzi się zmiany parametrów modelu, opisującego badany obiekt, powstające w wyniku zużycia lub awarii. Zmiany parametrów określane są w wyniku korelacji pomiędzy modelem modalnym stworzonym dla obiektu bez uszkodzeń a modelem modalnym stworzonym dla obiektu rzeczywistego podczas eksploatacji. Dysponując informacją o wpływie uszkodzenia na parametry modelu modalnego można ocenić ilościowo stopień uszkodzenia.

Model modalny jest zdefiniowany jako zbiór częstości własnych, współczynników tłumienia dla tych częstości oraz postaci drgań (wektorów modalnych). W sensie matematycznym jest to zbiór wartości własnych i wektorów własnych macierzy stanu układu.



Rys. 2. Zastosowanie analizy modalnej do diagnozowania stanu maszyn

Pojęcie analizy modalnej zostanie omówione na przykładzie układu o jednym stopniu swobody. Układ taki przedstawiony został na rys. 3.



Rys. 3. Schemat układu o jednym stopniu swobody

Dynamiczne równanie ruchu dla takiego układu ma postać:

$$m\ddot{x} + \alpha\dot{x} + kx = f(t) \quad (1)$$

gdzie:

m – masa układu,

α – współczynnik tłumienia wiskotycznego,

k – współczynnik sztywności,

\ddot{x}, \dot{x}, x – przyspieszenie, prędkość, przemieszczenie masy m ,

f – siła zewnętrzna działająca na układ.

Zakładając warunki początkowe zerowe ($\ddot{x} = 0, \dot{x} = 0, x = 0$) i stosując przekształcenie Laplace'a równanie (1) można zapisać w postaci:

$$(ms^2 + \alpha s + k)X(s) = F(s) \quad (2)$$

gdzie:

s – zmienna zespolona, $s = j\omega$.

Równanie (2) w zapisie uproszczonym przyjmuje postać:

$$Z(s)X(s) = F(s) \quad (3)$$

Wielkość $Z(s)$ nosi nazwę sztywności dynamicznej:

$$Z(s) = \frac{F(s)}{X(s)} \quad (4)$$

W praktyce do analizy układów mechanicznych stosuje się odwrotność sztywności dynamicznej zwaną podatnością dynamiczną:

$$Z(s)^{-1} = H(s) = \frac{X(s)}{F(s)} \quad (5)$$

Po uwzględnieniu zależności (2) podatność dynamiczną można zapisać w postaci:

$$H(s) = \frac{1}{s^2 + \frac{\alpha}{m}s + \frac{k}{m}} \quad (6)$$

Mianownik w zależności (6) nosi nazwę równania charakterystycznego i umożliwia wyznaczenie współczynników tłumienia oraz częstości własnych układu. Wyznacza się je z biegunów układu czyli z pierwiastków równania charakterystycznego. Dla układu o jednym stopniu swobody bieguny równania charakterystycznego przyjmują postać:

$$\lambda_{1,2} = -\frac{\alpha}{m} \pm \sqrt{\left(\frac{\alpha}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (7)$$

Rozwiązanie równania ruchu (1) dla przypadku ruchu swobodnego ma postać:

$$x(t) = x_1 e^{\lambda_1 t} + x_2 e^{\lambda_2 t} \quad (8)$$

gdzie:

x_1, x_2 – pierwiastki równania charakterystycznego.

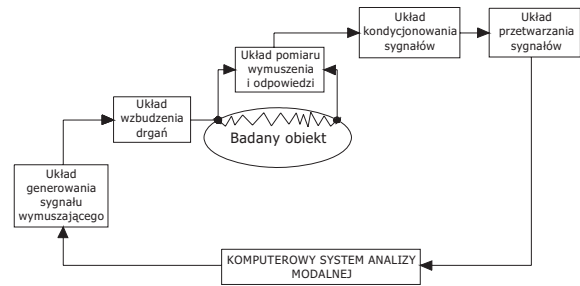
W przypadku tłumienia podkrytycznego pierwiastki te są zespolone i mają postać:

$$\begin{aligned}\lambda_1 &= \delta_1 + j\omega_1 \\ \lambda_2 &= \delta_2 + j\omega_2\end{aligned}\quad (9)$$

W praktycznych zastosowaniach model modalny otrzymuje się z modelu strukturalnego w wyniku rozwiązania zagadnienia własnego.

Modele strukturalne budowane są zgodnie z zasadami metody elementów skończonych polegającymi na dyskretyzacji układu o ciągłym rozkładzie parametrów tak by energia kinetyczna i potencjalna układu ciągłego i dyskretnego były jednakowe. W tym celu obiekt dzielony jest na elementy o wybranej strukturze. Powstałe elementy połączone są ze sobą za pomocą węzłów, które posiadają jeden lub więcej stopni swobody. Każdy element opisuje lokalne własności układu: masowe, sprężyste i tłumiące. Zbiór własności dla całego układu tworzy macierze globalne. Dyskretyzacja układu ciągłego pociąga za sobą konieczność przyjęcia pewnych założeń upraszczających. Założenia upraszczające wpływają na wyniki analizy, które przyjmują wartości przybliżone, dlatego też zastosowanie ich jest bardzo ograniczone. Dla poprawienia wyników analizy przeprowadza się dostrajanie modelu na podstawie znajomości własności zmierzonych na obiekcie rzeczywistym. W celu określenia stopnia dopasowania modelu strukturalnego do obiektu rzeczywistego wprowadza się kryteria zgodności. Podstawowym kryterium porównania modeli jest porównanie częstości własnych. Maksymalna dopuszczalna różnica częstości dla modelu analitycznego i doświadczalnego nie powinna przekraczać 1%. Kolejnym stosowanym kryterium zgodności jest wizualne porównanie postaci drgań. Celem tego porównania jest ustalenie par postaci drgań odpowiadających sobie, dzięki czemu można uniknąć błędnych postaci eksperymentalnych, jak również w przybliżeniu określić obszary, w których zgodność jest gorsza. Jeżeli kryteria zgodności nie przyjmują wartości satysfakcjonujących konieczne jest poprawienie modelu strukturalnego poprzez zmianę jego parametrów. Jest to proces złożony, gdyż nie wiadomo, które z elementów macierzy modelu strukturalnego są przyczyną niezgodności z wynikami eksperymentu.

Badanie własności obiektu rzeczywistego przeprowadza się w wyniku eksperymentu identyfikacyjnego, którego celem jest wymuszenie ruchu badanego układu oraz pomiar odpowiedzi. Na podstawie zmierzonych wielkości dokonywana jest estymacja charakterystyk dynamicznych. Do realizacji tego zadania stosowany jest system pomiarowy przedstawiony na rys. 4.



Rys. 4. Schemat systemu pomiarowego do realizacji eksperymentu w analizie modalnej

5. NUMERYCZNE BADANIA WPŁYWU ZMIANY PRZEKROJU ELEMENTÓW ZBROJENIA SZYBOWEGO NA WŁASNOŚCI DYNAMICZNE

Celem tych doświadczeń jest zbadanie wpływu zmiany przekroju poprzecznego elementów kształtowych na zmianę częstości własnych tych elementów. Umożliwiłoby to w późniejszym czasie zastosowanie metody badania częstości własnych do oceny dowolnego elementu stalowego pod względem jego sztywności, której określenie umożliwia oszacowanie zdolności do przenoszenia zadanych obciążeń ruchowych. Ewentualne zastosowanie tej metody do diagnozowania zbrojenia szybów kopalnianych umożliwiłoby kompleksowe i szybkie badanie wszystkich elementów nośnych zbrojenia i tym samym wyselekcjonowanie elementów najbardziej zużytych, ich monitoringu a w konsekwencji eksploatację w możliwie długim, racjonalnie uzasadnionym czasie.

Do wykonania analizy modalnej z wykorzystaniem metody elementów skończonych zastosowane zostało oprogramowanie firmy Dassault Systèmes noszące nazwę CATIA V5R2. Jest to zintegrowany system CAD/CAM/CAE wspomagający proces tworzenia wyrobu praktycznie na każdym jego etapie począwszy od projektowania, poprzez etap symulacji i badań, a kończąc na przygotowaniu procesu obróbki. Dzięki bogatemu zestawowi narzędzi oraz nowoczesnym rozwiązaniom współbieżnego projektowania, symulacji, optymalizacji oraz wytwarzania, oprogramowanie to umożliwia podniesienie jakości usług projektowych oraz zwiększenie walory użytkowe tworzonych produktów.

Do wykonania analizy zależności pomiędzy zmianą przekroju poprzecznego elementu belkowego a częstością drgań własnych tegoż elementu konieczne było przyjęcie pewnych założeń:

- Do przeprowadzenia analizy użyte zostały elementy belkowe w postaci ceownika o wymiarach poprzecznych, różniących się względem wymiarów poprzecznych

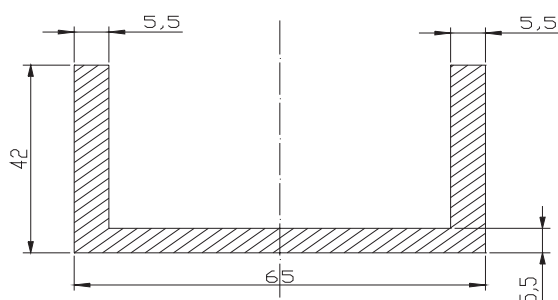
nominalnych podanych na rys. 5 o odpowiednio 0%, 25% i 50%.

- Długość elementów belkowych poddanych analizie wynosiła 1,42 [m].
- Jako materiał, z którego wykonany został element, przyjęto stal o następujących parametrach:

Moduł Younga $E=2e+11$ [N/m²],

Współczynnik Poissona $\nu=0.266$,

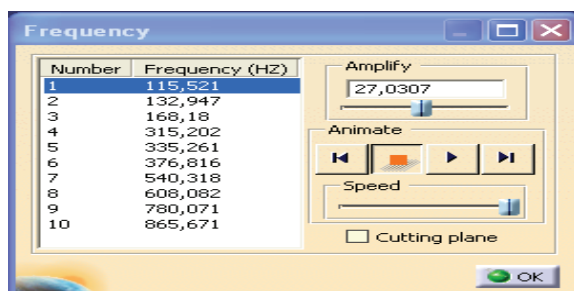
Gęstość materiałowa $\rho=7860$ [kg/m³].



Rys. 5. Przekrój poprzeczny elementu belkowego poddanego analizie wraz z wymiarami nominalnymi

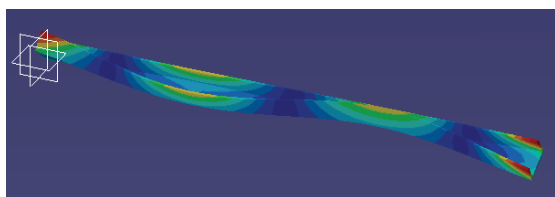
W wyniku wykonania analizy modalnej dla elementów belkowych o przekroju ceownika i wymiarach poprzecznych różniących się o 0%, 25% i 50% w stosunku do wymiarów nominalnych podanych na rys. 5 otrzymane następujące wartości częstości drgań własnych:

Dla elementu belkowego o wymiarach poprzecznych różniących się od wymiarów nominalnych o 0% otrzymano następujące częstości drgań własnych:



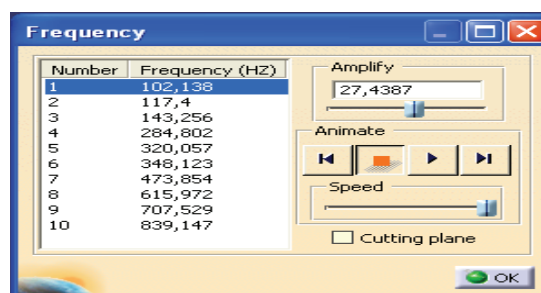
Rys. 6. Zestawienie częstości drgań własnych dla belki o wymiarach poprzecznych różniących się od wymiarów nominalnych o 0%

Przykładową postać dla 5 częstotliwości modalnej przedstawiono na rys. 7.



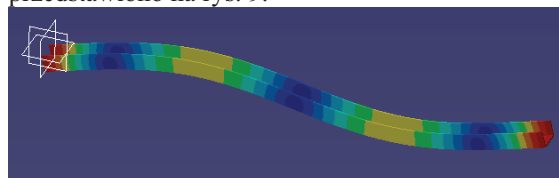
Rys. 7. Postać drgań własnych 5-tej częstotliwości modalnej dla belki o wymiarach poprzecznych różniących się od wymiarów nominalnych o 0%

Dla elementu belkowego o wymiarach poprzecznych różniących się od wymiarów nominalnych o 25% otrzymano następujące częstości drgań własnych:



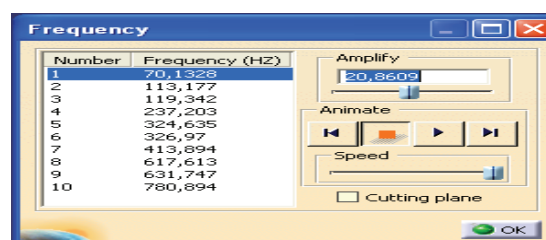
Rys. 8. Zestawienie częstości drgań własnych dla belki o wymiarach poprzecznych różniących się od wymiarów nominalnych o 25%

Natomiast postaci drgań dla 5 częstotliwości przedstawiono na rys. 9.



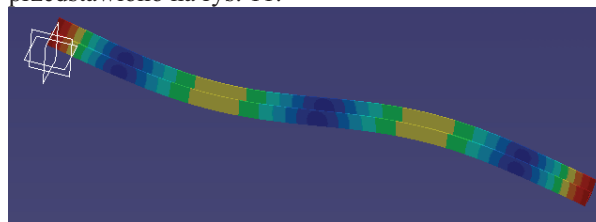
Rys. 9. Postać drgań własnych 5-tej częstotliwości modalnej dla belki o wymiarach poprzecznych różniących się od wymiarów nominalnych o 25%

Dla elementu belkowego o wymiarach poprzecznych różniących się od wymiarów nominalnych o 50% otrzymano następujące częstości drgań własnych:



Rys. 10. Zestawienie częstości drgań własnych dla belki o wymiarach poprzecznych różniących się od wymiarów nominalnych o 50%

Natomiast postaci drgań dla 5 częstotliwości przedstawiono na rys. 11.



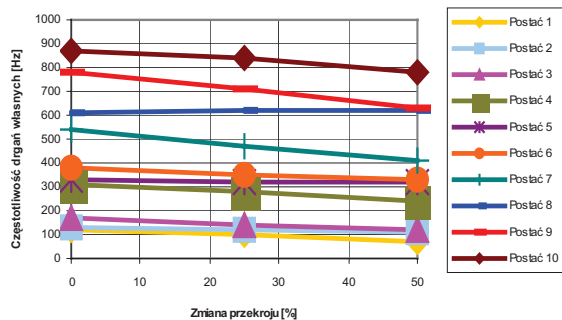
Rys. 11. Postać drgań własnych 5-tej częstotliwości modalnej dla belki o wymiarach poprzecznych różniących się od wymiarów nominalnych o 50%

W tabeli 1 dokonano zestawienia częstości drgań własnych dla poszczególnych rodzajów belki.

Tab. 1. Zestawienie częstości drgań własnych dla teoretycznej analizy modalnej elementów belkowych w postaci ceowników o różnym stopniu pocienienia przekroju poprzecznego względem wymiarów nominalnych

Stopień ściencienia [%]	Numer postaci									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Częstości drgań własnych [Hz]									
0	116	133	168	315	335	377	540	608	780	866
25	102	117	143	285	320	348	474	616	708	839
50	70	113	119	237	325	327	414	618	632	781

Na rys. 12 przeprowadzona została graficzna ilustracja zależności pomiędzy częstotliwością drgań własnych a zmianą przekroju poprzecznego badanego elementu belkowego w postaci ceownika.



Rys. 12. Zależność pomiędzy częstością drgań własnych a stopniem pocienienia przekroju poprzecznego elementu belkowego w postaci ceownika dla teoretycznej analizy modalnej

Z przeprowadzonej analizy zależności pomiędzy zmianą częstości drgań własnych a stopniem pocienienia przekroju poprzecznego elementu belkowego w postaci ceownika dla analizy modalnej teoretycznej wynika że:

- dla większości postaci drgań własnych można zaobserwować niewielki spadek częstotliwości drgań własnych wraz ze zmniejszaniem się grubości ścianek przekroju poprzecznego;
- zmiana przekroju poprzecznego o 25% powoduje spadek większości wartości częstości drgań własnych o 13%;
- dalsze zmniejszanie wymiarów poprzecznych do wartości 50% wymiarów nominalnych powoduje zmniejszenie się częstotliwości drgań własnych jednak zmiana ta nie jest już jednakowa dla większości częstości drgań własnych i waha się od 10% do 40%.

6. IDENTYFIKACJA WSPÓŁCZYNNIKÓW TŁUMIENIA

Przegląd prac poświęconych ocenom degradacji konstrukcji wskazuje na istnienie określonych

obszarów analiz, umożliwiających rozpoznawanie zmian zachodzących w ich stanie, wśród których metody analizy modalnej [3], [4] mają szerokie odniesienia. Jednakże w przypadku degradacji sztywnych elementów zbrojenia szybowego wyróżniające je przesunięcia w zakresie częstotliwości własnych są niewielkie. Wskazana jest dla nich analiza postaci własnych, w zadanych warunkach, co na ogół jest bardzo utrudnione. Analizując ogólne równanie dynamiczne układu w postaci:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f(t), \quad (10)$$

gdzie:

M, C, K - macierze mas, tłumienia i sztywności,

\ddot{x}, \dot{x}, x - wektor przyspieszeń, prędkości

i przemieszczeń,

f - wektor siły wymuszającej.

Można zauważyć, że zmiany w jednej z macierzy powodują również zmiany w innej. Czyli zmiana masy układu, spowodowana korozją wpłynie nie tylko na macierz mas, ale również na macierz tłumienia i sztywności. W klasycznej analizie modalnej, polegającej na identyfikacji wszystkich macierzy jednym z założeń jest stosunkowo niewielkie tłumienie w układzie. Wstępne badania wykazały jednak że stosowane w budownictwie podziemnym konstrukcje posiadają duże tłumienie.

Tą własność można wykorzystać do badania elementów, identyfikując współczynniki tłumienia. Zastosowanie charakterystyki tłumienia jako nośnika informacji dotyczącej stanu technicznego zbrojenia jest ograniczone skomplikowanym widmem odpowiedzi impulsowej. Jednym z rozwiązań jest analiza w dziedzinie czasu. Rozpatrując przypadek drgań swobodnych tłumionych punktu materialnego równanie (10) przyjmie postać:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0, \quad (11)$$

gdzie:

m, c, k - masa, współczynnik tłumienia i sztywności.

Wprowadzając oznaczenia:

$$\omega_0^2 = \frac{k}{m}; 2n = \frac{c}{m} \quad (12)$$

Równanie (11) przyjmie postać:

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + \omega_0^2 x = 0. \quad (13)$$

Równaniem charakterystycznym tego równania różniczkowego jest:

$$r^2 + 2nr + \omega_0^2 = 0, \quad (14)$$

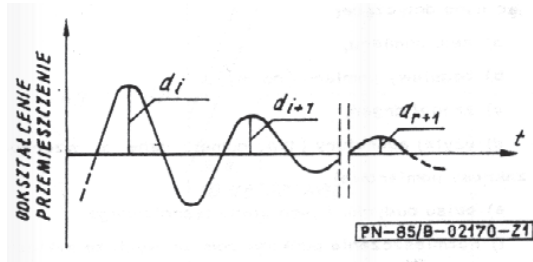
które posiada następujące pierwiastki:

$$r_{1,2} = -n \pm \sqrt{n^2 - \omega_0^2} = -n \pm i\sqrt{\omega_0^2 - n^2}, i = \sqrt{-1} \quad (15)$$

Zakładając przypadek tłumienia podkrytycznego, pierwiastki te są zespolone i rozwiązanie ogólne równania (15) przyjmuje postać:

$$x = e^{-nt} \left[c_1 \cos \sqrt{\omega_0^2 - n^2} t + c_2 \sin \sqrt{\omega_0^2 - n^2} t \right] \quad (16)$$

Z tego wynika że punkt materialny wykonuje drgania, których amplituda maleje jak na rys. 13.



Rys. 13. Drgania tłumione punktu materialnego

Z powyższego wynika że jeśli określimy amplitudę drgań w kolejnych cyklach to na ich podstawie można wyznaczyć logarytmiczny dekrement tłumienia korzystając z równania:

$$\delta = \ln \left(\frac{1}{r} \sum_{i=1}^r \frac{d_i}{d_{i+1}} \right) \quad (17)$$

Metodę tą można uogólnić na drgania obiektu. Jednak analizie podlegają tylko sygnały monocharmoniczne. W przypadkach eksploatacyjnych wymuszeń wzbudzeniu podlegają różne częstotliwości. Dodatkowo w sygnale znajdują się częstotliwości pochodzące od wymuszenia. Zastosowanie tej procedury byłoby możliwe po odfiltrowaniu poszczególnych częstotliwości własnych z sygnałów monocharmonicznych.

Jednakże powstaje problem zachowania fazy poszczególnych częstotliwości. Innym ograniczeniem jest niestacjonarność sygnału.

Jednym z lepszych narzędzi matematycznych stosowanych w analizie sygnałów niestacjonarnych jest transformata falkowa. Jądrzem tego przekształcenia jest rodzina funkcji falkowych o zadanych parametrach. W przypadku oceny współczynnika tłumienia istotną procedurą analizy sygnału jest odseparowanie części

monoharmonicznych. Jeśli do przekształcenia falkowego użyjemy falki o zwartym, jednopiętrowym widmie, uzyskamy informacje o zmianie zbieżności sygnału pomiarowego do falki o znanych cechach częstotliwościowych. Wykorzystując ten mechanizm można zbudować filtr falkowy, charakteryzujący się brakiem utraty informacji oraz zerowym przesunięciem fazy w analizowanym sygnale. Dobierając doświadczalnie ciąg współczynników a funkcji falkowej użytej w filtrze możemy uzyskać odpowiedni zakres częstotliwości z zadaną rozdzielczością. W doborze tym pomocna jest analiza gęstości widmowej mocy PSD (Power Spectral Density). Na tej podstawie można określić ilość i zakres występujących częstotliwości.

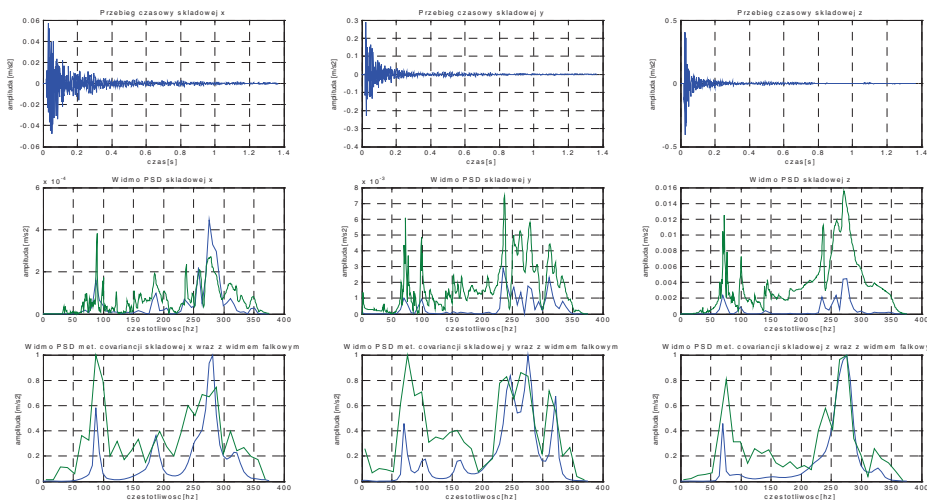
Do estymacji gęstości widmowej mocy można wykorzystać metodę kowariancji. Jej zastosowanie w rozpatrywanym problemie daje wynik przedstawiony rys. 14.

Ułamek tłumienia krytycznego jest stosowany w budownictwie i przy założeniu małej wartości oblicza się ze wzoru:

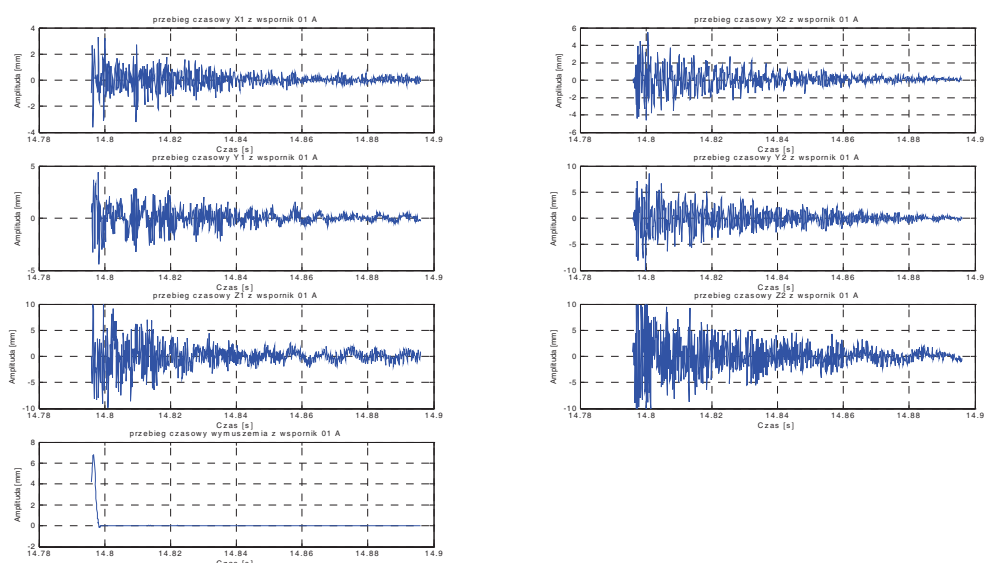
$$\xi = \frac{1}{N} \sum_N \frac{\delta_n}{2 \cdot \pi} \quad (18)$$

Dekompozycja falkowa została przeprowadzona dla każdego pasma częstotliwości. W zakresach tych sygnał wykazuje cechy sygnału monoharmonicznego.

Algorytm estymacji globalnego współczynnika tłumienia zastosowano do analizy sygnałów pozyskanych w trakcie badań szybu RUDNA I dnia 25-05-2003r. W pierwszym kroku należało określić wymaganą rozdzielczość metody. W tym celu przeprowadzono analizę sygnału dla wspornika nr01. przebiegi czasowe przedstawiono na rysunku poniżej (rys. 15). Górne wykresy przedstawiają przebiegi w osiach X, Y, z dla 2 czujników, natomiast ostatni wykres przedstawia przebieg siły wymuszającej.



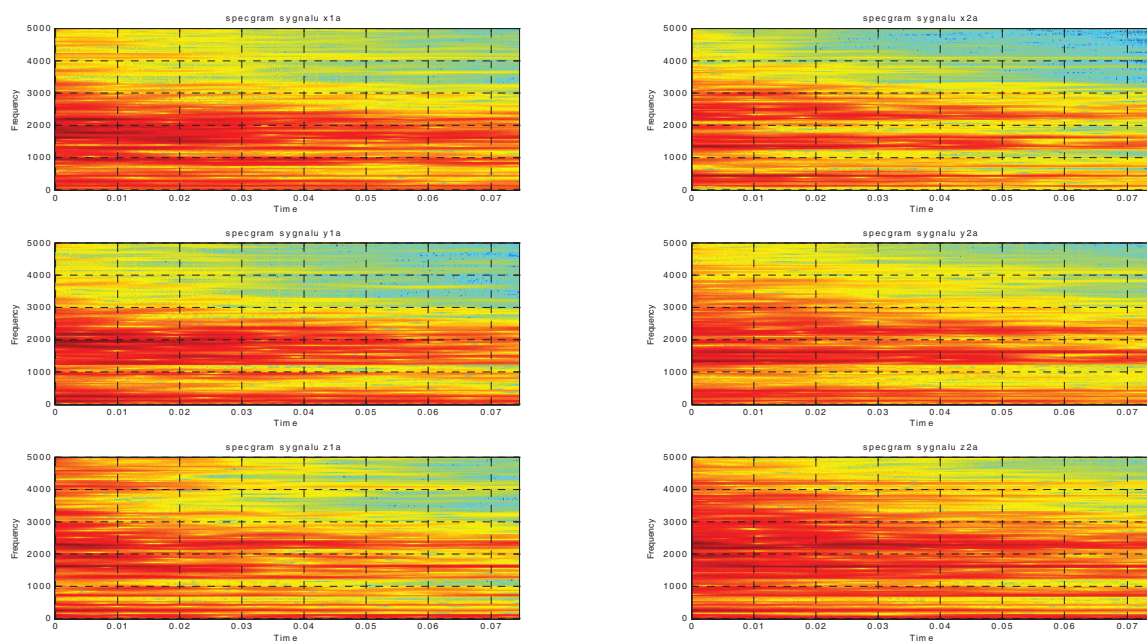
Rys. 14. Charakterystyka gęstości widmowej mocy sygnału



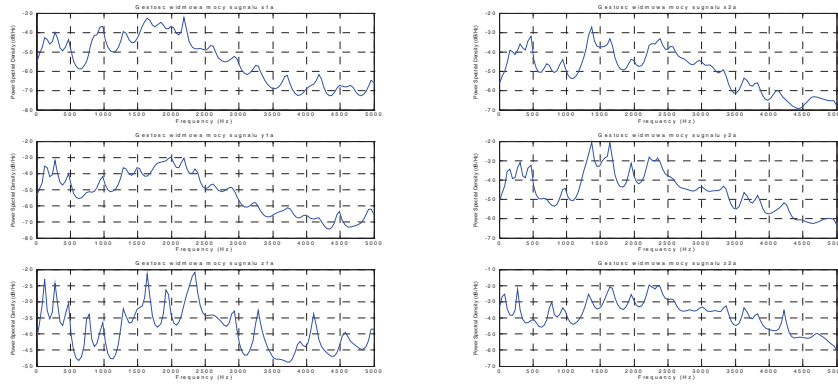
Rys. 15. Przebiegi czasowe dla sygnału pomiarowego belki nr 01

Dla powyższych przebiegów czasowych wykonano standardowe testy stacjonarności. Jednocześnie stwierdzono brak stacjonarności w tych sygnałach. Przeprowadzono więc krótkoczasową transformatę Fouriera (STFT) dla przebiegów odpowiedzi, której wyniki przedstawiono poniżej.

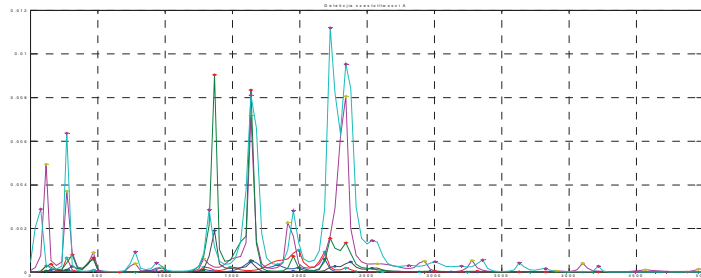
W celu określenia wymaganej rozdzielczości przeprowadzono estymacje widmowej gęstości mocy metodą kowariancji. Wyniki analiz przedstawiono na rys. 17 i 18.



Rys. 16. Krótkoczasowa transformata Fouriera dla sygnałów X1, X2, Y1, Y2, Z1, Z2



Rys. 17. Estymacja Gęstości Widmowej Mocy modelem 50 rzędu



Rys. 18. Detekcja poszczególnych częstotliwości dla pełnej sesji pomiarowej (3 pomiary po 2 czujniki w 3 osiach)

Z powyższych wykresów wynika że estymacja 50 rzędu jest wystarczająca dla identyfikacji znaczących częstotliwości. Analizy te powtórzone dla innych sygnałów. Otrzymano zbieżne wyniki. Na tej podstawie można wnioskować że dekompozycja falkowa na 5 poziomie uwzględni poszczególne składowe częstotliwościowe, dając odpowiednią rozdzielczość. Podniesienie rzędu dekompozycji nie dostarcza znaczących informacji, znacznie zwieszając czas obliczeń. Przyjęcie niższego rzędu spowoduje zamaskowanie niektórych częstotliwości.

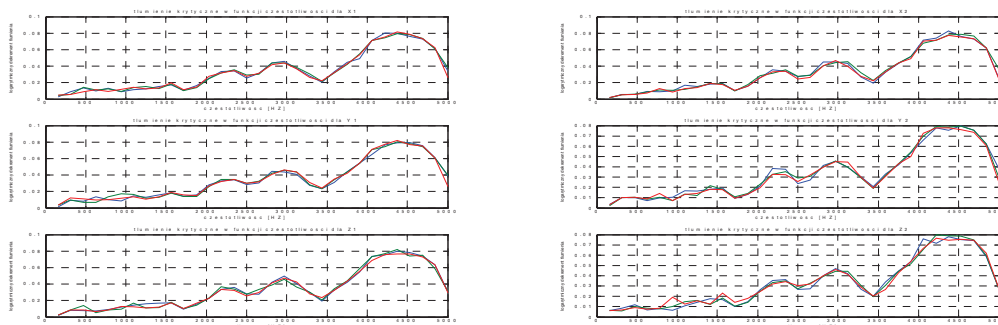
Dla tak przyjętych założeń wykonano analizę danych. Polegała ona na wielopakietowej dekompozycji poszczególnych sygnałów a następnie wyznaczenie logarytmicznego dekrementu tłumienia z poszczególnych

przebiegów czasowych. Wyniki zestawiono w postaci charakterystyki dekrementu tłumienia w funkcji częstotliwości. Przykładowy wykres dla sygnałów z belki nr 01 przedstawiono na rys. 19.

7. OPIS PROCEDUR POMIAROWYCH

Opracowana metodyka składa się z następujących działań:

1. Pomiary w szybie: Badania wykonuje zespół dwóch pracowników, przeszkolony w zakresie obsługi sprzętu pomiarowego oraz sygnalista-rewident szybowy. Spośród ekipy pomiarowej jeden dokonuje bezpośrednio pomiarów, a drugi zajmuje się archiwizacją danych, kontroluje przebieg badań itd.. Badania prowadzone są



Rys. 19. Logarytmiczny współczynnik tłumienia w funkcji częstotliwości

podczas jazdy naczyniem z góry w dół i wymagają postoju przy każdym badanym elemencie na czas niezbędny do wykonania badań. Badania prowadzone są z górnego piętra naczynia lub z głowicy Naczynie zatrzymywane jest zawsze w powtarzalny sposób: np. dla badania dźwigarów na wysokości połączenia z dźwigarem. W trakcie pomiarów, osoba badająca pobudza do drgań badany element poprzez uderzenie specjalnym młotkiem oraz rejestruje sygnał z czujnika przyspieszenia jako odpowiedź na wymuszenie.

2. Analiza wyników na powierzchni kopalni: Po zarejestrowaniu wszystkich sygnałów, w laboratorium na powierzchni, wykonuje się analizy wyników z wykorzystaniem specjalistycznego oprogramowania. Algorytmy obliczeniowe bazują na analizie falkowej dającej możliwości obliczeń estymat punktowych lub funkcyjnych będących podstawą do wnioskowania diagnostycznego. Obliczone estymaty zezwalają na uzyskanie uporządkowanego zbioru identyfikatorów badanych elementów począwszy od elementu najbardziej zużytego do elementu o najlepszym stanie technicznym.

3. Identyfikacja najbardziej zużytych elementów w szybie. Otrzymany zbiór numerów badanych elementów zbrojenia zezwala na oznaczenie ich w szybie i wymianę lub, w przypadku nie przekroczenia dopuszczalnych wartości jego dalszą eksploatację z uwzględnieniem odpowiedniej okresowej kontroli. Elementy najbardziej zużyte można poddać dalszym badaniom np. poprzez dokładne rozpoznanie stanu za pomocą zaawansowanej techniki defektoskopowej.

Oprócz wiedzy na temat zaawansowania zużycia badanego elementu opisywana nowa metoda badawcza dostarcza innych bardzo ważnych informacji zezwalających na wnioskowanie o tym jak zachowuje się zbrojenie w warunkach wymuszeń dynamicznych, co jest nieosiągalne dla innych metod obecnie stosowanych.

Odpowiednie przetworzenie sygnału odpowiedzi zbrojenia na wymuszenie impulsowe daje możliwość identyfikacji tych miejsc w szybie, w których mogła nastąpić utrata sztywności i wymaga to podjęcia niezwłocznych zadań.

Proponowane w projekcie rozwiązanie może wprowadzić nową jakość w badaniach stanu zbrojenia szybowego, zezwoli na badanie i ocenę dowolnego elementu stalowego pod względem jego sztywności, co z kolei umożliwi oszacowanie jego zdolności do przenoszenia zadanych obciążeń ruchowych. Ponadto kompleksowe i szybkie badanie wszystkich elementów nośnych zbrojenia zezwoli na wybór z całej populacji zbioru najbardziej zużytych, ich monitoringu

a w konsekwencji eksploatację w możliwie długim, racjonalnie uzasadnionym czasie.

Takie podejście do problemu eksploatacji zbrojenia szybowego obecnie nie jest stosowane z powodu braku możliwości przeprowadzania szybkich i tanich pomiarów.

8. IMPLEMENTACJA OPRACOWANYCH ALGORYTMÓW

Budowa prototypowego systemu została oparta o przenośny komputer klasy PC. W układach pomiarowych został wykorzystany czujnik firmy PCB typ 356B08 oraz wzmacniacz ICP firmy Energocontrol typu: SC3000

Część pomiarowa algorytmów została zaimplementowana w środowisku LabView. Zbudowany został wirtualny przyrząd pomiarowy wyświetlający w trakcie pomiaru poszczególne charakterystyki. Część obliczeniowa została zaimplementowana w środowisku Matlab. Jednakże dla użytkownika nie jest dostępny pakiet Matlab-a, jest on wywoływany jako procedura wewnętrzna z programu w Labview. Procedura pomiarowa składa się z następujących kroków:

- 1) Przygotowanie danych konfiguracyjnych.
- 2) Zapis danych do karty pomiarowej.
- 3) Uaktywnienie pomiarów, oczekiwanie na impuls wyzwalający.
- 4) Po wystąpieniu warunku wyzwalania następuje pomiar.
- 5) Odczyt danych z karty pomiarowej.
- 6) Przedstawienie przebiegów czasowych.
- 7) Sprawdzenie czy wartość średniokwadratowa sygnałów osiągnęła wymagany próg.
- 8) Wyczyszczenie bufora karty pomiarowej i zamknięcie kanału komunikacyjnego.
- 9) Usunięcie trendów liniowych w sygnale.
- 10) Normalizacja sygnału.
- 11) Obliczenie gęstości widmowej mocy oraz jej wyświetlenie.
- 12) Przeprowadzenie falkowej dekompozycji pakietowej.
- 13) Obliczenie współczynników falkowych.
- 14) Rekonstrukcja poszczególnych pakietów.
- 15) Przeliczenie funkcji pakietów na częstotliwość
- 16) Detekcja ekstremów w poszczególnych pakietach.
- 17) Wytypowanie ekstremów malejących.
- 18) Obliczenie stosunku tych ekstremów.
- 19) Obliczenie logarytmicznego dekrementu na podstawie tych stosunków.
- 20) Uśrednienie współczynników dla całych zakresów czasowych.
- 21) Wyświetlenie współczynników w funkcji częstotliwości.
- 22) Obliczenie wartości średnich wszystkich zrekonstruowanych sygnałów.
- 23) Wyświetlenie tych wartości w funkcji częstotliwości.

- 24) Uśrednienie logarytmicznego dekrementu tłumienia dla wszystkich sygnałów.
- 25) Wyświetlenie tych wyników.
- 26) Generacja raportu.
- 27) Zakończenie działania.

Po uruchomieniu programu pojawia się panel kontrolny przyrządu (rys. 20). Uruchomienie pomiaru następuje po naciśnięciu przycisku 1, w górnej części panelu. Przed przystąpieniem do pomiarów należy przeprowadzić ustawienia. W tym celu w obszarze 2, w ikoncie „scan rate” wybieramy częstotliwość próbkowania – standardowo 2000Hz. Następnie wybieramy długość sygnału w polu „number of scans to acquire”. Standardowo wynosi ona 1024. Kolejnym ustawieniem jest poziom wyzwalania. W polu „trigger level” można ustawić czułość na zbocze wyzwalające. Ponieważ pomiar wykonywany jest automatycznie należy dobrać tak ten poziom aby w przypadku wymuszenia następował pomiar, natomiast w przypadku przestawiania czujnika lub innych zakłóceń przyrząd pozostawał w stanie gotowości. W polu „time limit” można ustawić czas w jakim przyrząd oczekuje na pomiar. Standardowo wynosi on 10 sekund. W polu „wspornik nr” należy wpisać dane identyfikujące badany element. Jeśli badane są wsporniki, należy podać jego numer, umiejscowienie oraz inne dane umożliwiające jego późniejszą identyfikację.

Na wykresach 3 (rys. 20) po wykonaniu pomiaru przedstawione zostaną przebiegi czasowe w osiach X, Y oraz Z.

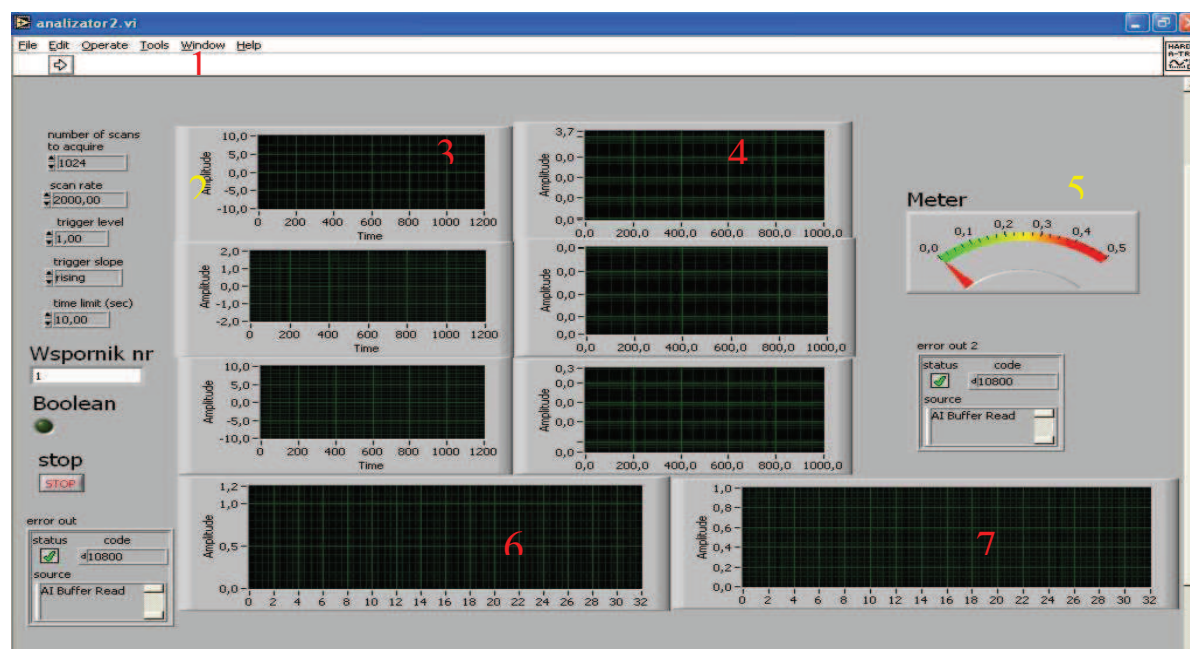
W oknach 4 (rys. 20) przedstawione są gęstości widmowe mocy poszczególnych przebiegów. Umożliwiają one identyfikację częstotliwości oraz weryfikację poprawności pomiaru. W oknie 6 (rys.

19) przedstawiona jest charakterystyka tłumienia wszystkich składowych w funkcji częstotliwości. Częstotliwość na tym wykresie przedstawiona jest jako poziom aproksymacji. W tej samej dziedzinie na wykresie 7 (rys. 20) przedstawione są widma falkowe Uśredniony dekrement tłumienia można odczytać z miernika 5 (rys. 20).

Program automatycznie generuje raport w postaci dokumentu html. Dokumenty te są zapisywane w katalogu *pomiar* w podkatalogu utworzonym z daty wykonywania pomiaru. Nazwa dokumentu utworzona jest z danych wpisanych w pole „wspornik nr” oraz godziny i minuty wykonywania pomiarów. Również w tym samym miejscu i tą samą nazwą generowany jest zbiór z rozszerzeniem *bin* zawierającym przebiegi czasowe mierzonych sygnałów.

8. WNIOSKI

Prezentowana metoda była weryfikowana w kilku kopalniach węgla kamiennego oraz miedzi. Weryfikacja metody polegała na porównaniu zmierzonej grubości ścianek poszczególnych elementów z ich globalnym współczynnikiem tłumienia. Z badań tych wynika że prezentowana metoda może służyć jako metoda selekcyjna. Po zbadaniu całości szybu, elementy, których globalny współczynnik tłumienia znacznie różni się od średniej z całego szybu powinny być przebadane innymi metodami. Istotną zaletą prezentowanej metody jest ocena nie tylko samego elementu ale również jego otoczenia, zwłaszcza mocowanie i posadowienie. Krótki czas pomiaru i analizy umożliwia szybkie badanie szybu.



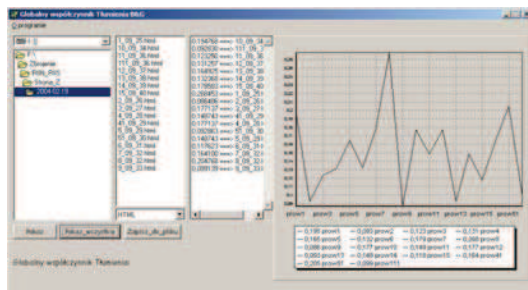
Rys. 19. Widok ekranu przyrządu pomiarowego

Z przeprowadzonej analizy numerycznej zależności pomiędzy zmianą częstości drgań własnych a stopniem pocienienia przekroju poprzecznego elementu belkowego w postaci ceownika dla analizy modalnej rzeczywistej wynika że:

- dla wszystkich postaci drgań własnych można zaobserwować niewielki spadek częstotliwości drgań własnych wraz ze zmniejszaniem się grubości ścianek przekroju poprzecznego.
- dla zmiany przekroju poprzecznego o 40% różnica w częstotliwości drgań własnych waha się od 2,2% dla postaci pierwszej do 17% dla postaci piątej. Dla pozostałych postaci różnice częstości drgań własnych znajdują się w podanym przedziale.
- zmiana przekroju o 50% nie wnosi większych zmian w przedziale rozrzutu wyników poza tym iż dolna granica przedziału wynosi 3,2% dla postaci pierwszej a górna 18% dla postaci drugiej.

Przeprowadzone badania pokazują że metoda pomiaru częstotliwości drgań własnych nie rokuje dużej przydatności dla diagnozowania stanu zużycia elementów zbrojenia szybowego.

Obecnie badanie zbrojenia szybowego w oparciu o globalny współczynnik tłumienia pomaga określić które współczynniki tłumienia zbadanych elementów zbrojenia odstają od pozostałych na podstawie zestawienia wszystkich zmierzonych wartości. Wynik takiego zestawienia przedstawiono na rys. 20.



Rys. 20. Zestawienie wyników pomiarów

Widać na rys. 20, że współczynnik tłumienia elementu nr 8 (prow8) zdecydowanie odbiega od pozostałych wartości. Jest to podstawa do bardziej szczegółowego sprawdzenia jego stanu technicznego.

Na podstawie doświadczeń uzyskanych podczas testowania proponowanej metody możemy stwierdzić, że daje ona informacje jakościowe. Możliwe, że w przyszłości po udoskonaleniu algorytmu, jak i modyfikacji np. sposobu przeprowadzenia pomiaru będzie w stanie dawać miarodajne rezultaty w ocenie ilościowej stanu konstrukcji zbrojenia.

Warto również wspomnieć, że równolegle z naszymi badaniami powstaje kompleksowa baza

danych mająca na celu usprawnienie identyfikacji uszkodzeń w konstrukcjach szybowych, jak i umożliwiająca stworzenie archiwum sygnałów będących odpowiedzią impulsową badanego elementu zbrojenia. Może ono w przyszłości posłużyć to określenia np. linii trendu wspomagając algorytm decyzyjny w kwalifikowaniu danego elementu do grupy spełniającej bądź nie dane wymagania. Dodatkowo posiadanie tak kompleksowej bazy ułatwi testowanie nowych metod wykorzystujących odpowiedzi impulsowe przez co możliwe będzie ich wcześniejsze wykorzystanie bądź odrzucenie.

BIBLIOGRAFIA

1. Misiti M., Misiti Y., Oppenheim G., Poggi J. M. *User's Guide: „Wavelet Toolbox for use with Matlab®”* Mathworks 1996.
2. LabView - *Measurements Manual*, National Instruments Corp. 2000.
3. LabView - *Signal Processing Toolset User Manual*, National Instruments Corp. 2001
4. Batko W., Ziółko M., *Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej*, Wydział IMiR AGH Kraków 2001.
5. Zieliński T. P., *Od teorii do cyfrowego przetwarzania sygnałów*, Wydział EAiE AGH Kraków 2002.



Prof. dr hab. inż. **Wojciech BATKO**, prof. zw. AGH ur. 1949. Kierownik Katedry Mechaniki i Wibroakustyki AGH, autor i współautor ponad 230 publikacji, w tym 12 książkowych. Zajmuje się zagadnieniami dynamiki i wibroakustyki maszyn oraz zagadnieniami diagnostyki technicznej.



Dr inż. **Tomasz KORBIEL** jest adiunktem w Katedrze Mechaniki i Wibroakustyki AGH. Jego zainteresowania związane są z diagnostyką techniczną oraz systemami monitorującymi w technice.