

ENERGETYCZNE CHARAKTERYSTYKI DEGRADACJI SYSTEMU

Henryk KAŻMIERCZAK

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych
61-963 POZNAŃ, ul. Starołęcka 31, tel. 061 8712279, e-mail: kazmhenr@pimr.poznan.pl

Streszczenie

System mechaniczny modelowany jest jako procesor energii, który przetwarza moc wejściową na moc użyteczną i moc degradacji jej elementów. Elementy obiektu mechanicznego ulegają zużyciu z różną intensywnością. Jest to odzwierciedlane w widmowych charakterystykach dynamicznych obiektu i charakterystykach mocy obciążeń dynamicznych powodujących degradację maszyny. Przedstawiono ideę energetycznej metody identyfikacji stanu degradacji strukturalnej maszyny. Metoda stosowana jest w badaniach rozptywu energii i zmian strukturalnych w obiektach mechanicznych.

Słowa kluczowe: obiekty mechaniczne, degradacja maszyny, metody identyfikacja procesu degradacji.

THE ENERGETICS CHARACTERISTICS OF MACHINE'S DEGRADATION

Summary

The mechanical system is modelled as an energy processor, which transforms the input power into effective power and destruction power of its elements. The elements of the mechanical object are subject to wear with different intensity. This is reflected in the dynamic characteristics of the object and the vibration load power characteristics causing the destruction of the machine. The paper presents the concept of an energy-based vibration identification method of the degradation of objects. The method is used in testing the energy propagation and the structural changes in mechanical objects.

Keywords: mechanical objects, machines degradation, identification method of the degradation.

1. CHARAKTERYSTYKA PROCESU DEGRADACJI OBIEKTU MECHANICZNEGO

Podzespoły obiektu mechanicznego ulegają zużyciu z różną intensywnością. O stanie obiektu decyduje najsłabszy element. Niepożądane oddziaływania dynamiczne (drżania) dezorganizują obiekt funkcjonalnie i strukturalnie, stanowiąc o ewolucji jego stanu technicznego. Kumulacyjne skutki występowania obciążeń (przeciążeń), powodujących degradację węzłowych elementów konstrukcji stanowią o potrzebie identyfikacji rozkładu przestrzennego obciążeń i ich wzrostu w funkcji czasu ewolucji stanu systemu.

Procesy stanowiące o charakterystyce trwałościowej obiektu mechanicznego mają wymiar energetyczny. W badaniach energetycznych charakterystyk trwałości zmęczeniowej maszyn stosowana jest metoda podatności dynamicznej do budowy analitycznego modelu systemu i metoda eksperymentalnej analizy modalnej do identyfikacji charakterystyk dynamicznych maszyn oraz metoda rozkładu mocy obciążeń w wielowjęściowych – wielowjęściowych systemach mechanicznych [6].

Własności dynamiczne maszyny są pochodną przestrzennego rozkładu parametrów fizycznych maszyny oraz warunków brzegowych (sposobu

posadowienia maszyny na podłożu), a także sposobu agregowania jej ze źródłem napędu [11].

Od ogólnego modelu do szczegółów to podstawa idei modelowania systemów mechanicznych. Stworzenie dobrego modelu części, podzespołu może stanowić o możliwościach jego dalszych zastosowaniach. Informacje z testów eksperymentalnych są konfrontowane z modelem wirtualnym. Istotną jest integracja między badaniami testowymi i wirtualnymi (warunki brzegowe). W modelowaniu analitycznym obciążeń systemu praktykowane jest podejście hybrydowe z użyciem danych wejściowych z eksperymentu. Analiza dynamiki systemu oparta jest na obciążeniach wyznaczonych z eksperymentu. Wymagana jest pełna integracja testu wirtualnego z testem eksperymentalnym[8].

Przy dużej liczbie różnorodnych czynników konstrukcyjnych, technologicznych i eksploatacyjnych (zmiennosc obciążeń) wpływających na stan obiektu, charakterystyki obciążeń uzyskane podczas badań eksploatacyjnych całej maszyny pozwalają wskazać elementy poddane intensywnym obciążeniom[4].

W silnikach, w układach przenoszenia napędu, oraz w maszynach roboczych do najbardziej obciążonych elementów należą łożyska, których uszkodzenie może prowadzić do katastrofy

obiektów, w których są one instalowane. Uszkodzenie może wystąpić w wyniku ewolucyjnego procesu destrukcji lub w wyniku chwilowego przeciążenia [9, 11]. Dotyczyć to może np. łożysk w obiektach latających lub w generatorach w elektrowniach, a także w maszynach roboczych, itp. Uszkodzenie układu mechanicznego następuje wówczas, gdy porcja energii (mocy) spowoduje zmianę jego własności strukturalnych, gdy przy ciągłej kumulacji skutków pracy sił destrukcji nastąpi przekroczenie wartości granicznych charakterystyk wytrzymałościowych, powodując niszczenie węzła konstrukcyjnego. Procesy te mają wymiar energetyczny [2, 4].

Efektywny system oceny stanu maszyny, dostarczający szczegółowych informacji o własnościach części maszyny oraz dążność do budowy urządzeń odpornych na szkodliwe oddziaływanie zewnętrzne, mogą w istotny sposób zmniejszyć przypadkowość w funkcjonowaniu maszyny i umożliwić stworzenie teorii niezawodności opartej na innej podstawie niż na rachunku prawdopodobieństwa. Przyjmuje się twierdzenie: jeśli uległy zmianie cechy procesów wyjściowych maszyny oznacza, że zostało to spowodowane zmianą warunków zewnętrznych (wymuszeń) lub zmianą stanu technicznego maszyny.

2. KRYTERIA WYZNACZANIA TRWAŁOŚCI OBIEKTU MECHANICZNEGO

Kryteria obliczania trwałości zmęczeniowej oparte na koncepcji płaszczyzny kryterialnej, umożliwiają szacowanie trwałości zmęczeniowej dla różnych stanów wieloosiowego zmęczenia oraz określania kierunku pęknięcia zmęczeniowego. Według tego kryterium pęknięcie nastąpi na płaszczyźnie najbardziej wyężonej. Elementy maszyn poddawane są często cyklicznym obciążeniom zginającym, skręcającym oraz często obu tym obciążeniom, a także obciążeniom statycznym (ciężar i obciążenie wstępne), które związane są z funkcjami spełnianymi przez maszynę. Obciążenia te powodują procesy zmęczeniowe materiałów konstrukcji w punktach kumulacji naprężeń.

Trwałość jest podstawowym parametrem jakości i bezpieczeństwa konstrukcji. Przyczyną ograniczonej trwałości maszyny jest występowanie nadmiernych naprężeń dynamicznych. Naprężenie dynamiczne w drgającym dowolnie, stacjonarnie elemencie jest funkcją prędkości drgań. Wynika stąd związek między trwałością materiałów a amplitudą prędkości drgań maszyn.

W wyniku procesu degradacji (zmiana miar parametrów mechanicznych) następuje: obniżenie sztywności, spadek trwałości, złuszczenie bieżni, pęknięcie zmęczeniowe.

Rozróżnia się dwa mechanizmy rozpraszania energii mechanicznej:

1. Tarcie w warstwach poślizgu w węzłach kinematycznych

- węzły zaprogramowane (konstrukcyjne)
- węzły awaryjne: pęknięcia oraz powierzchni poślizgu przy odkształceniu plastycznym

2. Drgania

Naprężenia zmienne wywołane drganiami konstrukcji koncentrują się na krawędziach szczelin i wad materiałowych. Pęknięcie wynika na ogół z koncentracji energii odkształcenia sprężystego lub plastycznego na krawędziach wad materiałowych. Proces pęknięcia to proces propagacji wad.

Należy podkreślić synergizm czynników obniżających trwałość konstrukcji [10]:

- korozyjne, zmęczeniowe, oddziaływanie środowiska (wilgotność, temperatura,
- niejednorodność struktury,

oraz synergizm technologii inżynierii powierzchni w zwiększaniu trwałości: umocnienia warstwy wierzchniej, obróbka cieplna i laserowa, unikanie karbu.

Poziom naprężeń w materiale mieści się w zakresie liniowo-sprężystym, gdy naprężenie w materiale znajduje się w liniowej części jego charakterystyki naprężenie – odkształcenie i jest niższe od jego granicy sprężystości. Naprężenie, przy którym następuje początek płynięcia nosi nazwę granicy plastyczności. Plastycznością nazywana jest cecha materiałowa, gdy poza zakresem liniowym zachodzą odkształcenia niesprężyste. Przy obciążeniu materiału do zakresu plastycznego, zmianie ulega jego struktura wewnętrzna (zmiana własności). Charakterystyki różnych materiałów różnią się między sobą dla różnych prędkości odkształceń i różnych temperatur.

Materiały kruche charakteryzują się tym, że pęknięcie następuje przed wystąpieniem jakichkolwiek zauważalnej zmiany wydłużenia.

Naprężenia zmienne wywołane drganiami konstrukcji koncentrują się na krawędziach szczelin i wad materiałowych. To powoduje, że rozpraszanie energii w materiale jest również skoncentrowane w tych miejscach. Propagacja wad materiałowych na skutek zmiennych naprężeń daje w wyniku złom zmęczeniowy.

Badania trwałości zmęczeniowej maszyn obejmują znajomość:

- 1) obciążeń eksploatacyjnych (różnorodności charakterystyk obciążeń),
- 2) charakterystyk zmęczeniowych elementów,
- 3) hipotez sumowania uszkodzeń (np. liniowe).

Środowisko korozyjne obniża trwałość (wytrzymałość zmęczeniową). Rozróżnia się: zmęczenie objętościowe i pitting warstwy wierzchniej.

Resztkowa trwałość zmęczeniowa jest funkcją historii widma obciążeń i trwałości początkowej (projektowej). Degradacja obiektu jest wynikiem kumulowania się skutków procesów zużycia.

Graniczna trwałość zmęczeniowa jest funkcją rodzaju materiału i poziomu obciążeń.

Podstawowym problemem jest wyznaczenie poziomu trwałości resztkowej całej maszyny.

W warunkach wieloosiowych obciążeń losowych wymagane jest sformułowanie energetycznej charakterystyki stanu wyęczenia zmęczeniowego konstrukcji. Parametrem opisującym uszkodzenie układu jest liniowa kombinacja składowych wyęczenia w ustalonej płaszczyźnie węzłów konstrukcji.

3. WYZNACZANIE TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ MASZyny Z WYKORZYSTANIEM METODY WIDMOWEJ ANALIZY ROZKŁADU MOCY OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH

Na trwałość maszyny jako układu złożonego mają wpływ własności dynamiczne jej elementów, a także mechaniczne właściwości materiałów z których są wykonane. Niszczenie układu mechanicznego jest związane ze zmianą jego własności strukturalnych, a te zachodzą przy udziale energii, która jest różnicą między pracą włożoną w układ mechaniczny a pracą użyteczną przez niego wykonaną. Rozpraszanie energii jest powodowane procesami tarcia zewnętrznego i wewnętrznego oraz odkształceniami trwałymi zachodzącymi w materiale. Uwzględniając, że część energii dyssypowanej jest rozpraszana w postaci ciepła, można z dużą dokładnością określić energię powodującą odkształcenia trwałe poszczególnych elementów maszyny. Energia ta jest przyczyną zmęczeniowego zniszczenia materiału.

Kryteria uwzględniające różnice faz przebiegu składowych stanu odkształcenia i naprężenia klasyfikuje się na kilka różnych sposobów. Jednym z nich jest podział według rodzajów przyjętych parametrów opisujących proces zmęczenia. Wyróżnia się trzy grupy kryteriów: naprężeniowe, odkształceniowe, energetyczne.

Hipoteza wytrzymałościowa Hubera, sformułowana w 1904 roku zakłada, że o zniszczeniu materiału decyduje krytyczna wartość energii właściwej odkształcenia postaciowego [18].

Dla małych odkształceń postaciowych materiału energia odkształcenia postaciowego jest zbliżona do energii materiału liniowo sprężystego, a zatem właściwości fizyczne materiału będą również zbliżone w początkowej fazie odkształcania do właściwości fizycznych materiałów liniowo sprężystych, czym charakteryzuje się większość znanych materiałów o dużym znaczeniu praktycznym, wykorzystywanych jako tworzywa konstrukcyjne.

3.1. Analiza rozplywu energii w maszynie

Przepływ energii drganiowej jest modelowany podobnie jak przepływ ciepła w strukturze. Równanie różniczkowe przewodnictwa cieplnego opisuje stan drganiowy. Metoda analizy przepływu energii (SEA) bierze pod uwagę przestrzenną zmianę

energii w indywidualnych podsystemach oraz przepływ energii między podsystemami [9]. Zamiast charakteryzowania każdego podsystemu poprzez pojedynczą wartość energii, analiza przepływu energii opisuje straty i przewodzenie energii drganiowej w każdym podsystemie. Przez rozwiązanie odpowiednich równań energii na rozkład gęstości energii w każdym podsystemie, uzyskuje się przestrzenną zmianę odpowiedzi drganiowej (w dziedzinie przyspieszenia, naprężenia, ciśnienia akustycznego, itp.).

Główną ideą analizy przepływu energii jest fakt, że stan dynamiczny systemu mechanicznego może być reprezentowany przez gromadzoną, dyssypowaną i przenoszoną energię. Analiza przepływu energii pozwala na predykcję uśrednionego (przestrzennie i w dziedzinie częstotliwości) drganiowego zachowania się struktury analogicznie jak metoda SEA. Metoda analizy przepływu energii wykorzystuje objętościowe podejście różniczkowe do wyprowadzenia równań na gęstość energii podsystemu. Jedną z zalet wykorzystania równania różniczkowego do opisu stanu energii drganiowej w polu dalekim jest fakt, że możliwe jest modelowanie efektów lokalnych takich jak lokalne tłumienie i siły punktowe. Inną ważną zaletą jest fakt, że można zdefiniować drgania przestrzenne gęstości energii pola dalekiego i przepływu energii pola dalekiego.

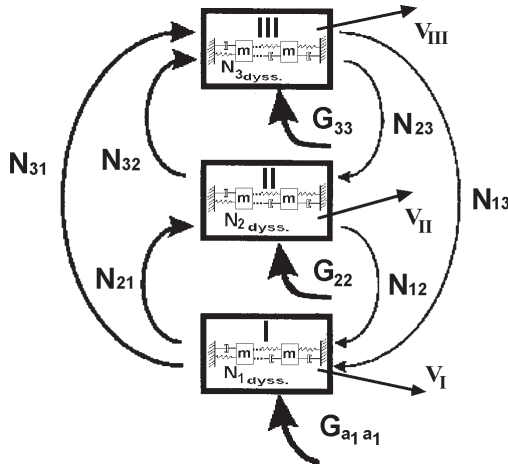
3.2. Metoda analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych dla wielu podsystemów

Złożony system mechaniczny, analizowany jako układ dynamiczny modelowany energetycznie, może zawierać wiele podsystemów multimodalnych, a każdy podsystem może być sprzężony z więcej niż jednym z pozostałych podsystemów. Ponadto, każdy podsystem może być modelowany jako zbiór modów energetycznych [6]. Na przykład w przypadku obiektu mechanicznego typu belka, mody drgań poprzecznych w odpowiednim paśmie częstotliwości mogą być traktowane jako podsystem, natomiast mody obciążeń dynamicznych wzdłużnych jako inny podsystem. Wzdłużne i poprzeczne właściwości struktury są analizowane z energetycznego punktu widzenia jako oddzielne, separowane podsystemy ze względu na różnice w ich impedancjach i gęstościach modalnych, definiowanych jako iloraz ilości n modów energetycznych do szerokości pasma częstotliwości $n/\Delta f$ [6].

Przykładowy schemat idei dystrybucji mocy w systemie mechanicznym pokazano na rys. 1 [6]. System jest złożeniem podsystemów I, II, III, z których każdy ma charakterystyczne dlań właściwości dynamiczne. Podsystemami tymi mogą być np.:

I-konstrukcja wsporcza, II-układ izolatorów, III-maszyna;

I-koła jezdne ciągnika, II-podsystem resorowania, III-korpus z agregowaną maszyną i siedzisko z kierownicą; przeszło struno-betonowe: I-belka z betonu, II-pręty stalowe.



Rys. 1. Schemat rozdziału mocy obciążeń w systemie mechanicznym (N_{ik} – elementy macierzy przenoszenia mocy, $G_{a_k a_k}$ – gęstość widmowa mocy wymuszeń zewnętrznych) [6]

Wówczas przykładowo:

$G_{a_1 a_1}$ – jest mocą wejściową, wynikającą np. z występowania wymuszeń kinematycznych (nierówność jezdni),

$G_{a_2 a_2}$ – mocą wejściową wymuszeń układu napędowo-roboczego,

N_{ik} – straty energii systemu "i" w wyniku sprzężenia z podsystemem "k".

Zatem ogólnie $G_{a_1 a_1}$, $G_{a_2 a_2}$, $G_{a_3 a_3}$ są gęstościami widmowymi mocy wymuszeń zewnętrznych, N_{ik} są to moce przenoszone z podukładu k na podukład i, $N_{I dyss}$, $N_{II dyss}$,

$N_{III dyss}$ są mocami dyssypowanymi wewnątrz w poszczególnych podsystemach, V_I , V_{II} , V_{III} – moce dyssypacji zewnętrznej.

Jeśli system złożony jest z dwóch podsystemów, z których pierwszy jest wymuszany przez siły zewnętrzne a drugi wyłącznie przez sprzężenie, równanie równowagi energii ma postać.

$$\begin{cases} N_1 = \omega \eta_1 E_1 - \omega \eta_{21} E_2 \\ 0 = \omega \eta_2 E_2 + \omega \eta_{12} E_1 \end{cases} \quad (1)$$

stąd:

$$\frac{E_1}{E_2} = \frac{\eta_{12}}{\eta_2 + \eta_{21}} \quad (2)$$

Wyrażenie $\omega \eta_{12} E_1$ przedstawia energię utraconą przez podsystem 1 w wyniku sprzężenia

z podsystemem 2; $\omega \eta_1 E_1$ przedstawia energię utraconą przez podsystem 1 w wyniku tłumienia.

Równanie powyższe pokazuje, że:

- Jeśli $\eta_2 \ll \eta_{21}$, to niezależnie od aktualnej wielkości sprzężenia, stosunek energii przechodzi w η_{12}/η_{21} lub η_2/η_1 (w wyniku zasady wzajemności), tzn. w stosunek między gęstościami modalnymi podsystemów. Jednym z praktycznych wyników jest fakt, że zastosowanie dodatkowego tłumienia nie będzie efektywne dopóki η_2 jest tego samego rzędu co η_{21} . Warunek spełnienia równania $E_1 \eta_2 = E_2 \eta_1$ jest podawany jako warunek równomiernego rozdziału energii i jest wzmacniany przez bliskie częstotliwości własne, małe tłumienie i duże sprzężenie. W przypadku równomiernego rozdziału energii zanika przepływ energii między podsystemami.
- Energia modalna podsystemu 2 nigdy nie przewyższa energii modalnej podsystemu wymuszanego dopóki współczynniki strat sprzężenia są dodatnie.
- Dla $\eta_{21} \ll \eta_2$ poziom energii drugiego podsystemu jest odwrotnie proporcjonalny do jego tłumienia i wprost proporcjonalny do współczynnika sprzężenia η_{12} . Jednakże w niektórych przypadkach, dla których powinna być osiągnięta mała wartość E_2 , wzrost tłumienia drugiego podsystemu nie może być bardzo efektywny i wtedy preferowane jest obniżenie współczynnika sprzężenia η_{12} .

Podstawowa zależność między sprzężonymi współczynnikami strat SEA [10] i gęstościami modalnymi jest nazywana zależnością wzajemności (równanie 1). Wzajemność wynika z faktu, że przepływ energii między dwoma podsystemami jest proporcjonalny do różnicy energii modalnych (równanie 1).

W dziedzinie częstotliwości model stanu obciążeń maszyny opisywany jest przez macierz gęstości widmowych mocy obciążeń dynamicznych w systemie mechanicznym [6, 10 - 12]:

$$\{G_{N_{ik}}(j\omega, \Theta)\} = H_{V_k}(j\omega, \Theta) \cdot G_{F_k F_k}(j\omega, \Theta) \quad (3)$$

gdzie: $H_{V_k}(j\omega, \Theta)$ – macierz mobilności dynamicznej systemu,

$G_{F_k F_k}(j\omega, \Theta)$ – macierz gęstości widmowych wymuszeń zewnętrznych.

Elementy macierzy charakterystyk dynamicznych [9]:

$$H_{ik}(j\omega, \mathbf{D}(r, \Theta)) = \begin{Bmatrix} H_{i1}[j\omega, D_{11}(\Theta)] & \dots & H_{in}[j\omega, D_{in}(\Theta)] \\ \dots & \dots & \dots \\ H_{n1}[j\omega, D_{n1}(\Theta)] & \dots & H_{nn}[j\omega, D_{nn}(\Theta)] \end{Bmatrix} \quad (4)$$

są funkcjami przestrzennej miary degradacji systemu mechanicznego,

przy czym miara degradacji [2, 4]:

$$D(r, \Theta) \equiv \frac{E_d(r, \Theta)}{E_b(r)} = \frac{\int_0^{\Theta} P[(r, \Theta), N_i] d\Theta}{E_b(r)} \quad (5)$$

W modelu dyskretnym każdy z elementów macierzy miary degradacji jest [3, 10]: $D_{ik}(\Theta) = \frac{E_{ik_d}(\Theta)}{E_{ik_{db}}}$,

przy czym: $i, k = 1, 2, \dots, n$ są punktami węzłowymi obiektu,

$E_{ik_d}(\Theta)$ - zbilansowana energia degradacji elementu „i-k” systemu mechanicznego,

$E_{ik_{db}}$ - pojemność dyssypacyjna elementu „i-k” systemu mechanicznego.

Zastosowanie modelu rozkładu mocy wymuszeń zewnętrznych oraz modelu rozptywu mocy obciążeń w obiekcie mechanicznym daje nowoczesną, energetyczną metodę analizy trwałościowej obiektu. Umożliwia ocenę wpływu poszczególnych wymuszeń na charakterystykę trwałościową obiektu. Może stanowić również metodę weryfikacji eksperymentalnej numerycznych modeli wytrzymałościowych otrzymywanych metodami elementów skończonych. Przestrzenna charakterystyka wyczerpywania zapasu trwałości elementów systemu wyznaczana jest przez macierz mocy dyssypowanej w systemie oraz mocy sił bezwładności i sztywności dynamicznej. Elementy macierzy mocy obciążeń (część rzeczywista i część urojona) obliczane są w oparciu o wyznaczone eksperymentalnie elementy wektora odpowiedzi i elementy macierzy charakterystyk strukturalnych obiektu (metody analizy modalnej), uzyskanej z prostych pomiarów drganiowych. Intensywność procesów degradacji odzwierciedlana jest w wartościach mocy obciążeń przenoszonych i obciążeń destrukcyjnych, których skutki działania akumulowane są w podzespołach.

Przykład

Budując holistyczny model obciążeń maszyny należy uwzględnić moc wejściową N_i , moc użyteczną N_u i moc dyssypowaną N_d , traconą na procesy degradacji obiektu.

W agregacie: źródło napędu – obiekt, traktowanym jako system mechaniczny, tworząc bilans mocy można zapisać:

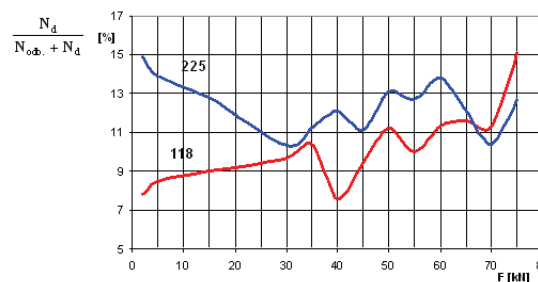
$$N_{zr.} = N_{odb.} + N_u + N_d \quad (6)$$

gdzie: $N_{zr.}$ - moc źródła

$N_{odb.}$ - moc odbitej

N_u - moc użyteczna

N_d - moc procesów degradacji maszyny



Rys. 2. Wykres funkcji $\frac{N_d}{N_{odb.} + N_u}$, opisującej podatność degradacyjną obiektu mechanicznego

Na rys. 2 przedstawiono wykres funkcji $\frac{N_d}{N_{odb.} + N_u}$ uzyskanej z wyników badań atestacyjnych procesu degradacji (aż do pęknięcia) belek struno-betonowych. Na stanowisku badań przyspieszonych realizowano badania diagnostyczne stanu technicznego dwóch belek struno-betonowych sprężonych, różniących się wielkością napiecia wstępnego prętów stalowych (belka 125 – wyższe napiecia wstępne), poddawanych wymuszeniom testującym zadawanym kolejno w narastających stanach degradacji (wzrost głębokości szczeliny). W wyniku zadawania kolejno następujących obciążeń statycznych F , przykładanych w środku belki: 5, 10, ... 75 kN następowała degradacja belki.

Funkcja $\frac{N_d}{N_{odb.} + N_u}$ opisuje zmienną podatność degradacyjną obiektu w wyniku jego zmian strukturalnych, spowodowanych wzrastającym obciążeniem statycznym. Z wykresu można odczytać duże wartości energii odbitej oraz zmiany wartości mocy sił degradacji belki w funkcji wzrostu obciążenia, a także wartości obciążenia powodującego inicjację procesu pęknięcia belki.

4. WNIOSKI

1. Procesy stanowiące o charakterystyce trwałościowej maszyny mają wymiar energetyczny.
2. Metoda analizy rozptywu energii obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych umożliwia wyznaczanie charakterystyk procesu degradacji technicznej obiektów mechanicznych i opis ich stanu technicznego.
3. Badania metodą testu impulsowego pozwalają wyznaczyć obciążenia inicjujące proces uszkodzenia struktury konstrukcji.

LITERATURA

[1] Cempel C., Tabaszewski M.: *Teoria degradacji maszyn i urządzeń jako ewolucyjnych systemów otwartych z ograniczoną dyssypacją* -

- sprawozdanie z badań KBN 0858/P4/93*. Politechnika Poznańska (IMS), Poznań 1996.
- [2] Cempel C., *Teoria inżynierii systemów*, skrypt, Zakład Dynamiki - Wibroakustyki Systemów, Politechnika Poznańska, Poznań 2000.
- [3] Cempel C., *Modele systemów przetwarzania energii w teorii i inżynierii systemów*. Promocja na Doktora Honoris Causa Politechniki Szczecińskiej, Politechnika Szczecińska, 1995.
- [4] Cempel C., *Modele diagnostyki wibroakustycznej*, Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów, Bydgoszcz 1994.
- [5] Cieślak J., *Natężenie dźwięków strukturalnych w diagnostyce nieciągłości elementów konstrukcyjnych*, 3rd International Congress of Technical Diagnostics, Poznań 2004.
- [6] Kaźmierczak H., *Analiza rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych*, Rozprawy Nr 363, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
- [7] Kaźmierczak H., *Dynamic load power distribution in mechanical systems*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 3(127), 127-141, ITE Radom 2003.
- [8] Kaźmierczak H., *Badania trwałości zmęczeniowej maszyn metodą analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych*, Diagnostyka vol.26, 133-142, 2002, PTDT przy Wydziale Nauk Technicznych PAN.
- [9] Kaźmierczak H., *Energetic description of the destruction process of machine structural nodes*, Machine Dynamics Problem, Vol. 27, No 3, 113-123, Warszawa 2003.
- [10] Kaźmierczak H., *Analiza destrukcji maszyny metodą rozkładu mocy obciążeń dynamicznych*, DIAGNOSTICS'2004 –3rd International Congress of Technical Diagnostics.
- [11] Kaźmierczak H., Kromulski J., Pawłowski T., *Energetyczne charakterystyki degradacji przyczepy*, Diagnostyka vol.33, 2005, PTDT przy Wydziale Nauk Technicznych PAN.
- [12] Kaźmierczak H., Kromulski J., Cempel C., Barczewski R., *Energetic description of the destruction process of steel concrete structures*, COST Action 534 New Materials and Systems for Prestressed Concrete Structures, Workshop of COST on NTD Assessment and New Systems in Prestressed Concrete Structures, Radom 2005.
- [13] Kaźmierczak H., Pawłowski T., Kromulski J., Barczewski R., *Vibration characteristics of the technical degradation process of an object*, 13 International Congress on Sound and Vibration 2–6 July 2006 Wiedeń.
- [14] Łagoda T., *Energetyczne modele oceny trwałości zmęczeniowej materiałów konstrukcyjnych w warunkach jednoosiowych i wieloosiowych obciążeń losowych*. Studia i monografie, z. 121. Politechnika Opolska, Opole 2001.
- [15] Radkowski S., *Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych*, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Warszawa – Radom 2002.
- [16] Szala J., *Zmęczeniowe pękanie materiałów i konstrukcji – rozwój nauki i zastosowań praktycznych*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, zeszyt 2 (126), vol. 36, Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2001.
- [17] Szala J., Szala G., *Dwuparametryczne charakterystyki zmęczeniowe – sformułowanie problemu*, Problemy Eksploatacji Nr 3/2001(42), Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2001.
- [18] Wegner T., *Metody energetyczne w wytrzymałości materiałów, Hipoteza wytrzymałościowa stateczności równowagi wewnętrznej*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 81 stron, Poznań 1999.



Doc dr hab. **Henryk KAŹMIERCZAK** – absolwent Wydziału Mat. Fiz. Chem. Uniwersytetu im. Adama Mickiewicza w Poznaniu, stopień doktora nauk technicznych uzyskał w 1977r. na Wydziale Budowy Maszyn Politechniki Poznańskiej. Stopień doktora habilitowanego nauk technicznych z dziedziny mechanika uzyskał w 2002r. na Wydziale Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej. Jest autorem ponad 250 publikacji naukowych. Zajmuje się zagadnieniami z dziedziny dynamiki maszyn, diagnostyki technicznej, identyfikacji własności dynamicznych maszyn, w tym metodami analizy modalnej. Ostatnie publikacje dotyczą energetycznego modelowania obciążeń w maszynach oraz zastosowań metody analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych do badań procesów degradacji i trwałości maszyn. Jest członkiem krajowych i zagranicznych towarzystw naukowych.