

BADANIA TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ MASZYN METODĄ ANALIZY ROZKŁADU MOCY OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH

Henryk KAŹMIERCZAK

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych Poznań,
ul. Starołęcka 31, e-mail: kazmhennr@pimr.poznan.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono zagadnienie trwałości zmęczeniowej węzłowych elementów maszyn z zastosowaniem metod energetycznych. Charakterystykę trwałościową maszyn roboczych tworzą zarówno ich parametry strukturalne jak również charakterystyka wymuszeń. Obniżenie trwałości elementów maszyny może wystąpić w wyniku ewolucyjnego procesu destrukcji oraz w wyniku chwilowych przeciążeń. Stan maszyny ulega procesowi ewolucyjnej destrukcji wskutek zmęczenia materiałów konstrukcyjnych, nadmiernych obciążeń, zużycia wskutek tarcia (luzy) itp. Czynnikiem determinującym trwałość obiektu są charakterystyki trwałościowe podzespołów, sposób ich złożenia, a także rodzaj oraz charakterystyka wymuszeń. Charakterystykę trwałościową obiektu tworzą zarówno jego parametry strukturalne jak również wzajemne oddziaływania podukładów. W artykule przedstawiono, oparty na modelu procesora energii Cempla, model oceny trwałości obiektu sprowadzający się do śledzenia trendu ewolucji destrukcji.

Do oceny trwałości zmęczeniowej posłużyły przestrzenno czasowe charakterystyki mocy obciążeń dynamicznych. Znajomość przestrzennego rozkładu obciążeń obiektu mechanicznego w funkcji czasu eksploatacji pozwala identyfikować elementy maszyn poddane procesowi destrukcji. Przedstawiono przykład zastosowania metody analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych do analizy trwałościowej elementu maszyny (przyspieszone badania stanowiskowe).

Słowa kluczowe: model, destrukcja, metoda analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych, trwałość zmęczeniowa, wymuszenie, wyczerpanie.

TESTING OF FATIGUE LIFE OF MACHINES' USING THE METHOD OF ANALYSIS OF DYNAMIC LOADS POWER DISTRIBUTION

Summary

In the article the problem of fatigue life of machines' nodal elements, using energetic methods, is showed. Structural parameters of working machines and force characteristic determine the life curve of working machines. Decrease of life of the machine elements can be an effect of the evolutionary process of destruction or of instantaneous overloads. Composite materials fatigue, excessive loads, wear caused by friction (plays) etc. cause the machine condition to suffer the process of evolutionary destruction.

Life curves of the sub-assemblies, the way of their assembly and also force characteristic and its kind determine the life of object. Life curve of the object depends on its structural parameters and interaction between the sub-assemblies. In the article the model of evaluation of the object life, based on the model of Cemple energy processor, consisted in following of the tendency of destruction evolution, is showed.

Spatial-temporal power characteristics of dynamic loads have been used to evaluate the fatigue life. Knowledge of the spatial load distribution of mechanical object in time function of exploitation let identify the machine elements subjected to the destruction process. An example of using of the method of analysis of dynamic loads power distribution in life analysis of machine elements is showed (acceleration stand testing).

Keywords: model, destruction, method of the analysis of dynamic loads power distribution, fatigue life, force, effort.

1. CHARAKTERYSTYKA TRWAŁOŚCI MASZYNY

Maszyna, traktowana jako złożony układ mechaniczny, będąca złożeniem podukładów: napędowego, roboczego i konstrukcji wsporczej, jest systemem mechanicznym o określonym

przestrzennym rozkładzie mas, sztywności i tłumień [24].

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.

Pojęcie modelu oraz procesu modelowania rozumiane jest w technice wielorako. Przy konstruowaniu modelu fizycznego obiektu ustala się skalę modelu, a następnie model korelacji między obiektem rzeczywistym a modelem fizycznym obiektu. Modelem systemu nazywany jest opis tegoż systemu podporządkowany celowi badań. Modelem będzie nie pusty zbiór opisów systemu, uwzględniający planowany zakres odwzorowania systemu w modelu.

Dąży się do zbudowania modelu, który zachowuje informację w odniesieniu do obiektu rzeczywistego w stopniu umożliwiającym uzyskanie najlepszej możliwej prognozy stanu. Modelowanie jest sztuką i dlatego zawsze zawierać będzie subiektywne elementy [34].

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 [32-34]. Dotyczyć to może np. łożysk w obiektach latających lub w generatorach w elektrowniach, a także w maszynach roboczych, itp. Niszczenie układu mechanicznego następuje wówczas, gdy porcja energii (mocy) spowoduje zmianę jego własności strukturalnych lub gdy przy ciągłej kumulacji energii nastąpi przekroczenie wartości granicznych,

powodując niszczenie węzła konstrukcyjnego. Procesy te mają wymiar energetyczny.

Jeśli przyrost pracy sił zewnętrznych działających na wyodrębniony element systemu jest większy od dopuszczalnego przyrostu energii wewnętrznej, następuje zmiana konfiguracji struktury na zaburzoną, co oznacza destrukcję tego fragmentu struktury. Bezpośrednią przyczyną uszkodzenia materiału jest utrata stateczności równowagi wewnętrznej w odkształconym materiale [49]. Do teoretycznego wyznaczenia niebezpiecznych (ze względów wytrzymałościowych) stanów odkształcenia niezbędna jest znajomość fizycznego modelu materiału zdefiniowanego za pomocą gęstości energii odkształcenia [49].

Zgodnie z naturą procesów, zjawisko degradacji węzłów konstrukcyjnych struktur mechanicznych, w tym obiektów technicznych, opisywane może być poprzez wielkości energetyczne, przy spełnieniu holistyczności modelowania [6-10]. W układzie fizycznym jedną wspólną nierozłączną całość tworzą zarówno jego parametry fizyczne jak również wzajemne oddziaływania i zewnętrzne wymuszenia.

Miara uszkodzenia $D(r, \Theta)$ w modelu energetycznym [6-10, 44] definiowana jest jako iloraz energii dyssypowanej $E_d(\Theta)$ do pojemności dyssypacyjnej E_{db} systemu:

$$D(\Theta) \equiv \frac{E_d(\Theta)}{E_{db}} = \frac{\int_0^{\Theta} P[\Theta, N(\Theta)] d\Theta}{E_{db}} \quad (1)$$

gdzie: $P(\Theta)$ moc dyssypacji wewnętrznej

$N(\Theta)$ moc dyssypacji zewnętrznej (np. drgań).

W modelu dyskretnym każdy z elementów macierzy destrukcji [34] jest:

$$D_{ik}(\Theta) = \frac{E_{ikd}(\Theta)}{E_{ikdb}}, \text{ przy czym } i, k = 1, 2, \dots, n \text{ są}$$

punktami węzłowymi obiektu.

2. MECHANIZM ENERGETYCZNEJ DESTRUKCJI STRUKTURY OBIEKTU MECHANICZNEGO

Przekazywaniu energii poprzez ruch obrotowy lub postępowy a także strumień płynu towarzyszy jej rozpraszanie, tj. ogólnie biorąc tarcie. Rozpraszanie energii poprzez tarcie występuje

wtedy, gdy wzajemnemu przemieszczaniu się elementów konstrukcji towarzyszą siły tarcia.

Tarcie występuje głównie w cieczach lepkich i materiałach krystalicznych wykazujących defekty struktury (polikryształach). Odkształcenie postaciowe w kryształach polega na poślizgach płaszczyzn siatki krystalicznej, ułatwianych przez obecność naprężeń wewnętrznych związanych z defektami siatki krystalicznej.

Rozpraszaniu energii w procesie tarcia wewnętrznego towarzyszy wzrost temperatury oraz zmiany w strukturze obiektu. Wzrost temperatury towarzyszący tarcia jest to wzrost średniej amplitudy drgań siatki krystalicznej. Bada się zjawiska akustyczne towarzyszące propagacji pęknięć i odkształceniom plastycznym. Siły styczne występujące na płaszczyznach poślizgu są siłami zmiennymi o znacznej częstotliwości. Wprawiają one w ruch drgający siatkę krystaliczną, o długościach fali odpowiadających ruchom cieplnym. W ten sposób energia jest wypromieniowywana w postaci drgań generowanych na płaszczyznach poślizgu.

Zasadnicza różnica pomiędzy tarcie w płynie a tarcie w polikryształach polega głównie na tym, że siły tarcia w kryształach nie zależą tak silnie od prędkości poślizgu jak w płynach.

Tarcie na styku wzajemnie przemieszczających się powierzchni zwykle może być sprowadzone do kombinacji tych dwóch poprzednich: w przypadku smarowania płynem jest to tarcie hydrodynamiczne, przy smarowaniu smarem stałym (grafit, siarka, siarczek molibdenu - jest to tarcie w kryształach smaru. Tarcie suche występujące wtedy, gdy powierzchnie ciał stałych stykają się, jest także tarcie wewnętrzne ze względu na poprzedzające to zjawisko lokalnego "szepiania" się trących ciał. Tarcie w materiałach stałych amorficznych, jest właściwie tarcie hydrodynamiczne, gdyż materiały te są w istocie płynami o bardzo dużej lepkości. Efektem tarcia jest wzrost temperatury generujący inne procesy zależne od temperatury, np. rekrytalizacja, odpuszczanie, reakcje chemiczne w tworzywach i smarach.

Tarcie jest ostateczną formą rozpraszania energii mechanicznej. W pracy maszyn poprzedzać je mogą procesy rozpraszania energii poprzez drgania generowane zmiennymi siłami pochodzącymi od oporów roboczych, wymuszeń dynamicznych, kinematycznych i innych. Tarcie wewnętrzne w materiale odgrywa pozytywną rolę, gdyż nie pozwala na nadmierny wzrost amplitudy drgań w pobliżu rezonansu. Dlatego, w konstrukcjach podlegających silnym wymuszeniom zmiennym, umieszcza się celowo pewne elementy o dużym współczynniku tłumienia, absorbujące energię drgań.

Negatywnym efektem tarcia jest jednak także destrukcja konstrukcji, której mechanizmy są różne. Najczęściej polegają one na zmianie parametrów mechanicznych elementów, np. spadku twardości, obniżeniu sztywności, erozji materiału w strefach tarcia zewnętrznego i utracie spójności tj. pękaniu (złuszczenie bieżni łożysk, pęknięcia zmęczeniowe).

Jakkolwiek ilość rozpraszanej w konstrukcji energii może być wskaźnikiem intensywności procesów destrukcyjnych, nie można tu mówić o prostej zależności. Układ chłodzenia silnika, hamulce i amortyzatory samochodu, jego opony, skrzynia przekładniowa rozpraszają znaczne ilości energii dostarczanej w paliwie. W porównaniu z nimi, energie rozpraszane w czasie pracy skrzyni przekładniowej bez smaru, czy propagacji szczeliny zmęczeniowej w korbowodzie są pomijalnie małe, ale to one decydują o wystąpieniu stanu awaryjnego i zniszczeniu konstrukcji. Istotą procesów destrukcyjnych nie jest bowiem samo rozpraszanie energii ale koncentracja rozpraszanej energii w niewielkich obszarach konstrukcji: ostrzu szczeliny przy pękaniu materiału, szczególnie pękaniu zmęczeniowym, wierzchołkach nierówności przy tarcu szychym.

Wynika z tego, że ocena konstrukcji na podstawie bilansu energetycznego nie może być

w pełni miarodajna bez uwzględnienia sposobu dystrybucji dyssypowanej energii i charakterystyk materiałów dyssypujących energię, ich wytrzymałości zmęczeniowej, odporności na ścieranie itp. Takie materiały jak kauczuk, żeliwo szare, są znane ze swej zdolności do absorbowania znacznych energii. Na przeciwnym biegunie są wysokolepkie ciecze niezdolne do pochłaniania energii przy dużych prędkościach odkształcenia. Nawet niewielkie energie wprowadzane przy dynamicznych wymuszeniach prowadzą w tych materiałach do pęknięć.

W układach mechanicznych możemy zaobserwować dwa główne mechanizmy rozpraszania energii mechanicznej w konstrukcji:

I. Tarcie zlokalizowane w cienkich warstewkach poślizgu w węzłach kinematycznych.

Węzły kinematyczne można podzielić na dwa rodzaje:

- węzły konstrukcyjne zaprogramowane, tj. wynikające z zasady działania konstrukcji,
- węzły awaryjne, tworzące się w połączeniach ciernych lub wewnątrz ciągłego materiału w czasie nienormalnej pracy konstrukcji. Węzłami awaryjnymi są powierzchnie przelomu w przypadku pęknięcia elementu maszynowego oraz powierzchnie poślizgu przy odkształceniu plastycznym.

II. Drgania konstrukcji.

Istotą drgań jest periodyczna przemiana energii kinetycznej mas w energię potencjalną sił międzycząsteczkowych. Drgania ośrodka ciągłego jakim jest materiał części maszynowych można interpretować jako fale stojące, zamknięte w konstrukcji. Część energii tych fal jest wypromieniowywana do otoczenia jako fale akustyczne. Jak wiadomo, na skutek tłumienia drgania te po pewnym czasie od pobudzenia, zanikają. Proces ten można interpretować jako nieliniowy proces transformacji energii drgań z postaci uporządkowanej, o dużej długości fali, do postaci nieuporządkowanej, zrandomizowanej, o bardzo małych długościach fali. System na którego wyjściu pojawiają się częstotliwości różne od częstotliwości podanych na wejście jest systemem z definicji nieliniowym. Tak więc rozpraszanie energii w materiałach konstrukcyjnych jest procesem z natury nieliniowym. Dlatego poprawna identyfikacja tłumienia nastęca tak wielu kłopotów w dynamice maszyn.

Pierwszym, obserwowalnym skutkiem rozpraszania energii w materiale jest wzrost temperatury. Energia ta jest odprowadzana do otoczenia poprzez promieniowanie elektromagnetyczne, przewodnictwo cieplne lub konwekcję. Na ogół nie jest to niebezpieczne dla konstrukcji. Skutkiem najniebezpieczniejszym jest pęknięcie. Pęknięcie prowadzi do powstawania nieprzewidywanych węzłów kinetycznych wprowadzających dodatkowe stopnie swobody, powodujące utratę funkcji konstrukcji lub wręcz zagrożenie dla otoczenia, jak np. eksplozja

zbiornika ciśnieniowego. Pęknięcie wynika na ogół z koncentracji energii odkształcenia sprężystego lub plastycznego na krawędzi wady materiału. Proces pęknięcia to proces propagacji tej wady. W strefie wysokiej koncentracji naprężenia następuje rozerwanie siatki krystalicznej i krawędź szczeliny ulega przesunięciu w głąb materiału. Zatrzymanie propagacji szczeliny może nastąpić na skutek relaksacji naprężenia na krawędzi szczeliny spowodowanej odkształceniem plastycznym materiału.

Istotę pęknięcia najlepiej ilustruje cięcie szkła. Nieznaczne zarysowanie diamentem gładkiej powierzchni tafli, wprowadza zaczątek pęknięcia, który już przy użyciu minimalnych sił ulega propagacji na cały wymiar tafli.

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

Można zatem stwierdzić, że ilość dyssypowanej energii, a także jej dystrybucji w objętości materiału decyduje o trwałości maszyny i jej elementów.

3. ANALIZA ENERGETYCZNA TRWAŁOŚCI MASZYN

Doskonalenie niezawodności i trwałości maszyn jest zagadnieniem globalnym, podejmowanym na wszystkich etapach ich istnienia, od projektowania, konstruowania poprzez wytwarzanie, eksploatację i likwidację [6]. Trwałość obiektu mechanicznego jest kształtowana w procesie projektowo konstrukcyjnym, jest przedmiotem optymalizacji na etapie doskonalenia prototypu. Dane do systemu optymalizacji uzyskuje się podczas użytkowania maszyny i podczas stanowiskowych badań przyspieszonych maszyny lub jej elementów.

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

Stan maszyny ulega procesowi ewolucyjnej destrukcji wskutek zmęczenia materiałów konstrukcyjnych, nadmiernych obciążeń, zużycia wskutek tarcia (luzy) itp. [34]. Do najbardziej obciążonych należą węzłowe elementy maszyn (np. łożyska), zespoły robocze (np. bijaki), elementy układu napędowego (np. przekładnie zębate). Obniżenie ich trwałości może wystąpić w wyniku ewolucyjnego procesu destrukcji lub w wyniku chwilowych przeciążeń. Ich uszkodzenie może prowadzić do katastrofy obiektów, w których są one instalowane. Istnieje często potrzeba badań

kontrolnych stanu obiektu. Celem tych badań jest wykrycie niebezpieczeństwa uszkodzenia, bądź też stanu bezpośrednio prowadzącego do uszkodzenia. Układ badania charakterystyki przestrzennej trwałości obiektu, oparty na modelu rozkładu mocy obciążeń powinien spełnić te wymagania.

Czynnikami determinującymi trwałość obiektu są charakterystyki trwałościowe podzespołów, sposób ich złożenia, a także rodzaj oraz charakterystyka wymuszeń. Charakterystykę trwałościową obiektu tworzą zarówno jego parametry strukturalne jak również wzajemne oddziaływania podukładów.

Największy wpływ na trwałość maszyn i (lub) ich zespołów mają przeciążenia skracające okres użytkowania maszyn. Znajomość rozkładu przestrzennego obciążeń obiektu mechanicznego w funkcji czasu eksploatacji pozwala zidentyfikować elementy poddawane przeciążeniom (przekroczenie dopuszczalnych naprężeń). System analizy trwałościowej obiektu identyfikuje moce wejściowe sił wymuszających zewnętrznych oraz moce obciążeń przenoszone do podsystemów.

4. ANALIZA TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ METODĄ ROZKŁADU MOCY OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH

Problem oceny stanu technicznego maszyn, oceny trwałości, sprowadzający się do śledzenia trendu ewolucji destrukcji oparty jest na modelu procesora energii [6-9]. Koncepcja procesora energii jest podstawą identyfikacji trendu destrukcji i prognozowania stanu technicznego maszyn i trwałości resztkowej. Procesy wyznaczające charakterystykę trwałościową obiektu mają wymiar energetyczny. Zastosowanie rozkładu mocy obciążeń w obiekcie mechanicznym daje nowoczesną, energetyczną metodę analizy trwałościowej obiektu.

Model procesora energii uwzględnia w maszynie moc wejściową N_i , moc użyteczną N_u i moc dyssypowaną N_{dc} będącą sumą mocy N_d traconej na procesy destrukcji i mocy V dyssypacji zewnętrznej. Bilans mocy w systemie ma postać [6-9]:

$$N_i = N_u + N_d + V \quad (2)$$

Całkowita moc dyssypowana

$$N_{dc} = N_d + V \quad (3)$$

przy czym

$$N_d = \frac{dE_d}{d\Theta} \quad (4)$$

gdzie: Θ – czas ewolucji stanu sytemu.

Zagadnienia trwałości obiektu mechanicznego sprowadza się do badania układu obciążeń wewnętrznych obiektu równoważących obciążenia przyłożone z zewnątrz. Zmiany stanu maszyny opisuje model rozkładu mocy obciążeń dynamicznych [34].

Macierz gęstości widmowych mocy obciążeń dynamicznych w systemie mechanicznym wyznacza się ze wzoru [33,34]:

$$\{G_{N_{ik}}(j\omega, \Theta)\} = \mathbf{H}_{V_{ik}}(j\omega, \Theta) \cdot \mathbf{G}_{F_k F_k}(j\omega, \Theta) \quad (5)$$

gdzie: $\mathbf{H}_{V_{ik}}(j\omega, \Theta)$ – macierz mobilności dynamicznych,

$\mathbf{G}_{F_k F_k}(j\omega, \Theta)$ – macierz gęstości widmowych wymuszeń.

Do identyfikacji macierzy charakterystyk dynamicznych $\mathbf{H}_{V_{ik}}(j\omega, \Theta)$ niezbędne jest zastosowanie metod analizy modalnej [46-48]. Zastosowanie metody eksploatacyjnej analizy modalnej do analizy trwałości zmęczeniowej obiektu czyni eksperyment nieinwazyjnym [26].

Elementy macierzy charakterystyk dynamicznych [34]:

$$\mathbf{H}_{ik}(j\omega, \mathbf{D}(r, \Theta)) = \begin{Bmatrix} H_{11}[j\omega, D_{11}(\Theta)] & \dots & H_{1n}[j\omega, D_{1n}(\Theta)] \\ \dots & \dots & \dots \\ H_{n1}[j\omega, D_{n1}(\Theta)] & \dots & H_{nn}[j\omega, D_{nn}(\Theta)] \end{Bmatrix} \quad (6)$$

są funkcjami przestrzennej miary destrukcji systemu mechanicznego:

$$\mathbf{D}(r, \Theta) \equiv \frac{E_d(r, \Theta)}{E_b(r)} = \frac{\int_0^{\Theta} P[(r, \Theta), N_i] d\Theta}{E_b(r)} \quad (7)$$

Macierz rozkładu mocy obciążeń dynamicznych maszyny w wielowejściowym - wielowyjściowym systemie mechanicznym ma postać [34]:

$$\bar{\mathbf{N}}_{ik}(\Theta) = \begin{Bmatrix} \bar{N}_{11\text{dyss.}} & \bar{N}_{12} & \dots & \bar{N}_{1n} \\ \bar{N}_{21} & \bar{N}_{22\text{dyss.}} & \dots & \bar{N}_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \bar{N}_{r1} & \bar{N}_{r2} & \dots & \bar{N}_{r\text{ndyss.}} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

$r > n$

przy czym $k = 1, 2, \dots, n$ – punkty przyłożenia wymuszeń zewnętrznych, $i = 1, 2, \dots, n, n+1, n+2, \dots, r$ – punkty badania przyjęte jako punkty krytyczne konstrukcji ze względu na jej trwałość.

Przestrzenną miarę stanu trwałościowego maszyny można zdefiniować w postaci macierzy energetycznych wyteżeń wyznaczanych w punktach „ p ” myślowego przecięcia elementów maszyny wzajemnie prostopadłymi płaszczyznami. Wyteżenia pochodzą od sił wymuszających

zewnętrznych przyłożonych w punktach „ k ” konstrukcji.

$$\bar{\mathbf{W}}_{ik}(\Theta) = \begin{Bmatrix} W_{11} & W_{12} & \dots & W_{1n} \\ W_{21} & W_{22} & \dots & W_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ W_{r1} & W_{r2} & \dots & W_{rn} \end{Bmatrix}$$

Każdy z elementów macierzy wyteżeń energetycznych zdefiniowano następująco:

$$\bar{W}_{ik} = \frac{\bar{N}_{ik}}{S_i} \quad (10)$$

gdzie: \bar{N}_{ik} są mocami obciążeń dynamicznych w punktach „ i ” wywołanych przyłożeniem sił w punktach „ k ”,
 S_i – pole przekroju poprzecznego elementu maszyny w pkt. „ i ”,

przy czym \bar{N}_{ik} są średnimi mocami obciążeń przenoszonymi do punktu „ i ” maszyny z punktów „ k ” przyłożenia wymuszeń.

Badając poszczególne elementy macierzy energetycznych wyteżeń $\bar{\mathbf{W}}_{ik}(\Theta)$ w funkcji czasu ewolucji stanu systemu wyznacza się trend zmian stanu poszczególnych węzłów konstrukcyjnych maszyny. Model trendu zależy od poszczególnych wyteżeń \bar{W}_{ik} , poszczególnych węzłów.

Funkcja modelu trendu może być funkcją liniową, kwadratową, eksponencjalną, itp.

Analityczne postaci modeli prognostycznych stanu maszyn można formułować w oparciu o wyznaczone elementy macierzy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych, badanych w funkcji czasu ewolucji stanu systemów. Niżej przedstawiono charakterystyki bezwymiarowe względnej wartości przyrostu mocy dyssypacji wewnętrznej (proces destrukcji) elementu maszyny odniesionej do mocy dyssypowanej w chwili początkowej Θ_0 badań trwałościowych.

Podczas użytkowania maszyn, w chwilach Θ_r ich użytkowania, nie powinny występować przekroczenia wartości dopuszczalnych mocy obciążeń w węzłowych punktach maszyny, tj.

$$\bar{N}_k(\Theta_r) \leq \bar{N}_{\text{dop.}}$$

Wielkością fizyczną stanowiącą podstawę do określenia wielkości granicznych decydujących o zniszczeniu zmęczeniowym materiału jest praca (energia) sił procesów destrukcji.

Do oceny trwałości zmęczeniowej wymagana jest znajomość mocy dyssypowanej (części rzeczywistej wyteżeń $ReW_{ik}(\Theta)$) i oddzielenie mocy sił sztywności dynamicznej $ImW_{ik}(\Theta)$ [39,43].

$$\int_{\Theta_0}^{\Theta_r} \operatorname{Re} W_{ik}(\Theta) d\Theta + \frac{1}{2} \int_{\Theta_0}^{\Theta_r} \operatorname{Im} W_{ik}(\Theta) d\Theta < E_{gr} \quad (11)$$

Aby wyznaczyć pracę sił procesu destrukcji należy znać funkcję podcałkową. Chwilowe przeciążenia mogą także osiągnąć wartości graniczne. Zniszczenie zmęczeniowe powstaje głównie w wyniku odkształcenia sprężystego lub plastycznego na krawędzi wady materiału. Ilość energii dyssypowanej oraz dystrybucja w objętości materiału decydują o trwałości próbki.

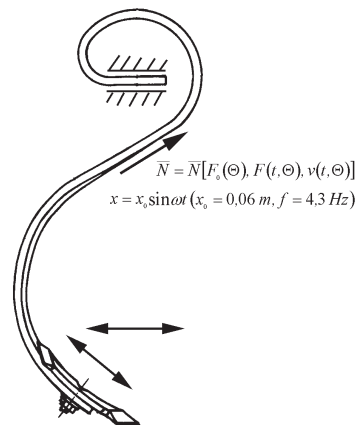
5. BADANIA TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ ELEMENTÓW MASZINY (NA PRZYKŁADZIE)

Model analizy obciążeń w wielowjęściowym - wielowyjściowym systemie mechanicznym wymaga znajomości własności strukturalnych tych systemów. Zmiana cech procesów wyjściowych maszyny może być spowodowana zmianą wymuszeń zewnętrznych lub zmianą stanu technicznego maszyny. Metoda badania trwałości

eksploatacyjnej maszyny opiera się na rozdzielnej identyfikacji wektora wymuszeń oraz jej charakterystyk dynamicznych. Pozwala to na wydzielenie w wektorze odpowiedzi cech charakterystycznych odpowiadających możliwym stanom maszyny [34]. Proces jakościowych zmian stanu maszyny jest ciągły (nieprzeliczalny zbiór stanów maszyny).

Poprawny model modalny układu można wyznaczyć na podstawie danych eksploatacyjnych. Zmiany parametrów mechanicznych układu w czasie eksploatacji lub zmiany warunków brzegowych powodują bowiem często istotne zmiany charakterystyk dynamicznych układu. Wymaga to budowy złożonego modelu modalnego układu o wielu stopniach swobody.

Do identyfikacji parametrów modalnych maszyn metodą eksploatacyjnej analizy modalnej wykorzystuje się systemy do których danymi wejściowymi są: sygnały odpowiedzi eksploatacyjnych i funkcje transmitancji widmowych do skalowania amplitudowego elementów macierzy charakterystyk dynamicznych.



Rys. 1. Widok sprężyny kultywatora; wymiary przekroju poprzecznego: 32x10 mm, długość 410 mm

Badaniom zmęczeniowym poddano kilkadziesiąt egzemplarzy sprężyn (element roboczy kultywatora), rys.1. Większość sprężyn nie uległa uszkodzeniu w czasie 200h ($74,3 \cdot 10^6$ cykli obciążenia). Badania wykonano na stanowisku badawczym, którym była pędnia, umożliwiająca zadawanie skokowo rosnącego naprężenia wstępnego sprężyny oraz zadawanie wymuszenia kinematycznego o częstotliwości 4,3 Hz i amplitudzie 12 cm (Peak – Peak). Koniec sprężyny mocowany do ramy kultywatora był mocowany sztywno do konstrukcji wsporczej stanowiska, natomiast drugi koniec był poddawany naprężeniu wstępnemu oraz wymuszeniu kinematycznemu. Przyjęty sposób zadawania wymuszenia umożliwiał występowanie w sprężynie naprężeń zginających oraz ściskająco-rozciągających, powodujących odkształcenia

plastyczne. Pęknięcie sprężyny nastąpiło w części, w której występowały naprężenia ściskająco-rozciągające. Rejestrowano siłę rozciągająco-ściskającą (czujnik tensometryczny) oraz prędkość drgań, wyznaczając widma mocy sił wzdluznych.

Moc zadawanego obciążenia $N(\omega, \Theta)$ była funkcją obciążenia statycznego (siła F_0) oraz obciążenia wynikającego z zadanego wymuszenia kinematycznego (siła $F(\omega, \Theta)$), czyli:

$$N(\omega, \Theta) = N(F_0; F(\omega, \Theta); \mathcal{G}(\omega))$$

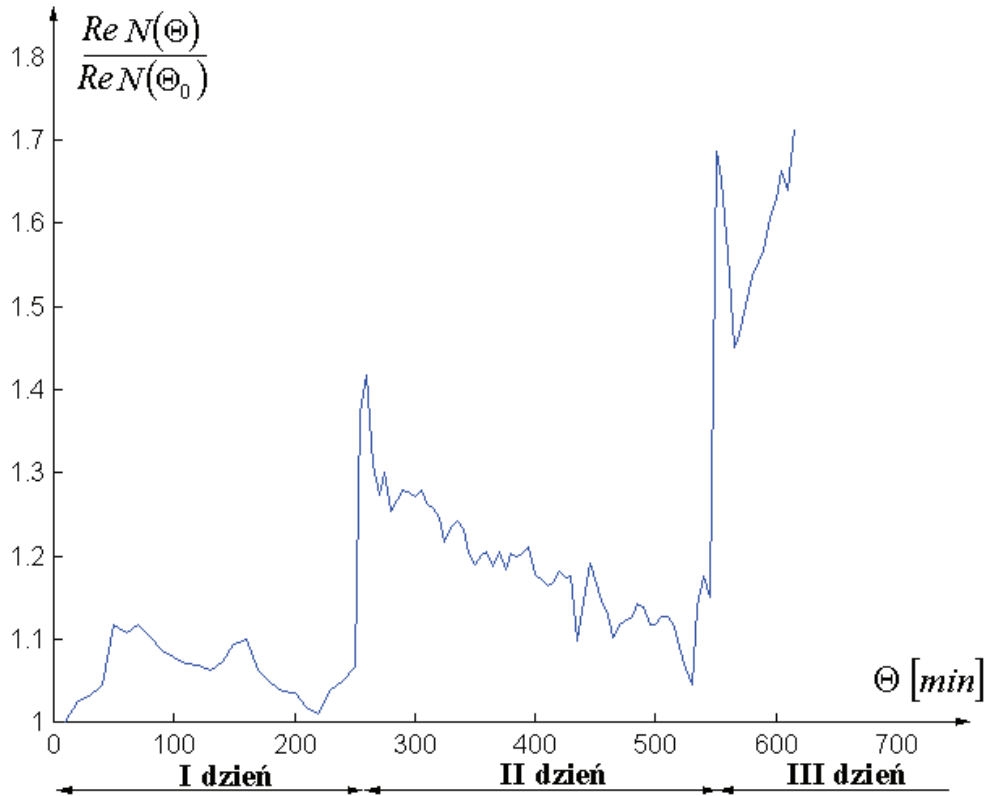
Na rys. 2 przedstawiono wykres bezwymiarowej miary dyssypowanej mocy obciążeń $\frac{\operatorname{Re} N(\Theta)}{\operatorname{Re} N(\Theta_0)}$ sprężyny kultywatora.

Charakterystykę $Re N(\Theta)$ odniesiono do mocy obciążenia $N(\Theta_0)$ w chwili początkowej $\Theta = 0$.

Przebieg funkcji $\frac{Re N(\Theta)}{Re N(\Theta_0)}$ realizowano w ciągu

3 dni: I dzień: 0 – 260 min, II dzień: 260 – 550 min, III dzień: 550 – 640 min. Po 10,7 godzinach

zadawania obciążenia kinematycznego sprężyna pękła. Interesującym jest wzrost mocy obciążeń $\frac{Re N(\Theta)}{Re N(\Theta_0)}$ w poszczególnych dniach eksperymentu aż do pęknięcia.



Rys. 2. Wykres charakterystyki trwałości zmęczeniowej $\frac{Re N(\Theta)}{Re N(\Theta_0)}$ sprężyny kultywatora (Unia Grudziądz, $Re \bar{N}_0 = 6,3 W$)

Na rysunku 3 zamieszczono wykres charakterystyki mocy pozornej $|N(\Theta)|$ odniesionej do mocy $N(\Theta_0)$ w chwili Θ_0 . Charakterystyka

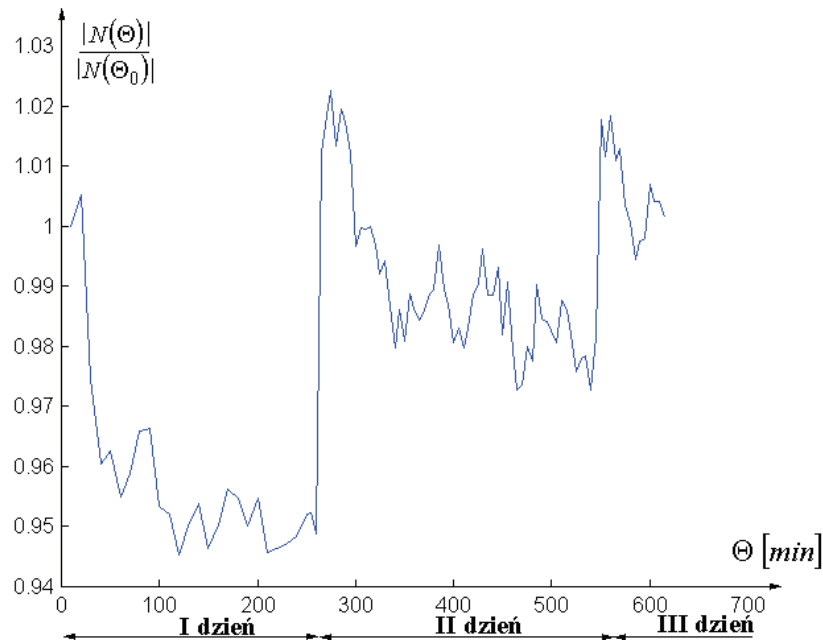
$\frac{|\bar{N}(\Theta)|}{|\bar{N}(\Theta_0)|}$ opisuje obciążenie wynikające

z pokonania zmiennej siły sztywności oraz obciążenie powodujące destrukcję sprężyny. Przy bilansie mocy obciążenia uwzględnić należy ilość ciepła emitowanego podczas zadawanego obciążenia, a także podczas przerw w ekspery-

mencie. Podczas badań prowadzonych w przybliżeniu w stałych warunkach wzrost temperatury zewnętrznej zginanych fragmentów sprężyn wynosił około 9 °C (wzrost temperatury wewnętrznej znacznie wyższy).

W wyniku schłodzenia występowało więc umocnienie (zahartowanie) struktury materiału (rys. 2 – 3).

Moc obciążenia rzeczywistego $Re N(\Theta)$ powodującego destrukcję elementu wzrastał w funkcji czasu (aż do pęknięcia, rys. 2 – 3).



Rys. 3. Wykres charakterystyki trwałości zmęczeniowej $\frac{|N(\Theta)|}{|N(\Theta_0)|}$ sprężyny kultywatora

W końcowej fazie procesu destrukcji, bezpośrednio przed pęknięciem obserwuje się intensywny wzrost mocy sił procesu destrukcji (wzrost $\frac{Re N}{Re N_0}$ na rys. 2) i jednocześnie obniżania mocy sił sztywności dynamicznej (rys. 3).

6. WNIOSKI

1. Dyskretny, przestrzenny rozkład mocy dyssypowanej w podsystemach pozwala na energetyczną hierarchizację elementów i węzłów konstrukcyjnych systemu mechanicznego, poddanych procesowi zużycia.
2. Potwierdzono przydatność metody rozkładu mocy obciążeń dynamicznych do charakteryzowania trwałości zmęczeniowej struktur mechanicznych.
3. Wzrost mocy obciążenia $|Re N(\Theta)|$ powodującego destrukcję charakterystyk strukturalnych elementów jest symptomem procesu prowadzącego do degradacji (pęknięcia) elementu maszyny.
4. Metoda analizy (przestrzennego) rozkładu mocy obciążeń znajduje zastosowanie zarówno w badaniach nieniszczących trwałości obiektów oraz w badaniach przyspieszonych trwałości zmęczeniowej elementów maszyn i oceny resztkowego czasu życia.

7. LITERATURA

1. Alvin, K.F., A. Second-Order Structural Identification via State Space-Based System Realizations," Report No. CU-CSSC-93-09, Center for Space Structures and Controls, University of Colorado, Boulder, CO, Ph.D Dissertation, 1993.
2. Banek T., Batko W., Estymacja zaburzeń w systemach monitorujących, Wydawnictwo AGO, Kraków 1997.
3. Batko W., Krzyworzeka P. Estymacja diagnostycznego widma harmonik, Kongres Diagnostyki Technicznej KDT'96, Materiały t.II.
4. Bishop R.E.D., Johnson D.C., The mechanics of Vibration, Cambridge University Press, 1960.
5. Cempel C., Diagnostyka wibroakustyczna maszyn, PWN Warszawa 1989.
6. Cempel C., Modele diagnostyki wibroakustycznej, Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów, Bydgoszcz, 1994.
7. Cempel C., Natke H.G., Energy Processors and Energy Transformation, System Engineering. Summer School Systems Engineering. Poznań. 1995.
8. Cempel C., Modele systemów przetwarzania energii w teorii i inżynierii systemów. Promocja na Doktora Honoris Causa Politechniki Szczecińskiej, Politechnika Szczecińska, 1995.

9. 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 1996.
10. Cempel C., Energy Processors in Systems Engineering and their Evolution, Bull. Pol. of Polish Academy of Sci. Techn., 1997, Vol 45, No 4.
11. Cempel C., Natke H.G., Tabaszewski M., A passive diagnostic experiment with ergodic properties, Mechanical Systems and Signal Processing, 1997, 11(1).
12. Cempel C., Innovative Developments in Systems Condition Monitoring, Keynote Lecture for DAMAS '99, Damage Assessment of Structure Conference, Dublin 1999.
13. Cempel C., Teoria inżynierii systemów, skrypt, Zakład Dynamiki - Wibroakustyki Systemów, Politechnika Poznańska 2000.
14. Cholewa W., Kiciński J., Diagnostyka techniczna, Odwrotne modele diagnostyczne, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
15. Czajgucki J., Z., Jedność i integracja nauki o niezawodności obiektów technicznych, antropotechnicznych i socjotechnicznych, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 2 (126), vol.36 Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2001.
16. Dąbrowski Z., Rezonans nieliniowy jako symptom diagnostyczny, XXV Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 1998.
17. DeLanghe K., High Frequency Vibration: Contribution to Experimental and Computational SEA Parameter Identification Techniques, Katolicki Uniwersytet Leuven, 1996.
18. Engel Z., Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem, PWN, Warszawa 1993.
19. Engel Z., Zasada wzajemności w układach technicznych, XVIIIth Symposium Vibrations in Physical Systems, Poznań-Błażejewko, 1998.
20. Giergiel J., Uhl T., Identyfikacja układów mechanicznych, PWN, Warszawa, 1990.
21. Gutowski R., Swietlicki W.A., Dynamika i drgania układów mechanicznych, PWN, Warszawa, 1986.
22. Juang J-N, State-Space System Realization with Input- and Output-Data Correlation, NASA Technical Paper 3622, Langley Research Center, Hampton, Virginia, 1997.
23. Kaźmierczak H.: Modelowanie diagnostyczne maszyny jako układu transformującego energię. Kongres Diagnostyki Technicznej KDT'96 17-20 września 1996. Materiały t.II.
24. Kaźmierczak H., Uproszczona synteza złożonych układów izolacji drgań metodą podatności dynamicznej, Rozprawa Doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 1977.
25. Kaźmierczak H., Modelowanie energetyczne w identyfikacji diagnostycznej maszyn, IV Krajowa Konferencja „Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów” DIAG 98', 14-18 września 1998, Szczecin - Międzyzdroje - Ystad, Tom 2, referaty zgłoszone.
26. Szacowanie przestrzennego rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w systemie mechanicznym, Materiały Międzynarodowej Konferencji-Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów, Bydgoszcz, 1999.
27. Kaźmierczak H., Analysis of the external load power distribution for vibration reduction, 7-th International Congress on Sound Vibration, Garmisch-Partenkirchen, 2000.
28. Kaźmierczak H., Holistyczny model rozptyłu mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych, II Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej, Diagnostyka 2000, Warszawa.
29. Kaźmierczak H., Metoda analizy modalnej w zastosowaniu do modelu energetycznego systemu mechanicznego, Materiały z: Obchodów 70-lecia urodzin i 45-lecia pracy naukowej prof. dr hab. inż. Józefa Giergiela oraz V Szkoły Analizy Modalnej, Kraków 2000.
30. Kaźmierczak H., The energy propagation in mechanical systems, XIX Symposium Vibrations in Physical Systems, Poznań-Błażejewko 2000.
31. Kaźmierczak H., Analiza miar destrukcji w systemie mechanicznym, XXVII Ogólnopolskie Sympozjum. Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2000.
32. Kaźmierczak H., Model rozptyłu energii w systemach mechanicznych, Diagnostyka, vol.23. 2000. Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej, Wydział Nauk Technicznych Polskiej Akademii Nauk. 1000 Otwarte Seminarium Zakładu Dynamiki i Wibroakustyki Systemów Politechniki Poznańskiej, Poznań 2000.
33. Kaźmierczak H., Dynamic load power distribution in mechanical systems, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn Z. 3(127) vol. 36, 2001.
34. Kaźmierczak H., Analiza rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001, Rozprawy 363.
35. Kiciński J., Analiza komputerowa w diagnostyce technicznej maszyn, Kongres Diagnostyki Technicznej KTD 96 Gdańsk - materiały, tom I str. 93-122 Gdańsk 1996.
36. Kocańda S., Szala J., Podstawy obliczeń zmęczeniowych, Wyd. Naukowe PWN, Warszawa, 1997.

37. Michalski R., Niziński S., Żółtowski B., Diagnostyka maszyn rolniczych, Kongres Diagnostyki Technicznej KTD 96 Gdańsk - materiały, tom I str. 129-154 Gdańsk 1996.
39. Osiński Z., Tłumienie drgań, PWN, Warszawa 1997
40. Osiński Z., Radkowski S., Rozpoznawanie uszkodzeń jako element niezawodnościowo-zorientowanej obsługi maszyny, XXVII Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2000.
41. Pabis S., Metodologia i metody nauk empirycznych, PWN, Warszawa 1985.
42. Szala J., Zmęczeniowe pękanie materiałów i konstrukcji – rozwój nauki i zastosowań praktycznych, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, z 2 (126), vol. 36, Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2001.
43. Szala J., Szala G., Dwuparametryczne charakterystyki zmęczeniowe – sformułowanie problemu, Problemy Eksploatacji Nr 3/2001(42), Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2001.
44. Tabaszewski M., Cempel C., - Próba uwzględnienia niestacjonarności i nieliniowości w procesorze energii jako modelu ewolucji stanu maszyny, XXIII Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn Węgierska Górka 1996- materiały, zeszyt 2 str. 64-72.
45. Uhl T., Lisowski W., Orłowski Z., Gałka T., Zastosowanie analizy modalnej do diagnozowania stanu maszyn. I Szkoła „Analiza modalna i jej zastosowania”, Kraków 1995.
46. Uhl T., Lisowski W., Praktyczne problemy analizy modalnej konstrukcji, AGH Kraków 1996.
47. Uhl T. Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych, WNT, Warszawa 1997.
48. Uhl T., Lisowski W., Eksploatacyjna analiza modalna i jej zastosowanie, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków 1999.
49. Wegner T.M., Metody energetyczne w wytrzymałości materiałów. Hipoteza wytrzymałościowa stateczności równowagi wewnętrznej, Wydawnictwa Politechniki Poznańskiej, Poznań 1999.
50. Zielnica J., Wytrzymałość materiałów, Wydawnictwa Politechniki Poznańskiej, 2001.
51. Żółtowski B., Podstawy diagnostyki maszyn, ATR Bydgoszcz, 1996.



Dr **Henryk KAŻMIERCZAK** – absolwent wydziału Mat. Fiz. Chem. Uniwersytetu im. Adama Mickiewicza w Poznaniu, tytuł doktora nauk technicznych uzyskał w 1977 r. na wydziale Budowy Maszyn Politechniki Poznańskiej. Obecnie pracuje na stanowisku docenta w Przemysłowym Instytucie Maszyn Rolniczych w Poznaniu. Autor ponad 250 publikacji naukowych. Zajmuje się problematyką diagnostyki maszyn, dynamiki strukturalnej maszyn z zastosowaniem nowoczesnych metod identyfikacji własności dynamicznych, w tym metod analizy modalnej. Ostatnie publikacje dotyczą energetycznego modelowania obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych. Jest członkiem krajowych i zagranicznych towarzystw naukowych.