

ENERGETYCZNE CHARAKTERYSTYKI DEGRADACJI PRZYCZEPY

Henryk KAŹMIERCZAK

Jacek KROMULSKI

Tadeusz PAWŁOWSKI

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych

60-961 Poznań, ul. Starołęcka 31, e-mail:kazmhenr@pimr.poznan.pl

Streszczenie

Przedstawiono ideę energetycznej metody analizy procesu degradacji węzłów zawieszenia przyczepy, poddawanej wymuszeniom kinematycznym na stanowisku badań przyspieszonych.

Słowa kluczowe: degradacja, trwałość, stanowisko, moc, rozływ energii, przyczepa.

ENERGETISTIC CHARACTERISTICS OF TRAILER'S DEGRADATION

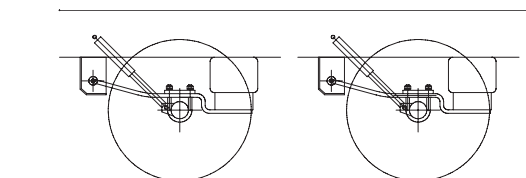
Summary

There is presented an idea of energetistic method of suspension node degradation process of trailer subjected to kinematic forcing on the station for accelerated tests.

Key words: degradation, durability, station, power, energy flow, trailer.

1. STANOWISKO BADAŃ TRWAŁOŚCIOWYCH PRZYCZEPY

Celem badań było uzyskanie informacji o występowaniu procesów destrukcji, prowadzących do obniżenia trwałości węzłów konstrukcyjnych przyczepy.



Rys. 1. Schemat systemu zawieszenia pneumatyczno-sprężystego przyczepy (lewa strona)

Uzyskane dane pozwolą na prognozowanie czasu bezawaryjnej pracy przyczepy. Badania trwałościowe przyczepy przeprowadzono na stanowisku badań wytrzymałościowych. Stanowisko składało się z następujących elementów: silnik elektryczny, układ hydrauliczny, bębny z progami.

Podczas badań trwałościowych przyczepa umieszczona była na dwóch obracających się ze stałą prędkością obrotową bębnach z zamontowanymi progami symulującymi przejazd przez dziury, przełomy i koleiny. Wymuszane były bezpośrednio koła jednej z osi przyczepy. Wymuszano kolejno obie osie zmieniając co 15 godzin ich położenie na bębnach.

Podczas badań na stanowisku prób trwałościowych przyczepa była obciążona. Obciążenie stanowiły betonowe płyty umieszczone równomiernie na

powierzchni podłogi przyczepy (masa całkowita przyczepy – 3 tony).

Parametry stanowiska badań wytrzymałościowych przyczep:

-średnica bębna: 800 mm,

-obwód bębna: 2,513 m,

-częstość obrotowa bębna stanowiska: 0,387 obr/s,

-częstość obrotowa koła przyczepy: 0,97 obr/s,

2. IDEA METODY BADANIA ENERGETYCZNYCH CHARAKTERYSTYK TRWAŁOŚCI UKŁADU AMORTYZUJĄCEGO PRZYCZEPY

Elementy przyczepy ulegają zużyciu z różną intensywnością. Jest to odzwierciedlane w charakterystykach dynamicznych i wartościach mocy obciążeń przenoszonych i obciążeń, których skutki degradacyjnego działania akumulowane są w tych podzespołach.

W tym referacie przedstawiono ideę energetycznej metody analizy procesu degradacji węzłów – pneumatyczno - sprężystych zawieszenia skrzyni ładunkowej przyczepy, poddawanej wymuszeniom kinematycznym na stanowisku do badań przyspieszonych.

W układzie fizycznym przyczepy jedną wspólną, nierozłączną całość tworzą zarówno jej parametry fizyczne jak również wzajemne oddziaływania i zewnętrzne wymuszenia. Rozważmy przyczepę o charakterystyce dynamicznej $\mathbf{H}_{ik}(j\omega, \Theta)$, poddaną wymuszeniu wielowejściowemu (wektor sił wymuszających $\mathbf{F}(\omega, \Theta)$):

$$\mathbf{F}^{\text{Tr}}(\omega, \Theta) = [\mathbf{F}_1(\omega, \Theta), \mathbf{F}_2(\omega, \Theta), \dots, \mathbf{F}_n(\omega, \Theta)] \quad (1)$$

r - wymiarowy wektor odpowiedzi ma postać:

$$\mathbf{X}^{Tr}(\omega, \Theta) = \{x_1(\omega, \Theta), x_2(\omega, \Theta), \dots, x_n(\omega, \Theta), x_{I_1}(\omega, \Theta), x_{II}(\omega, \Theta), \dots, x_r(\omega, \Theta)\} \quad (2)$$

Przyjmując wyznaczalność wektora wymuszeń $\mathbf{F}_k(t, \Theta)$ i wektora prędkości drgań $\mathbf{V}_i(t, \Theta)$, będącego wektorem odpowiedzi w punktach $i = 1, 2, \dots, r$ systemu, zdefiniowano macierz rozkładu mocy obciążeń [2]:

$$\mathbf{N}_{ik}(t, \Theta) = \mathbf{V}_i(t, \Theta) \mathbf{F}_k^{Tr}(t, \Theta), \quad i \geq k \quad (3)$$

Tr – symbol transformowania wektora (macierzy). W dziedzinie częstotliwości macierz widmowego rozkładu mocy obciążeń dynamicznych jest wyznaczana przez macierz charakterystyk dynamicznych systemu i macierz gęstości widmowych mocy elementów wektora wymuszeń [2]:

$$\{G_{N_{ik}}(j\omega, \Theta)\} = \mathbf{H}_{V_{ik}}(j\omega, \Theta) \cdot \mathbf{G}_{F_k F_k}(j\omega, \Theta) \quad (4)$$

gdzie:

$\mathbf{H}_{V_{ik}}(j\omega, \Theta)$ – macierz mobilności dynamicznej systemu, $\mathbf{G}_{F_k F_k}(j\omega, \Theta)$ – macierz gęstości widmowych wymuszeń.

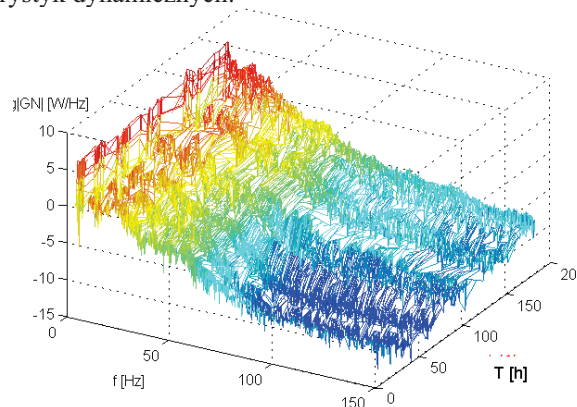
Elementy macierzy charakterystyk dynamicznych:

$$\mathbf{H}_{ik}(j\omega, \mathbf{D}(r, \Theta)) = \begin{Bmatrix} H_{i1}[j\omega, D_{i1}(\Theta)] & \dots & H_{in}[j\omega, D_{in}(\Theta)] \\ H_{n1}[j\omega, D_{n1}(\Theta)] & \dots & H_{nn}[j\omega, D_{nn}(\Theta)] \end{Bmatrix} \quad (5)$$

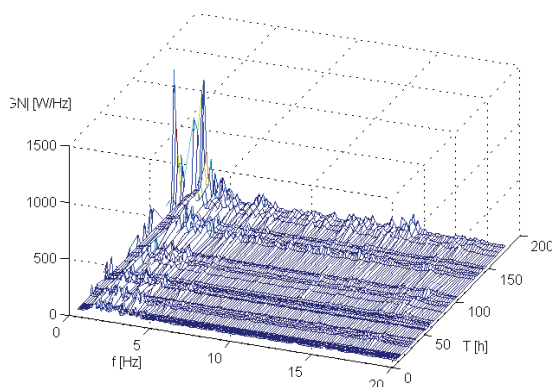
są funkcjami przestrzennej miary degradacji elementów przyczepy.

3. WYNIKI BADAŃ

Realizowano badania przyczepy poddawanej wymuszeniom kinematycznym, zadawanym kolejno na koła przedniej osi przyczepy, a następnie na koła tylnej osi. Poniżej, na rysunku 2 zamieszczono moduły gęstości widmowych mocy GN obciążeń dynamicznych ramy przyczepy (siła wymuszająca i przyspieszenia drgań pionowych), wyznaczone w różnych stanach jej degradacji przy zadawaniu wymuszenia na stanowisku badań przyspieszonych



Rys. 2. Logarytm widm gęstości widmowych mocy w funkcji czasu zadawania obciążeń zmęczeniowych

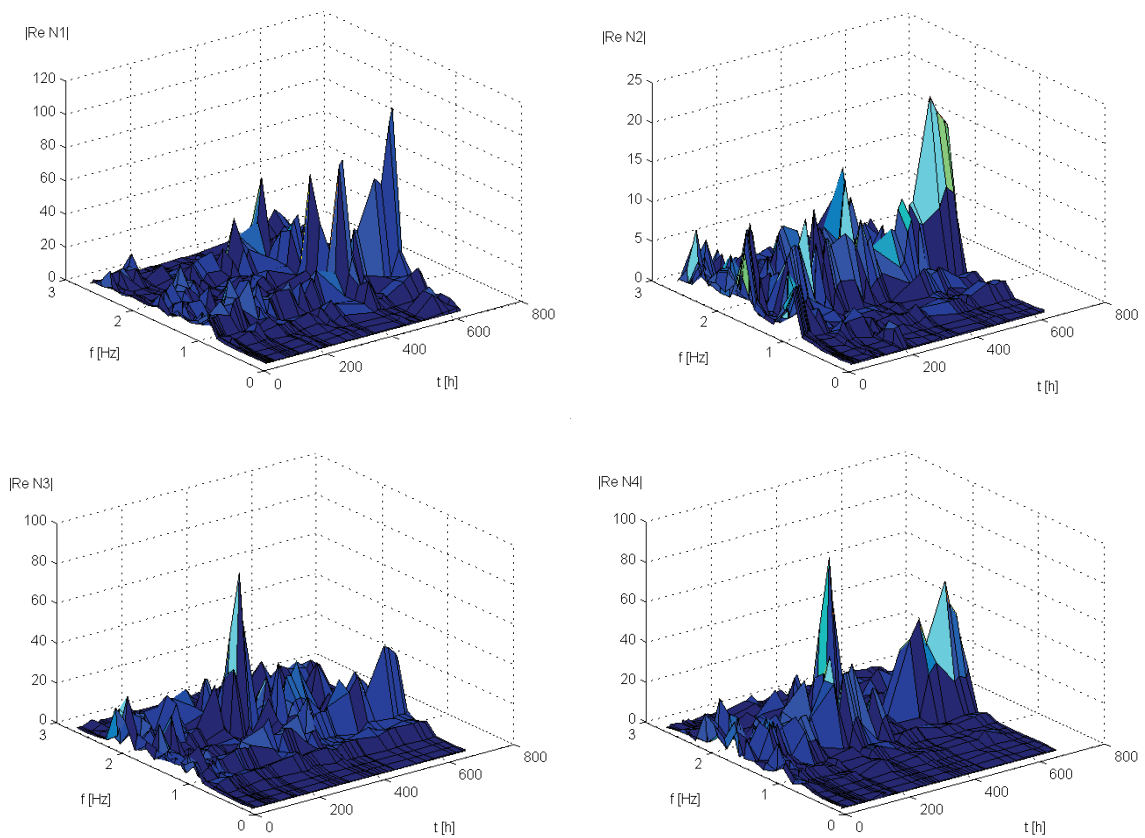


Rys.3. Widma gęstości widmowych mocy GN w funkcji czasu zadawania obciążeń zmęczeniowych

Wzrost składowych mocy obciążeń dynamicznych o częstotliwościach 1,17 i 3,2 Hz (rys. 3) wystąpił

w końcowej fazie eksperymentu. Stanowiąc to może symptom inicjacji procesu degradacji badanego węzła konstrukcyjnego.

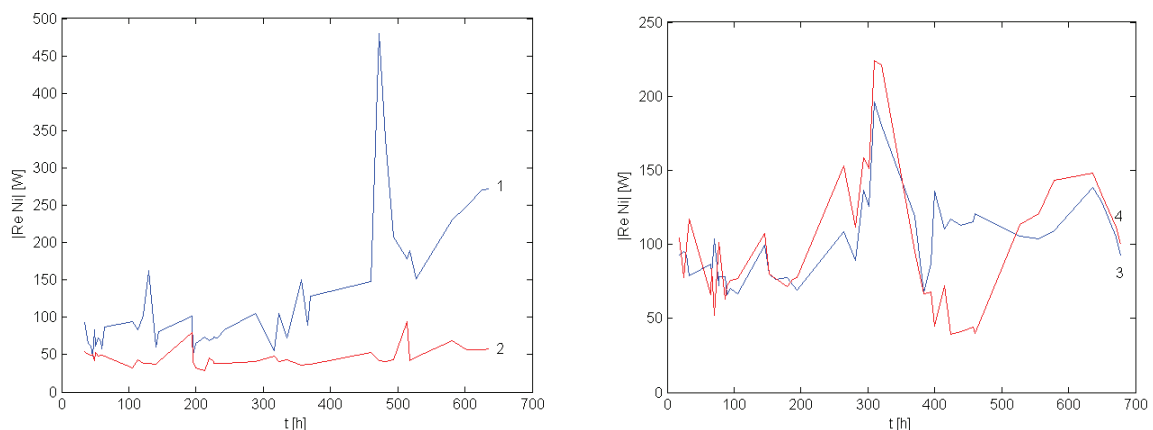
Wyznaczono części rzeczywiste mocy obciążeń dynamicznych węzłów amortyzujących przyczepy, będące miarą ich degradacji i części urojone. Części rzeczywiste mocy obciążeń dynamicznych opisują stan degradacji węzłów amortyzujących w funkcji czasu badań trwałościowych na stanowisku. Analizując trójwymiarowe wykresy części rzeczywistych mocy sił w funkcji częstotliwości (w poszczególnych zakresach częstotliwości) i w funkcji czasu (rys. 4) obserwuje się duże zmiany (maksimów) w przebiegu tych funkcji, a szczególnie różne wartości maksimów tych funkcji dla poszczególnych amortyzatorów.. Oznacza to, iż w badanych węzłach wystąpiły procesy degradacyjne o różnej intensywności. Szczególnie w końcowej fazie badań wystąpił wzrost procesów degradacyjnych amortyzatorów.



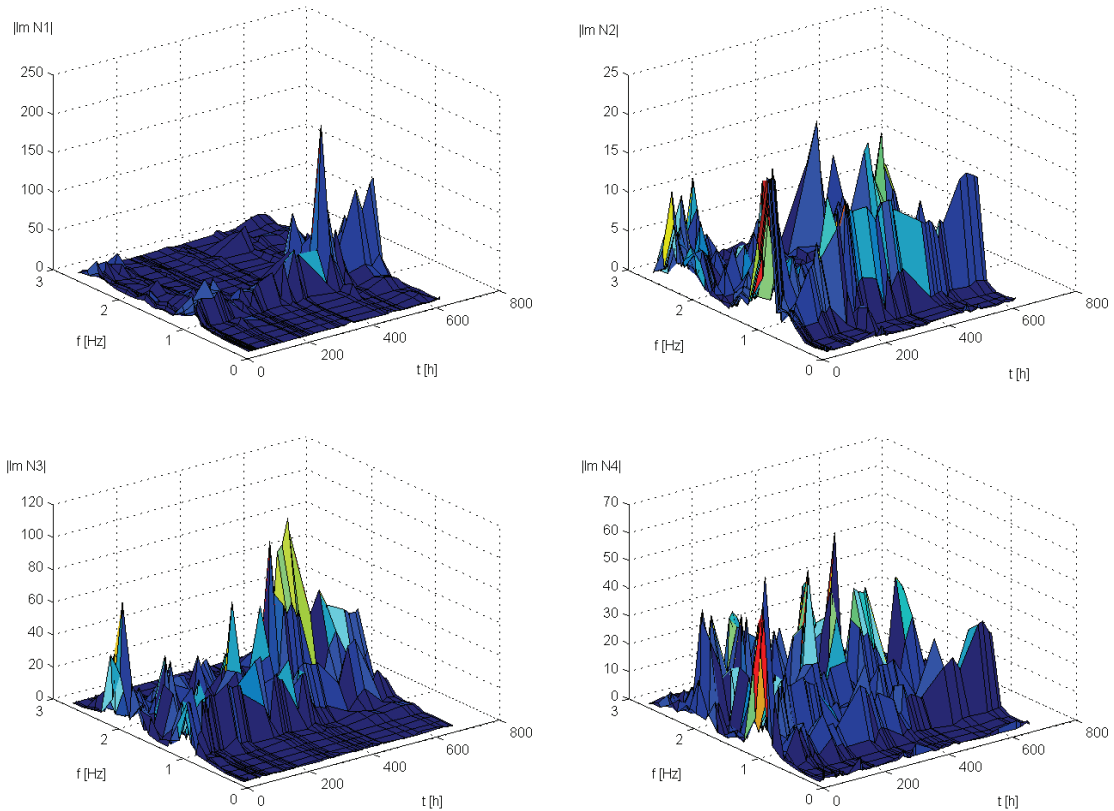
Rys. 4. Widma części rzeczywistej mocy obciążeń dynamicznych węzłów amortyzujących przyczepy, (1, 2 – oś przednia, 1 – lewy amortyzator; 3, 4 – oś tylna, 3 - lewy amortyzator)

Z porównania wykresów (rys. 4) wynika, że najwyższe wartości mocy sił degradacji (o częstotliwości około 0,8 Hz) wystąpiły w lewym

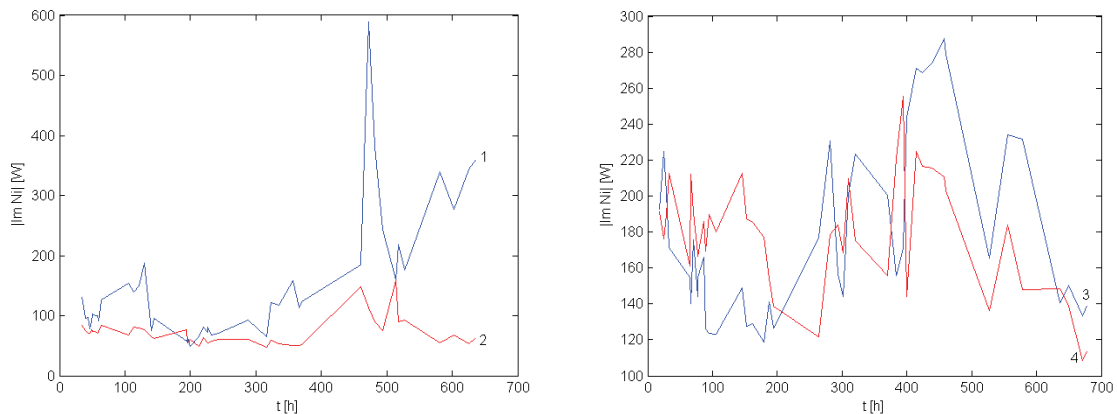
przednim amortyzatorze. Wykresy mocy sił degradacji węzłów amortyzujących przyczepy zamieszczono na rys. 5.



Rys. 5 Wykresy mocy sił degradacji węzłów amortyzujących przyczepy (1,2 – oś przednia, 3, 4 – oś tylna)



Rys. 6. Widma części urojonych mocy obciążeń dynamicznych węzłów amortyzujących przyczepy



Rys. 7. Wykresy mocy sił oddziaływań zwrotnych: węzeł amortyzujący przyczepy – stanowisko zadawania wymuszeń (1,2 – oś przednia, 3, 4 – oś tylna)

Części urojone mocy sił wymuszających są miarą wzajemnie przenoszonych mocy sił sztywności i sił bezwładności przez poszczególne amortyzatory na skrzynię ładunkową i stąd zwrotnie na stanowisko badawcze. Najwyższe wartości obciążeń zwrotnych występują między lewym przednim amortyzatorem i stanowiskiem (porównaj rys. 6 i 7).

Uwaga! Przy odczycie wykresów na rys. 4 i 6 należy uwzględnić różne skale amplitud.

4. TRWAŁOŚĆ RESZTKOWA

Badając poszczególne elementy macierzy rozkładu mocy obciążeń $\overline{GN}_{ik}(\omega)$ wyznacza się stany poszczególnych węzłów konstrukcyjnych maszyn [1]. Proces destrukcji odzwierciedla się przez wartości odpowiednich elementów macierzy mocy obciążeń $\overline{GN}_{ik}(\omega)$, umożliwiając lokalizację narastającej destrukcji w maszynie [4]. Pozwala to zidentyfikować najslabsze ogniwa maszyny oraz określić czas jej życia i kierunki optymalizacji energetycznej [5]. Podczas użytko-

wania maszyny, w chwilach Θ_r ich użytkowania, nie powinny występować przekroczenia wartości dopuszczalnych mocy obciążeń w węzłowych punktach maszyny, tj. $\bar{N}_k(\Theta_r) \leq \bar{N}_{dop}$. (6)

Oznacza to, że chwilowe przeciążenia mogą osiągnąć wartości graniczne [8].

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

Zdefiniowano elementy macierzy wyteżeń energetycznych węzła konstrukcyjnego [7]:

$$\bar{W}_{ik} = \frac{\int \bar{N}_{ik}(t) dt}{S_i}, \quad (7)$$

gdzie: \bar{N}_{ik} są mocami obciążeń dynamicznych w punktach „i” wywołanych przyłożeniem sił w punktach „k”, S_i – charakterystyka geometryczna (np. pole przekroju poprzecznego) węzła konstrukcyjnego (elementu maszyny) w pkt. „i”, przy czym \bar{N}_{ik} są średnimi mocami obciążeń przenoszonymi do punktu „i” maszyny z punktów „k” przyłożenia wymuszeń [2].

Obciążenia zmienne wywołują w materiale złożone procesy zależne od poziomu wymuszeń i sposobu ich zadawania. Przy dostatecznie dużych amplitudach wymuszeń wystąpią w materiale odkształcenia sprężyste - plastyczne. Zniszczenie zmęczeniowe powstaje głównie w wyniku odkształcenia sprężystego lub plastycznego na krawędziach wad materiału. Ilość energii dyssypowanej oraz dystrybucja w objętości materiału decydują o trwałości elementów [17]. Według kryterium wytrzymałości zmęczeniowej zaproponowanego przez F. Ellyin i D. Kujawskiego, miarą zniszczenia jest suma energii dyssypowanej i połowy iloczynu naprężenia i odkształcenia [5].

W wyniku cyklicznego obciążenia część energii drganiowej ulega nieodwracalnemu rozproszeniu. Jako parametr zniszczenia przyjmuje się (K. Gołoś) [5, 14] sumę odkształceń energii rozproszenia w cyklu wskutek powstania odkształceń plastycznych oraz gęstości energii sprężystej w pół cyklu rozciągania, powodującej tworzenie i rozwijanie się pęknięcia zmęczeniowego. Zatem

miara stanu destrukcji maszyny $D = \frac{E_d(\Theta)}{E_{db}}$ [1],

gdzie E_{db} - jest jej pojemnością dyssypacyjną.

Dyssypowana moc sił destrukcji w chwili Θ wynosi [1]:

$$N_d(\Theta) = N_0(1 - D)^{-1} \quad (8)$$

gdzie $N_{d_0}(\Theta) = N_d(\Theta = 0)^{-1}$, jest mocą dyssypowaną w chwili początkowej 0. Stąd resztkowy czas użytkowania maszyny:

$$1 - D = \frac{N_{d_0}}{N_d(\Theta)} \quad (9)$$

Do oceny trwałości elementów maszyn wymagana jest znajomość mocy dyssypowanej (części rzeczywistej wyteżeń $ReW_{ik}(\Theta)$ i oddzielenie mocy sił sztywności dynamicznej $ImW_{ik}(\Theta)$) [5].

$$\int_{\Theta_0}^{\Theta_f} Re N_{ik}(\Theta) d\Theta + \frac{1}{2} \int_{\Theta_0}^{\Theta_f} Im N_{ik}(\Theta) d\Theta < L_{gr} \quad (10)$$

Aby wyznaczyć pracę sił procesu destrukcji należy znać funkcję podcałkową.

Na podstawie wykresów mocy sił degradacji węzłów amortyzujących (rys 5 i 7) wyznaczono pracę sił degradacji poszczególnych węzłów wg wzoru 10:

$(L_{Re} + \frac{1}{2} L_{Im})(1) = 134,5$ kWh;

$(L_{Re} + \frac{1}{2} L_{Im})(2) = 47$ kWh

Stąd, przyjmując charakterystyki węzła nr 2 jako wzorcowe, oszacowano trwałość resztkową węzła nr 1: 35%.

Przedstawiona wyżej metoda analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w zastosowaniu do badań trwałości zmęczeniowej maszyn pozwala zastosować energetyczne kryteria oceny trwałości i szacowania resztkowego czasu życia maszyny [10]. Do oceny trwałości elementów maszyn wymagana jest bowiem znajomość mocy dyssypowanej i oddzielenie mocy sił bezwładności i sztywności dynamicznej. Metoda ta może być zastosowana do prognozowania resztkowego czasu życia odpowiedzialnych elementów obiektów technicznych. Metodę można głównie zastosować w badaniach przenoszenia mocy między subsystemami (układami złożonymi), w pracach z zakresu syntezy układów mechanicznych modelowanych energetycznie w dziedzinie częstotliwości [2], oraz do prac z dziedziny niezawodności symptomowej. Znajomość struktury systemu pozwala opisać jego zachowanie, a także zbudować model prognostyczny zachowań systemu w funkcji czasu ewolucji, oparty na energetycznym modelu badania symptomów [10, 19]

4. WNIOSKI

1. Wysokie wartości mocy sił degradacji wystąpiły w lewym przednim amortyzatorze przyczepy.
2. Podczas badań trwałościowych nie stwierdzono uszkodzeń konstrukcji ramy nośnej przyczepy.
3. Metoda analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych umożliwia wyznaczenie charakterystyk procesu degradacji węzłów konstrukcyjnych maszyny, poddawanej obciążeniom dynamicznym.
4. Energetyczne kryteria oceny trwałości i szacowania resztkowego czasu życia maszyny, oparte o metodę analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych, znajdują zastosowanie w badaniach trwałości zmęczeniowej maszyn na stanowisku badań przyspieszonych.

LITERATURA

- [1] Cempel C., Modele systemów przetwarzania energii w teorii i inżynierii systemów. Promocja na Doktora Honoris Causa Politechniki Szczecińskiej, Politechnika Szczecińska, 1995.
- [2] Kaźmierczak H., Analiza rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych, Rozprawy Nr 363, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
- [3] Kaźmierczak H., Dynamic load power distribution in mechanical systems, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 3(127),127-141, ITE Radom 2003.
- [4] Kaźmierczak H., Badania trwałości zmęczeniowej maszyn metodą analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych, Diagnostyka vol.26, 133-142, 2002, PTDT przy Wydziale Nauk Technicznych PAN.
- [5] Kaźmierczak H., Energetic description of the destruction process of machine structural nodes, Machine Dynamics Problem, Vol. 27, No 3, 113-123, Warszawa 2003.
- [6] Kaźmierczak H., Rola eksperymentu modalnego w badaniach trwałości struktur mechanicznych, w Zagadnienia Analizy Modalnej Konstrukcji Mechanicznych 131-137, AGH, Kraków 2003.
- [7] Kaźmierczak H., Energetyczna ocena destrukcji maszyny, XXX, Jubileuszowe Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Politechnika Śląska, Katowice 2003.
- [8] Kaźmierczak H., Analiza destrukcji maszyny metodą rozkładu mocy obciążeń dynamicznych, DIAGNOSTICS'2004 –3rd International Congress of Technical Diagnostics.
- [9] Kaźmierczak H., Pawłowski T., Cempel C. Energy Flow Analysis of Vibration Loads of Machines, Eleventh International Congress on Sound and Vibration (ICSV 11), St. Petersburg 2004.
- [10] Kaźmierczak H., Energetyczna Analiza Stanu Technicznego Maszyn w książce INŻYNIERIA DIAGNOSTYKI MASZYN, PTDT, Instytut Technologii Eksploatacji, Warszawa, Bydgoszcz, Radom 2004.
- [11] Kiciński J., Non-Linear Vibrations as a New Diagnostic Tool – Crack Detection Example, 3rd International Congress of Technical Diagnostics, Poznań 2004
- [12] 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
- [13] Natke H.G., Cempel C., Model-Aided Diagnosis of Mechanical Systems, Springer-Verlag, 1997.
- [14] Osiński Z., Tłumienie drgań, PWN, Warszawa 1997.
- [15] 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.
- [16] Szala J., Szala G., Dwuparametryczne charakterystyki zmęczeniowe – sformułowanie problemu, Problemy Eksploatacji 3/2001(42), Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2001.
- [17] Wegner T., Metody energetyczne w wytrzymałości materiałów, Hipoteza wytrzymałościowa stateczności równowagi wewnętrznej. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 81 stron, Poznań 1999.
- [18] Żółtowski B., Podstawy diagnostyki maszyn, ATR Bydgoszcz, 1996.
- [19] Żółtowski B., Cempel C., INŻYNIERIA DIAGNOSTYKI MASZYN, PTDT, Instytut Technologii Eksploatacji, Warszawa, Bydgoszcz, Radom 2004.



Doc dr hab. **Henryk KAŹMIERCZAK** – absolwent fizyki na Wydziale 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. Jest autorem prac i publikacji z dziedziny energetycznego modelowania obciążeń w maszynach oraz zastosowania opracowanej przezeń metody analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych do badań procesów degradacji technicznej i trwałości maszyn. Jest członkiem krajowych i zagranicznych towarzystw naukowych.