

dr inż. Mariusz KOSOBUDZKI
Zakład Logistyki
Wyższa Szkoła Oficerska Wojsk Lądowych imienia generała Tadeusza Kościuszki
ul. Czajkowskiego 109, 51-150 Wrocław
e-mail: m.kosobudzki@wso.wroc.pl

WYKORZYSTANIE SYGNAŁU PRZYSPIESZENIA DO MODELOWANIA OBCIĄŻENIA ELEMENTU USTROJU NOŚNEGO POJAZDU KOŁOWEGO WYSOKIEJ MOBILNOŚCI

Słowa kluczowe: pojazd kołowy wysokiej mobilności, potencjał eksploatacyjny, pHUMS

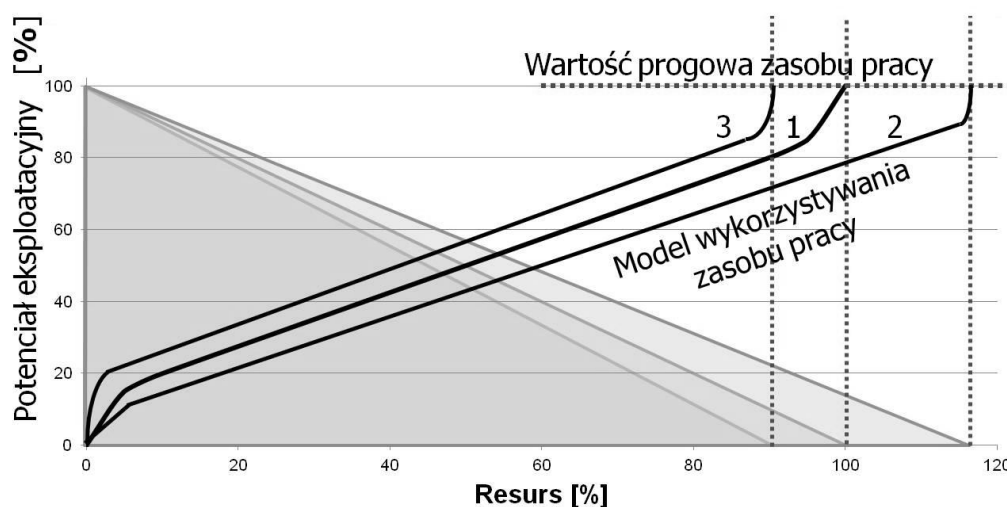
Streszczenie: Pojazdy, w tym pojazdy wysokiej mobilności budowane są z materiałów, które mają ograniczoną wytrzymałość. Często koszty cyklu życia takich pojazdów są bardzo wysokie, stąd pojawia się szczególna potrzeba planowania racjonalnej eksploatacji takich obiektów. Powszechnie stosowane metody badawcze wyznaczające docelowy zasób pracy opierają się na przyspieszonych badaniach przebiegowych i ekstrapolacji wyników na cały przewidywany okres eksploatacji. Metody takie są obarczone jednak błędami, wynikającymi między innymi z różnicy warunków prowadzenia badań przebiegowych od rzeczywistych warunków eksploatacji. Poszukiwane są metody ciągłego śledzenia zmian wytrzymałości zespołów krytycznych oraz podejmowane są próby opracowania algorytmów wykorzystywanych do prognozowania trwałości pojazdu będące podstawą systemów pHUMS. W artykule przedstawiono przegląd modeli stosowanych do opisu przebiegu obciążenia w dziedzinie częstotliwości oraz przedstawiono autorską metodę śledzenia rzeczywistych warunków eksploatacji wraz z wynikami prognozowania trwałości wybranego elementu ustroju nośnego pojazdu wysokiej mobilności.

1. Wstęp

Przeprowadzenie diagnostyki obiektu technicznego w zakresie pozwalającym stwierdzić jego sprawność powinno być dla użytkownika czynnością naturalną. W wielu organizacjach jej wykonywanie jest wymagane przepisami [33]. Stałe wykonywanie diagnozowania w połączeniu z prawidłowym użytkowaniem przekłada się wprost na poprawę bezpieczeństwa eksploatacji [12] i ma wpływ na trwałość obiektu zakładaną w cyklu życia [13]. Drugim istotnym warunkiem jest zgodność zakładanych warunków eksploatacji z rzeczywistymi, co pozwala osiągnąć zakładany zasób docelowy, dla którego zasób pracy osiąga wartość progową, pokazaną schematycznie na rysunku 1.

Jeżeli rzeczywiste warunki eksploatacji są zbliżone z zakładanymi, obiekt osiąga zasób docelowy (krzywa 1). Jeżeli jednak rzeczywiste warunki eksploatacji obciążają obiekt w mniejszym stopniu niż zakładane, jego trwałość może przekroczyć przewidywaną normę docelową (krzywa 2). W sytuacji przeciwnej, obiekt osiąga wartość progową zasobu pracy szybciej (krzywa 3). Ocenę zgodności zakładanej i rzeczywistej utraty potencjału eksploatacyjnego prowadzi się na podstawie między innymi badań diagnostycznych, stąd można zauważyć stałe dążenie do poprawy jakości

diagnozowania i rozszerzania jej zakresu stosowania na kolejne zespoły, czy mechanizmy poprzez np. wdrażanie systemów autodiagnostyki.



Rys. 1. Liniowy model utraty potencjału eksploatacyjnego

W przypadku pojazdów wojskowych, dodatkowo poszukuje się metod, które pozwalałyby śledzić stopień wykorzystania potencjału eksploatacyjnego w ramach przyjętego modelu eksploatacji zakładając, że duży reszkowy zasób pracy poprawia ogólny poziom niezawodności i podnosi gotowość techniczną pojazdu. Miarą tego potencjału jest dzisiaj przebieg i wiek pojazdu [13]. Wartość całkowitego zasobu pracy pojazdu szacuje się na podstawie przeprowadzonych badań przebiegowych, które powinny możliwie dokładnie modelować rzeczywiste warunki eksploatacji [15, 25]. W przypadku pojazdów bojowych gąsienicowych warunki modelowane w badaniach są dobrze skorelowane z rzeczywistymi warunkami eksploatacji (pojazdy te eksploatowane są we względnie jednakowych warunkach (na poligonach)). W przypadku pojazdów kołowych rozbieżności mogą być jednak duże [27]. Wpływ na to ma wiele czynników, np. długości odcinków drogowych o określonej nawierzchni przejechanych z określoną prędkością w porównaniu do tych założonych w profilu eksploatacji. Najwięksi producenci pojazdów dla wojska prowadzą swoje badania na sparametryzowanych torach badawczych, gdzie odcinki drogowe są znormalizowane [21]. Problemem jednak pozostaje w dalszym ciągu bieżące śledzenie warunków jazdy i ocena ich wpływu na rzeczywisty spadek potencjału eksploatacyjnego pojazdu.

Ze względów taktycznych w wojsku poszukiwane są metody pozyskiwania, gromadzenia i przetwarzania informacji, które pozwalałyby określać z zakładanym prawdopodobieństwem, czy wyznaczone pojazdy do wykonania marszu (przemieszczenia) osiągną zakładane punkty docelowe (jako moduł pHUMS będący częścią systemu zarządzania polem walki – Battlefield Management System). Innymi słowy, czy dojadą do miejsca działań (nie uwzględnia się tutaj możliwego oddziaływania przeciwnika). W chwili obecnej prowadzone są prace nad takimi systemami dedykowanymi na potrzeby pojazdów kołowych, najczęściej bojowych (USA, Wielka Brytania), które śledziłyby rzeczywiste warunki ruchu i podpowiadałyby osobie decydującej, które z posiadanych pojazdów dają największe prawdopodobieństwo osiągnięcia celu, ale publikacji opisujących strukturę takich systemów praktycznie nie ma. Znane są systemy (np. SoMat eDAQ firmy nCode International) dedykowane do pojazdów kołowych wysokiej mobilności, których zastąpienie przez inny pojazd jest

niemożliwe (są to pojazdy specjalistyczne, w tym przypadku STRYKER), ale matematyczne podstawy działania takich systemów nie są publikowane.

Zgodnie z przywołaną normą [21] pojazd traktowany jest jako obiekt złożony, którego całościowa ocena trwałości jest bardzo trudna. Dlatego badanie pojazdu często sprowadza się do określenia trwałości jego krytycznych zespołów, które, jeżeli osiągną stan graniczny powodują, że pojazd powinien być wycofany z eksploatacji.

Przeprowadzając dekompozycję pojazdu wysokiej mobilności można stwierdzić, że jednym z bardziej obciążonych zespołów jest ustrój nośny [29]. Na podstawie prowadzonych badań [16, 27] wykazano, że zespół ten poddawany jest głównie skręcaniu, które powoduje jednocześnie największe jego wyężenie. Zauważono również, że podatność skrętna ustroju nośnego jest dużo większa od jego podatności giętej, co prowadzi do wniosku, że zespół ten powinien być odpowiednio wytrzymały zmęczeniowo. Poniżej przedstawiono propozycję metody przybliżonej śledzenia spadku potencjału eksploatacyjnego ograniczoną do jednego elementu ustroju nośnego pojazdu, potraktowanego jako element referencyjny.

2. Modelowanie przebiegu obciążenia ustroju nośnego

Modelowanie przebiegu obciążenia analizowanego układu mechanicznego w celu oszacowania jego wytrzymałości zmęczeniowej przy poddaniu go obciążeniom losowym można podzielić na dwie zasadnicze grupy. Pierwsza opiera się na algorytmach zliczania cykli obciążeń, co pozwala zbudować np. histogram amplitud naprężeń (odkształceń) wywołanych tymi obciążeniami [4, 7, 18, 19, 20, 32]. Druga bazuje na parametrach aproksymowanych na podstawie funkcji gęstości widmowej mocy obciążenia, którym może być przemieszczenie, prędkość, czy przyspieszenie [3, 4, 20, 31, 32].

2.1. Modele przebiegu obciążenia analizowane w dziedzinie czasu

Jeżeli analizowane obciążenie ma charakter ustalony i znany z wyprzedzeniem, (sparametryzowany tor badawczy), do modelowania jego przebiegu można wykorzystywać różne metody zliczania amplitud w dziedzinie czasu, odpowiadającym np. odkształceniom lub naprężeniom. Do najbardziej znanych należą [8, 32]:

Metody jednoparametrowe:

- metoda zliczania cykli przekroczeń ustalonej wartości analizowanej wielkości – Level Crossing Counting,
- metoda zliczania lokalnych ekstremów – Peak – Valley Counting,
- metoda zliczania zakresu zmian wartości analizowanej wielkości – Range Counting,

Metody dwuparametrowe:

- zliczanie cykli amplitudy naprężeń (odkształceń) trzypunktową metodą Rainflow – Rainflow Cycle Counting [1] (standard ASTM E1049 [9]),
- zliczanie cykli amplitudy naprężeń (odkształceń) czteropunktową metodą Rainflow – Rainflow Cycle Counting [10].

2.2. Model przebiegu obciążenia w dziedzinie częstości

Jeżeli obciążenie jest nieznanne z wyprzedzeniem (rzeczywiste warunki eksploatacji pojazdów), jego przebieg powinien być analizowany statystycznie [5, 32]. Modele takich przebiegów wykorzystują różne rozkłady prawdopodobieństwa i przedstawiane są najczęściej w postaci gęstości widmowych mocy (Power Spectral Density - PSD), które zobrazowują rozkład energii obciążenia w odniesieniu do poszczególnych częstości [6, 17]. Zaletą analizy sygnału w dziedzinie częstości jest

możliwość szacowania rozkładu cykli obciążenia bez konieczności rejestrowania długich przebiegów czasowych, co ma szczególne znaczenie na etapie powstawania demonstratora technologii, czy prototypu.

Analiza jakościowa widma obciążenia polega na scharakteryzowaniu jej funkcji gęstości widmowej mocy za pomocą parametrów statystycznych, z których najważniejszymi są: wartość średnia μ , wskaźnik przekroczeń wartości zerowej przy przejściu od wartości ujemnej do dodatniej $E[0^+]$, wskaźnik pojawienia się szczytu $E[P^+]$, wskaźnik nieregularności γ oraz wskaźnik szerokości pasma sygnału obciążenia λ [8, 17, 23]:

$$\mu = M_0 \quad (1)$$

$$E[0^+] = \sqrt{\frac{M_2}{M_0}} \quad (2)$$

$$E[P^+] = \sqrt{\frac{M_4}{M_2}} \quad (3)$$

$$\gamma = \frac{E[0^+]}{E[P^+]} = \frac{M_2}{\sqrt{M_0 M_4}} \quad (4)$$

$$\lambda = \sqrt{1 - \gamma^2} \quad (5)$$

Wartość wskaźnika λ pozwala określić, czy analizowany sygnał ma charakter wąskopasmowy ($\lambda \rightarrow 0$), czy szerokopasmowy ($\lambda \rightarrow 1$). Parametry powyższe wyznaczane są na podstawie momentów zwykłych, najczęściej niskich rzędów (do czwartego), charakteryzujących funkcję gęstości widmowej mocy sygnału obciążenia.

Chcąc jednak analizować sygnał ilościowo, poszukuje się zależności pozwalających wyznaczyć liczbę cykli i zakres obciążeń ekwiwalentnych, statystycznie równoważnych obciążeniom otrzymanym z przebiegów czasowych [23, 26].

Do szacowania trwałości zmęczeniowej konieczna jest znajomość liczby cykli o ustalonych amplitudach obciążenia (odkształcenie, naprężenie). Taką reprezentację obciążenia przedstawia np. histogram. W przypadku analizy obciążenia sygnałem szerokopasmowym w dziedzinie częstotliwości, jego wyznaczenie nie jest możliwe bezpośrednio z wykresu funkcji PSD. Do otrzymania histogramu amplitud obciążenia, sygnał czasowy może być symulowany serią sygnałów losowych o ustalonym widmie, który można poddać odwrotnej transformacji Fouriera. Czas trwania symulacji musi być na tyle długi, aby uwzględnić te obciążenia, które pojawiają się rzadko, ale mają duży wpływ na końcową trwałość zmęczeniową.

Do przedstawienia ilości cykli obciążenia i odpowiadającej jej wartości amplitud można wykorzystać funkcję gęstości prawdopodobieństwa sygnału obciążenia, traktowanego jako sygnał losowy [17].

W dziedzinie czasu, funkcja gęstości prawdopodobieństwa $PDF_X(x)$ opisująca zdarzenie $X(t)$ polegające na osiągnięciu przez sygnał określonego poziomu wartości zdefiniowane jest zależnością:

$$PDF_X(x) = P[x \leq X(t) \leq x + dx] = \frac{\sum_{i+1}^k dt_i}{T} \quad (6)$$

gdzie: $P[X(t)]$ - prawdopodobieństwo wystąpienia zdarzenia $X(t)$, T - okres czasu obserwacji, dt_i - krok czasu obserwacji zdarzenia $X(t)$.

Przedstawiona zależność jest prawdziwa, jeżeli czas obserwacji zdarzenia $T \rightarrow \infty$, a krok czasu obserwacji zdarzenia $dt_i \rightarrow 0$. Oznacza to nieskończenie długie pomiary, co w praktyce jest niemożliwe.

Jeżeli analizowany sygnał obciążenia jest losowym sygnałem stacjonarnym o rozkładzie normalnym, to jest reprezentowany przez wartość średnią μ_X , odchylenie standardowe σ_X , wariancję σ_X^2 oraz wartość skuteczną RMS. Gdy sygnał jest również ergodyczny, wtedy te parametry mają stałą wartość w czasie.

W celu porównania ze sobą dwóch próbek $X(t_1), X(t_2)$ sygnału $X(t)$ w przedziale czasu $\Delta t = t_2 - t_1$, wykorzystuje się w tym celu funkcję autokorelacji $R_X(t) = E[X(t_1)X(t_2)]$. Wartość średnia i odchylenie standardowe sygnałów stacjonarnych są niezależne od czasu. Stąd można zapisać:

$$E[X(t_1)] = E[X(t_2)] = \mu_X; \quad \sigma_X(t_1) = \sigma_X(t_2) = \sigma_X \quad (7)$$

Współczynnik korelacji ρ dwóch próbek sygnału $X(t)$ opisany jest zależnością:

$$\rho = \frac{R_X(\tau) - \mu_X^2}{\sigma_X^2}, \quad (0 \leq \rho \leq 1) \quad (8)$$

Przy $\rho = 1$ występuje korelacja pełna, a przy $\rho = 0$ występuje brak korelacji. Jeżeli $t \rightarrow 0$, to korelacja równa jest wartości średniej kwadratowej sygnału:

$$R_X(\tau) = \mu_X^2 + \sigma_X^2 = E[X^2] \quad (9)$$

W celu analizy sygnału w dziedzinie częstości, sygnał czasowy należy poddać transformacji Fouriera. Funkcja $PDF_X(x)$ ma wtedy postać:

$$PDF_X(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_X} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{x-\mu_X}{\sigma_X}\right)^2\right]; \quad (-\infty \rightarrow x \rightarrow +\infty) \quad (10)$$

gdzie: μ_X, σ_X - wartość średnia i odchylenie standardowe.

Transformacja Fouriera losowego sygnału stacjonarnego $X(t)$ zazwyczaj nie istnieje, ponieważ nie jest spełniona zależność [17]:

$$\int_{-\infty}^{\infty} |X(t)| dt < \infty \quad (11)$$

Stąd transformacji poddaje się funkcję autokorelacji $R_X(t)$ sygnału znormalizowanego do zerowej wartości średniej. Transformacja Fouriera opisana jest wówczas zależnością:

$$R_X(t) = \int_{-\infty}^{\infty} S_X(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (12)$$

gdzie: $S_X(\omega)$ - gęstość widmowa znormalizowanego sygnału losowego $X(t)$.

Stąd, gdy $t = 0$, to:

$$E[X^2] = R_X(t) = \int_{-\infty}^{\infty} S_X(\omega) d\omega = \sigma_X^2 \quad (13)$$

W przypadku znormalizowanego, stacjonarnego procesu losowego $X(t)$ powierzchnia pod krzywą, odpowiadająca gęstości widmowej $S_X(\omega)$ równa jest jej wartości skutecznej (RMS). W praktyce rozpatruje się częstości sygnału ω w zakresie $\langle 0; \infty \rangle$, wyrażone w Hz. Wtedy gęstość widmowa $S_X(\omega)$ transformowana jest do postaci ekwiwalentnej $W_X(f)$, nazywanej gęstością widmową mocy (PSD):

$$E[X^2] = \sigma_X^2 = \int_0^{\infty} W_X(f) df \quad (14)$$

gdzie: $f = \frac{\omega}{2\pi}$.

Funkcje $S_X(\omega)$ i $W_X(f)$ mają pierwsze i drugie pochodne:

$$\sigma_X^2 = \omega^2 S_X(\omega) = (2\pi)^2 f^2 W_X(f) \quad (15)$$

$$\sigma_X^2 = \omega^4 S_X(\omega) = (2\pi)^4 f^4 W_X(f) \quad (16)$$

Funkcja $W_X(f)$ charakteryzowana jest przez zbiór charakterystyk widmowych; między innymi przez momenty widmowe M_m i wskaźnik nieregularności pasma obciążenia γ [3, 32]:

$$M_m = \int_0^{\infty} f^m W_X(f) df \quad (17)$$

$$\gamma = \frac{M_2}{\sqrt{M_0 M_4}} \quad (18)$$

Najczęściej wykorzystuje się tylko kilka wybranych charakterystyk: $M_0, M_1, M_2, M_4, \gamma$.

Ze względu na szerokość widma obciążenia, procesy losowe dzielą się na wąsko- i szerokopasmowe, oraz przejściowe, nazywane bimodalnymi [26]. Obciążenie ustroju nośnego pojazdu ma charakter szerokopasmowy. W literaturze dotyczącej modelowania wytrzymałości zmęczeniowej w dziedzinie częstości (opisu ilościowego) można spotkać wiele modeli matematycznych, pozwalających oszacować jej wartość na podstawie szerokopasmowych procesów losowych obciążenia. Modele te można podzielić umownie na trzy grupy [17, 28]:

- modele wytrzymałości zmęczeniowej bazujące na hipotezach kumulacji uszkodzeń przy obciążeniach wąskopasmowych z wykorzystaniem wskaźnika korekcyjnego,
- modele analityczne wyznaczające funkcję gęstości prawdopodobieństwa wystąpienia pików obciążenia na podstawie rozkładu Rice'a, zmodyfikowane do postaci pozwalającej zliczać cykle obciążenia,
- modele funkcji gęstości prawdopodobieństwa szacujące jej wartość na podstawie kombinacji różnych rozkładów statystycznych.

Zdaniem wielu autorów [2, 3, 17, 22, 32, 34, 35] modelem ilościowym dobrze przybliżającym rozkład częstościowy obciążenia wąsko- i szerokopasmowego jest model Dirlika, przedstawiany w postaci funkcji gęstości prawdopodobieństwa amplitudy obciążenia (PDF), który jest empiryczną kombinacją rozkładów wykładniczego i Rayleigha:

$$PDF_D = \frac{1}{2\sqrt{M_0}} \left[\frac{D_1}{Q} e^{-\frac{Z}{Q}} + \frac{D_2 Z}{R^2} e^{-\frac{Z^2}{2R^2}} + D_3 Z e^{-\frac{Z^2}{2}} \right] \quad (19)$$

$$x_m = \frac{M_1}{M_0} \sqrt{\frac{M_2}{M_4}} \quad (20)$$

$$\gamma = \frac{M_2}{\sqrt{M_0 M_4}} \quad (21)$$

$$Z = \frac{1}{2\sqrt{M_0}} \quad (22)$$

$$D_1 = \frac{2(x_m - \gamma^2)}{1 + \gamma^2} \quad (23)$$

$$D_2 = \frac{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}{1 - R} \quad (24)$$

$$D_3 = 1 - D_1 - D_2 \quad (25)$$

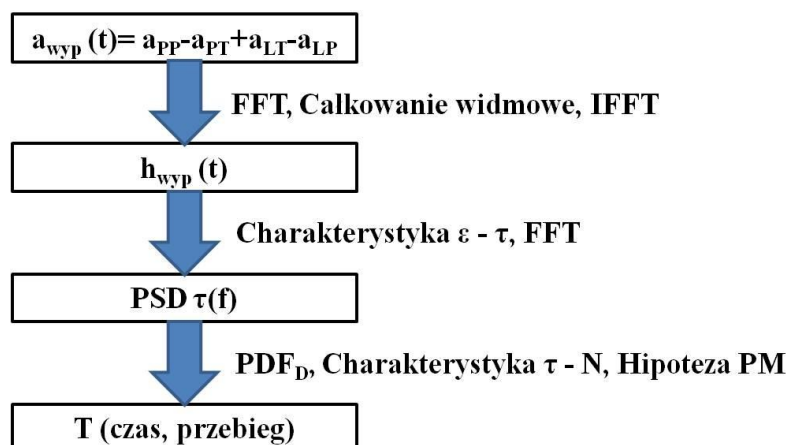
$$Q = \frac{1,25(\gamma - D_3 - (D_2 R))}{D_1} \quad (26)$$

$$R = \frac{\gamma - x_m + D_1^2}{1 - \gamma - D_1 + D_1^2} \quad (27)$$

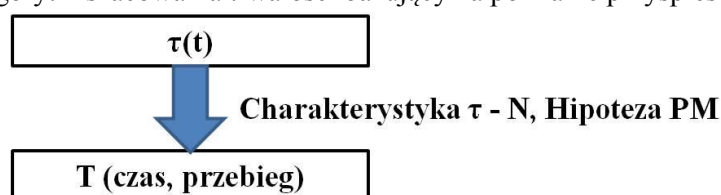
Powyższy model pozwala wyznaczyć funkcję gęstości prawdopodobieństwa amplitudy obciążenia PDF (równoważną metodzie Rainflow) na podstawie funkcji gęstości widmowej mocy obciążenia PSD, którym może być np. sygnał przyspieszenia.

3. Analiza trwałości elementu ustroju nośnego pojazdu wysokiej mobilności

Przedstawioną w pkt.2.2 metodę wyznaczania funkcji PDF na podstawie obliczonej funkcji PSD wykorzystano do oszacowania trwałości poprzeczki rurowej ustroju nośnego samochodu wysokiej mobilności Mercedes Benz Unimog U5000 w wersji wojskowej [12]. Przyjęto, że ustrój nośny pojazdu ma liniową charakterystykę sztywności skrętnej. Wytrzymałość zmęczeniową poprzeczki wyznaczono teoretycznie wykorzystując stosowane powszechnie zależności, np. [14, 24] przyjmując liniową hipotezę sumowania uszkodzeń zmęczeniowych Palmgrena – Minera (PM). Algorytm szacowania trwałości przedstawiono na rysunku 2. Wielkością mierzoną było przyspieszenie czterech końców podłużnic: a_{pp} , a_{pt} , a_{LT} i a_{LP} , [15] które po podwójnym scałkowaniu pozwalały wyznaczyć wypadkowe skręcenie ustroju nośnego h_{wyp} . W celu weryfikacji wyników przeprowadzono szacowanie trwałości poprzeczki wykorzystując mostek tensometryczny, mierzący odkształcenia wywołane skręcaniem ustroju nośnego zgodnie z algorytmem pokazanym na rysunku 3.



Rys. 2. Algorytm szacowania trwałości bazujący na pomiarze przyspieszenia



Rys. 3. Algorytm szacowania trwałości bazujący na pomiarze tensometrycznym odkształcenia

W tabeli 1 przedstawiono przykładowe wyniki szacowania trwałości wybranego elementu. Przebieg obciążenia rejestrowano podczas testów drogowych pojazdu na torze badawczym w miejscowości Horstwalde (Niemcy).

Tabela 1. Wyniki szacowania trwałości poprzeczki rurowej

Droga polna, prędkość jazdy V=30 [km/h]		
	dane z tensometru	dane z czujników przyspieszeń
Wytrzymałość zmęczeniowa [h]	1075500	1425000
Trwałość zmęczeniowa [km]	32000000	42750000
Droga polna, prędkość jazdy V=14 [km/h]		
	dane z tensometru	dane z czujników przyspieszeń
Wytrzymałość zmęczeniowa [h]	25200	13400
Trwałość zmęczeniowa [km]	353000	190000
Droga górską, prędkość jazdy V=9 [km/h]		
	dane z tensometru	dane z czujników przyspieszeń
Wytrzymałość zmęczeniowa [h]	9900	9400
Trwałość zmęczeniowa [km]	89000	84500
Droga górską, prędkość jazdy V=5 [km/h]		
	dane z tensometru	dane z czujników przyspieszeń
Wytrzymałość zmęczeniowa [h]	7900	5500
Trwałość zmęczeniowa [km]	40000	27200
Droga typu „fala”, wymuszająca przemieszczenia kół do 500 [mm] (prędkość jazdy V=4 [km/h]		
	dane z tensometru	dane z czujników przyspieszeń
Wytrzymałość zmęczeniowa [h]	66	55
Trwałość zmęczeniowa [km]	240	220

4. Wnioski

Przedstawiona metoda wykorzystująca sygnał przyspieszenia skręcania ustroju nośnego pozwoliła oszacować trwałość jednego elementu tego zespołu traktując go jak element referencyjny (podejście Canary). Spadek wytrzymałości zmęczeniowej tego elementu może następować bardzo szybko w zależności od warunków ruchu (tabela 1), które dzisiaj w pojazdach nie są rejestrowane. Wybór tego elementu był celowy i wynikał z potrzeby naklejenia tensometru w takim miejscu, dla którego wyznaczenie wytrzymałości zmęczeniowej było względnie proste. Przykład zastosowania metody został zatem ograniczony do jednego punktu. Wyniki szacowana trwałość wybranego elementu przedstawione zbiorczo w tabeli 1 pokazują, że metody są jakościowo porównywalne. Analiza widma obciążenia wyznaczonego na podstawie zmierzonego przyspieszenia ma jednak tę zaletę, że nie wymaga dużych zdolności obliczeniowych komputera pokładowego i pozwala śledzić w sposób ciągły globalne odkształcenie całego ustroju nośnego, na które ma wpływ styl jazdy kierowcy i rzeczywiste warunki drogowe [30].

Jeżeli zostałyby zbudowany i dostrojony model MES całego ustroju nośnego pojazdu, byłoby możliwe wyznaczenie numerycznie wytrzymałości zmęczeniowej w dowolnym jego punkcie (najsłabsze ogniwo zespołu) i skorelowanie jej z globalnym odkształceniem ustroju nośnego śledzonym na podstawie analizy sygnału przyspieszenia. Pozwoliłoby to na przybliżone, ciągłe prognozowanie resztkowego zasobu pracy tego zespołu, co jest celem stosowania systemów pHUMS (prognostic Health and Usage Monitoring System). Pozwoliłoby to zatem na pozyskanie informacji potrzebnych do podejmowania decyzji w czasie działań taktycznych i operacyjnych i pomogłoby optymalniej korzystać z posiadanego parku samochodowego [11].

Literatura

1. Amzallag C, Gerey J, P, Robert J, L, Bahuaud J. Standarization of the reinfoiw counting method for analysis. *Journal of Fatigue* 1994; 16: 287-293.
2. Benasciutti D, Tovo R. Spectral methods for lifetime prediction under wide-band stationary random processes. *International Journal of Fatigue* 2005; 27(8): 867-877.
3. Benasciutti D, Tovo T, R. Comparison of spectral methods for fatigue analysis of broad-band Gaussian random processes. *Probabilistic Engineering Mechanics* 2006; 21(4): 287-299.
4. Benvillet A, Łagoda T, Macha E, Niesłony A, Pallin-Luc T, Vittori J,F. Fatigue life under non-Gaussian random loading from various models. *International Journal of Fatigue* 2004; 26: 349-363.
5. Bishop N, W. The use of frequency domain parameters to predict structural fatigue. Coventry. University of Warwick, 1988.
6. Bishop N,W. Spectral methods for estimating the integrity of structural components subjected to random loading. *Handbook of fatigue crack propagation in metallic structures*. Elsevier: Science B.V, 1994, 1685-1720.
7. Colombi P, Doliński K. Fatigue lifetime of welded joints under random loading: rainflow cycle vs. cycle sequence method. *Probabilistic Engineering Mechanics* 2001; 16: 61-71.
8. Dirlik T. Application of computer in fatigue analysis. Coventry: University of Warwick, 1985.
9. E-1049, Standard practices for cycle counting in fatigue analysis, ASTM Standards.
10. E-1049-85, Standard practices for cycle counting in fatigue analysis, Philadelphia: Annual Book of ASTM Standards, 1997.
11. Heine R, Barker D. Simplified terrain identification and component fatigue damage estimation model for use in a health and usage monitoring system. *Microelectronics Reliability* 2007; 47: 1882 - 1888.

12. Jamroziak K, Kosobudzki M, Ptak J. Assessment of the comfort of passenger transport in special purpose vehicle. *Eksplatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability* 2013; 15(1): 25-30.
13. Katalog norm eksploatacji uzbrojenia i sprzętu wojskowego wojsk lądowych, Ministerstwo Obrony Narodowej, Warszawa, Sztab Generalny Wojska Polskiego, 1995.
14. Kocańda S, Szala J. Podstawy obliczeń zmęczenia. Warszawa: PWN, 1991.
15. Kosobudzki M, Stańco M. Metoda oceny wybranych właściwości pojazdu wysokiej mobilności na podstawie badań przebiegowych, *Przegląd Mechaniczny* 2014; 2: 32-36.
16. Kosobudzki M. Skręcanie ustroju nośnego samochodu ciężarowo - osobowego wysokiej mobilności podczas jazdy w zróżnicowanym terenie. *Zeszyty Naukowe WSOWL* 2010; 4(158): 130-139.
17. Lee Y-L, Pan J, Hathaway R, Barklay M. *Fatigue testing and analysis. Theory and practice.* Burlington: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.
18. Łagoda T, Macha E, Niesłony A, Muller A. Fatigue life of cast irons GGG40, GGG50 and GTS45 under combined variable amplitude tension with torsion. *The Archive of Mechanical Engineering* 2001; 48(1): 55-69.
19. Macha E, Łagoda T, Niesłony A, Kardas D. Fatigue life under variable amplitude loading according to the cycle counting and spectral methods. *Material Science* 2006; 42(3): 416-425.
20. Macha E, Łagoda T, Niesłony A. Fatigue life calculation by means of the cycle counting and spectra methods under multiaxial random loading. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures* 2005; 28: 409-420.
21. MIL-STD 810G: Environmental Test Methods and Engineering Guidelines, Department of Defense. USA, 2008.
22. Niesłony A, Macha E. Spectral method in multiaxial random fatigue. Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 2007.
23. Niesłony A. Comparison of some selected multiaxial random fatigue. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics* 2010; 48(1): 233-254.
24. Niezgodziński M, E, Niezgodziński T. *Wytrzymałość materiałów.* Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 2009.
25. Norma Obronna NO-06-A105. Uzbrojenie i sprzęt wojskowy. Ogólne wymagania techniczne, metody kontroli i badań. Ogólne zasady badań oraz odbioru prototypów i urządzeń produkowanych seryjnie, Ministerstwo Obrony Narodowej, Warszawa, 2005.
26. Passipolaridis V,A, Brondsted P. Fatigue evaluation algorithms: review. Raport Riso-R-1740(EN). Denmark: National Laboratory for Sustainable Energy, Technical University, 2009.
27. Prochowski L. Obciążenia dynamiczne układu nośnego pojazdu mechanicznego. Podstawy prognozowania, weryfikacja doświadczalna. Dodatek do Biuletynu WAT 1982; 12364).
28. Rahman M, M, Ariffin A, K, Jamaludin N, Haron C, H, Baker R, A. Fatigue life prediction of two-stroke free piston engine mounting using frequency response approach. *European Journal of Science Research* 2008; 22(4): 480-493.
29. Reimpell J, Betzler J. *Podwozia samochodów. Podstawy konstrukcji.* Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 2008.
30. Rusiński E, Czmochocki J, Pietrusiak D. Problemy identyfikacji modeli modalnych stalowych ustrojów nośnych. *Eksplatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2012; 1(14): 54 - 61.
31. Sherratt F, Bishop N, W, Dirlik T. Predicting fatigue life from frequency domain data. *Engineering Integrity* 2005; 18: 12-16.

32. Sobczyk K, Spencer B, F. Stochastyczne modele zmęczenia materiałów. Warszawa: PWN, 1996.
33. Zasady Oceny Stanu Technicznego Uzbrojenia i Sprzętu Wojskowego w Siłach Zbrojnych RP, Ministerstwo Obrony Narodowej, Bydgoszcz, Inspektorat Wsparcia Sił Zbrojnych RP, 2012.
34. Zhao W, Backer J, M. A new stress range distribution model for fatigue analysis under wave loading. Environmental Forces of Offshore Structures and their Prediction. Kluwer: Kluwer Academic Publishers, 1990.
35. Zhao W, Backer J, M. On the probability density function of rainflow stress range for stationary Gaussian processes. International Journal of Fatigue 1992: 14(2); 121-135.