

Bogusław ŁAZARZ, Grzegorz PERUŃ

WPLYW USZKODZEŃ ELEMENTÓW PRZEKŁADNI OBIEGOWEJ NA SIŁY W ZAZĘBIENIACH

Streszczenie. W artykule zaprezentowano wybrane wyniki badań wpływu uszkodzeń zębów kół przekładni obiegowej na dynamikę jej pracy, w tym na przebieg sił międzyzębnych. Badania przeprowadzono z użyciem komputerowego programu symulującego pracę prostej przekładni obiegowej. Przedstawiono przebiegi sił w zazębieniach oraz rozkłady czasowo-częstotliwościowe Wignera-Ville'a przyspieszeń drgań skrętnych wału koła słonecznego.

INFLUENCE OF EPICYCLIC GEAR ELEMENTS DAMAGES ON FORCES IN MESHING

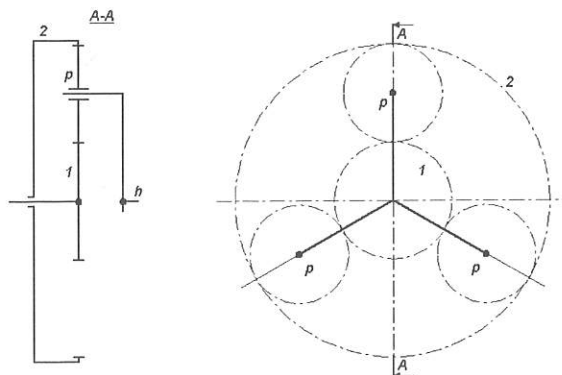
Summary. The paper presents selected results of researches over influence of tooth damages in epicyclic gear on its work dynamics, especially on forces in meshing. Research executed with use computer program basing on isolated dynamic model simple epicyclic gear. Results presents runs of forces in meshings and Wigner-Ville' time-frequency analysis of input shaft vibration acceleration.

1. WPROWADZENIE

Przekładnie obiegowe znajdują szerokie zastosowanie w technice głównie dzięki łatwej możliwości zmiany przełożenia oraz wielodrożności przepływu mocy. Mała masa i gabaryty w porównaniu do przekładni o osiach stałych, jak również duże wartości uzyskiwanego przełożenia decydują o powszechnym stosowaniu tych przekładni w układach napędowych pojazdów samochodowych i maszyn roboczych (zwolnice montowane bezpośrednio w piastach kół samochodów ciężarowych, automatyczne skrzynie biegów). Przekładnie obiegowe często pracują w układach wielostopniowych również z przekładniami o osiach stałych.

Jedną z popularniejszych konstrukcji przekładni obiegowych jest konstrukcja 2K-H, która znalazła szerokie uznanie głównie ze względu na swoją wysoką sprawność. Jest to przekładnia jednostopniowa prosta, najczęściej posiadająca dwa lub trzy koła obiegowe. Schemat tej przekładni przedstawia rysunek 1.

Uszkodzenia zębów w przekładni obiegowej powodują zmianę siły międzyzębnej, co istotnie wpływa na wielkość generowanych drgań. Dodatkowo – inaczej niż w przekładni o osiach stałych – uszkodzenie zęba dowolnego z kół może powodować zaburzenie przenoszonej siły wielokrotnie podczas jednego obrotu tego koła. Przykładowo, uszkodzony ząb koła słonecznego, w ciągu jednego obrotu koła powoduje zaburzenie siły międzyzębnej podczas współpracy z każdym z satelitów. Wielodrożność przepływu mocy, jak również występowanie dodatkowego źródła modulacji sygnału wynikającego z przesuwania się cyklicznie strefy zazębienia względem obudowy, stanowią znaczne utrudnienia procesów diagnostycznych przekładni obiegowej w porównaniu z diagnostyką przekładni o osiach stałych.



Rys. 1. Schemat przekładni obiegowej 2K-H: 1–koło słoneczne, 2–koło uzębione wewnątrz, p–koło obiegowe, h–jarzmo [1, 2]

Fig. 1. Simple epicyclic gear 2K-H: 1–sun gear, 2–ring, p–planets, h–carrier [1, 2]

2. METODYKA BADAŃ

Badania wykonano z użyciem komputerowego programu symulacyjnego, pozwalającego uzyskać przebiegi sił w każdym zazębieniu przekładni, jak również przebiegi przyspieszeń drgań głównych jej elementów.

Program symulacyjny zbudowano opierając się na modelu dynamicznym przedstawionym w [3, 4] przy wykorzystaniu szczegółowych opisów z prac [1, 5]. Do rozwiązywania równań ruchu wykorzystano metodę Runge-Kutty 4. W pierwszym etapie pracy z programem deklarowane są wszystkie konieczne do wykonania obliczeń dane (geometria przekładni, błędy wykonania, modyfikacje i uszkodzenia zębów, sztywności i tłumienia, stałe materiałowe, masy elementów itd.). Następnie wykonywane są podstawowe obliczenia geometryczne oraz główne obliczenia symulacyjne w wybranym zakresie prędkości. Obliczenia wykonywane są na wartościach względnych, tzn. odniesionych do ugięcia statycznego (dla przemieszczeń) lub siły statycznej (dla sił). Pozwala to na porównywanie i uogólnianie wyników uzyskanych w przypadku różnych konstrukcji tej przekładni.

Uzyskane w wyniku symulacji przebiegi sił międzyzębnych w każdym zazębieniu przekładni (dla każdej pary współpracujących zębów) oraz przebiegi przyspieszeń drgań

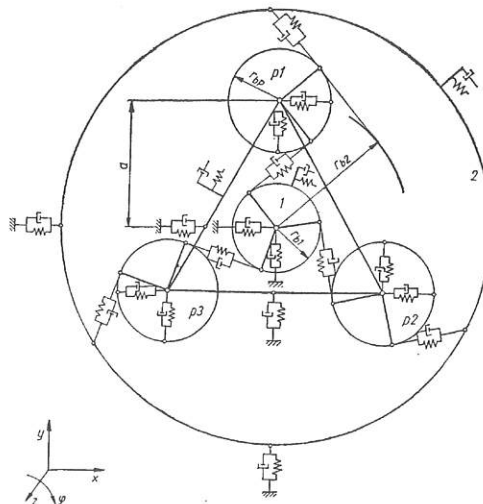
ruchomych elementów przekładni są zapisywane w formacie standardowego pliku programu MATLAB, dzięki czemu unika się stosowania dodatkowych procedur importujących dane.

3. MODEL DYNAMICZNY

Dyskretny model przekładni obiegowej 2K-H z trzema kołami obiegowymi pokazano na rysunku 2. W ogólnym przypadku przekładnia ta może posiadać n kół obiegowych, jednakże w programie ograniczono ich ilość do przedziału $n = 2 \div 6$.

Koła zębate zaznaczono na rysunku ich promieniami zasadniczymi r_{bi} . W przedstawionym modelu dynamicznym przekładni możliwe są ruchy obwodowe i radialne dyskretnych mas odwzorujących ruchome elementy przekładni. Sprężystość oraz dyssypację energii zazębień kół i łożysk przedstawiono w postaci układu sprężyn i tłumików wiskotycznych. Przedstawiony na rysunku model uwzględnia ponadto:

- zmienną wzdłuż odcinka przyporu sztywność zazębienia;
- tłumienie w zazębieniach;
- sztywność i tłumienie łożyskowania elementów przekładni;
- odchyłki kinematyczne kół;
- odchyłki płynności pracy kół zębatych;
- luzy w zazębieniach i łożyskach;
- modyfikacje zarysu;
- przesunięcie fazowe zazębień pomiędzy kołami obiegowymi oraz pomiędzy kołem słonecznym a kołem uzębionym wewnątrz;
- liczbę kół obiegowych;
- prędkość obrotową.



Rys. 2. Model dyskretny przekładni obiegowej 2K-H z trzema kołami obiegowymi [1, 6]

Fig. 2. Dynamic model of epicyclic gear 2K-H with three planets [1, 6]

W celu zwiększenia funkcjonalności modelu, algorytm symulacji rozwinęto o blok obliczający numery aktualnie współpracujących zębów w każdym z ząbów przekładni [4]. Wprowadzenie tej modyfikacji pozwoliło na:

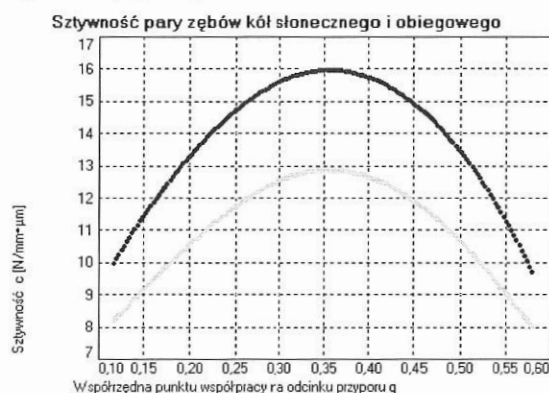
- określanie sumarycznej odchyłki losowej każdej pary zębów na podstawie zadeklarowanych wcześniej, w postaci wektorów, wartości błędów zębów każdego z kół;
- symulowanie uszkodzeń zębów.

Zastosowany model dynamiczny umożliwia obliczenia zarówno przekładni z elementami ułożyskowanymi, jak również pływającymi, przy założeniu, że ewentualne przemieszczenia promieniowe mieszczą się w granicach możliwych przemieszczeń w podwójnych sprzęgłach zębatych i wynikają jedynie z działania sił w ząbieniach kół.

Matematyczny opis przekładni obiegowej zaczerpnięty został z [1]. Jest on tak sformułowany, że umożliwia analizę porównawczą różnych rozwiązań konstrukcyjnych przekładni, gdyż masy elementów, momenty bezwładności, odchyłki wykonawcze, sztywności, tłumienie, obciążenie, prędkość obrotową oraz czas przedstawiono w postaci wielkości bezwymiarowych.

4. MODELOWANIE USZKODZEŃ KÓŁ ZĘBATYCH

Program zezwala na symulację pracy przekładni o dowolnej ilości uszkodzonych zębów każdego z kół. Pęknięcie zęba modelowane jest poprzez proporcjonalne zmniejszenie sztywności ząbienia podczas jego współpracy (rys. 3).



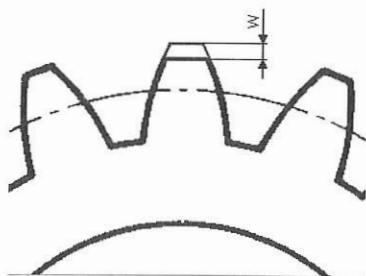
- sztywność pary zębów bez uszkodzeń
 aproksymowana sztywność pary zębów bez uszkodzeń
 - - - sztywność pary zębów przy pęknięciu jednego z nich (spadek sztywności o 20%)

Rys. 3. Spadek sztywności ząbienia wywołany pęknięciem zęba

Fig. 3. Mesh stiffness diminution in consequence of tooth partial break

Wykruszenie zęba zamodelowane zostało poprzez zmniejszenie wysokości zęba (rys. 4), a więc poprzez skrócenie czynnego odcinka przyporu, co jednocześnie wpłynęło na wartość

wskaznika przyporu czołowego, ale tylko w chwili współpracy uszkodzonego zęba. Wartość ε_α można wyznaczyć z poniższej zależności, uwzględniającej wielkość skrócenia wysokości zęba w :



$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{(r_{a1} - w)^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - \sqrt{a_w^2 - (r_{b1} + r_{b2})^2}}{P_b}$$

Rys. 4. Określenie wielkości w charakteryzującej skrócenie zęba

Fig. 4. The w quantity which characterizing tooth contraction

5. OKREŚLENIE WSPÓŁCZYNNIKA NADWYŻEK DYNAMICZNYCH

Podczas obliczeń numerycznych program symulacyjny wyznacza zależność całkowitych obciążeń w odniesieniu do obciążenia statycznego w funkcji położenia punktu współpracy zębów na odcinku przyporu. Wyznaczenie wartości współczynników nadwyżek dynamicznych dla każdej współpracującej pary zębów odbywa się zgodnie z zależnościami [7]:

$$K_{dm} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N K_{di}$$

$$K_{di} = \frac{P_{i \max}}{P_{stat}}$$

gdzie:

$P_{i \max}$ – maksymalne obciążenie i -tej pary zębów

P_{stat} – siła międzyzębna statyczna.

W dokładnych obliczeniach wytrzymałościowych użębienia zaleca się zróżnicowanie wartości współczynników obciążeń całkowitych, które przyjmują różne wartości dla przypadku wytrzymałości na złamanie zębów lub wytrzymałości stykowej użębienia. Do obliczeń wytrzymałości na złamanie przyjmuje się zwykle wartości obciążeń całkowitych w przyporze dwuparowym.

Dla zakresu ograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej zastępczy współczynnik obciążeń całkowitych w obliczeniach na złamanie zębów przyjmuje postać:

$$K_{dF} = \sqrt[q_F]{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (K_{di2})^{q_F}}$$

gdzie:

K_{dl2} – maksymalne względne wartości obciążeń całkowitych odniesionych do obciążenia statycznego w przyporze dwuparowym wyznaczone dla N kolejnych par zębów,

q_F – wykładnik krzywej zmęzeniowej.

Zastępczy współczynnik obciążeń całkowitych w obliczeniach wytrzymałości stykowej dla przypadku losowo rozłożonych obciążeń w strefie przyporu jednoparowego (w której leży punkt toczy C odcinka zazębienia) określa wzór:

$$K_{dl1} = \sqrt[q_H]{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (K_{dl1})^{\frac{q_H}{2}}}$$

gdzie:

K_{dl1} – maksymalne względne wartości obciążeń całkowitych w przyporze jednoparowym wyznaczone dla N kolejnych par zębów,

q_H – wykładnik krzywej zmęzeniowej.

6. OBIEKT BADAŃ

W ramach eksperymentu numerycznego badaniom poddano przekładnię obiegową o zębach prostych z napędem doprowadzonym do koła słonecznego, pracującą jako reduktor. Ważniejsze parametry przekładni zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1

Parametry symulowanej przekładni obiegowej

Parametr	Oznaczenie	Wartość	Jednostka
Liczba zębów koła słonecznego	z_1	21	
Liczba zębów koła obiegowego	z_p	36	
Liczba zębów koła uzębionego wewn.	z_2	-96	
Przełożenie koło słoneczne-koło obiegowe	i_{lp}	1,71	
Przełożenie koło obiegowe-koło uzębione wewn.	i_{p2}	-2,67	
Wsp. korekcji koła słonecznego (1)	x_1	0,000	
Wsp. korekcji koła obiegowego (p)	x_p	0,150	
Wsp. korekcji koła uzębionego wewn. (2)	x_2	-0,016	
Liczba kół obiegowych	l_p	3	
Nominalny kąt przyporu	α_0	20	°
Moduł nominalny	m_n	5,5	mm
Szerokość kół	b	20	mm

cd. tabeli 1

Luz międzyzębny	j_n	40	μm
Podziałka zasadnicza	p_b	16,24	mm
Wskaźnik zazębienia koła słonecznego z kołem obiegowym	$\varepsilon_{\alpha 1p}$	1,59	
Wskaźnik zazębienia koła obiegowego z kołem uzębionym wewnątrznie	$\varepsilon_{\alpha p2}$	1,90	
Średnia sztywność zazębienia koła słonecznego z kołem obiegowym	c_1	13,97	N/mm $\cdot\mu\text{m}$
Średnia sztywność zazębienia koła obiegowego z kołem uzębionym wewn.	c_2	17,11	N/mm $\cdot\mu\text{m}$
Ugięcie statyczne zazębienia kół 1 i p	u_{stat1p}	26,86	μm
Ugięcie statyczne zazębienia kół p i 2	u_{statp2}	21,59	μm
Obciążenie jednostkowe	Q	2	MPa
Prędkość obrotowa silnika	n_1	3000	obr/min

Koła zębate w symulowanej przekładni nie posiadały modyfikacji zębów. W przekładni nie występowało również przesunięcie fazowe zazębienia koła słonecznego względem koła uzębionego wewnątrznie, jak również między kołami obiegowymi. Badania przeprowadzono dla przekładni bezbłędnej, jak również przekładni z błędami losowymi wykonania zębów, spośród których w pracy przedstawiono wyniki uzyskane w przekładni o maksymalnej amplitudzie błędów wynoszącej 5 μm i rozkładzie normalnym.

Częstotliwości charakterystyczne przekładni są następujące [8]:

- częstotliwość zazębienia

$$f_z = \frac{|n_1 - n_h|}{60} \cdot z_1 = 861,54 \quad [\text{Hz}]$$

- częstotliwość wchodzenia w zazębienie zęba koła słonecznego

$$f_1 = \frac{|n_1 - n_h|}{60} \cdot n = 123,08 \quad [\text{Hz}]$$

- częstotliwość wchodzenia w zazębienie zęba koła wewnątrznie uzębionego

$$f_2 = \frac{|n_1 - n_h|}{60 \cdot |i_0|} \cdot n = 26,92 \quad [\text{Hz}]$$

- częstotliwość wchodzenia w zazębienie zęba koła obiegowego

$$f_p = \frac{|n_1 - n_h|}{60} \cdot \frac{z_1}{z_p} = 23,93 \quad [\text{Hz}]$$

7. WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH

Przy wejściu w przypór zębów o znacznych błędach wykonania wygenerowany zostaje impuls siły zbliżony do powstającego podczas współpracy uszkodzonego zęba. Należy pamiętać, że w przypadku współpracy uszkodzonego zęba wartość generowanej siły jest

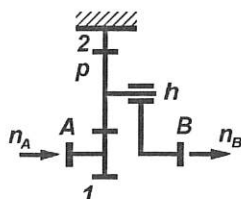
funkcją odchyłki wykonania współpracujących zębów. Większe zaburzenie zostaje więc zarejestrowane w przypadku współpracy uszkodzonego zęba z dużą wartością błędu losowego niż w sytuacji gdy wypadkowy błąd będzie mały.

Wejścia w przypór uszkodzonych zębów powodują zaburzenie wartości siły międzyzębnej nie tylko w zazębieniu, w którym występuje współpraca uszkodzonego zęba, lecz również - w mniejszym stopniu - w pozostałych zazębeniach przekładni obiegowej. Poniżej przedstawiono wykresy sił międzyzębnych w zazębeniach koła słonecznego z każdym z kół obiegowych oraz przebieg siły międzyzębnej całkowitej. Siły w kołach obiegowych przedstawiono dla każdej pary zębów będącej w zazębieniu (w czasie obejmującym pełny obrót koła słonecznego), dzięki czemu można zaobserwować zaburzenia wywołane uszkodzeniami zębów kół.

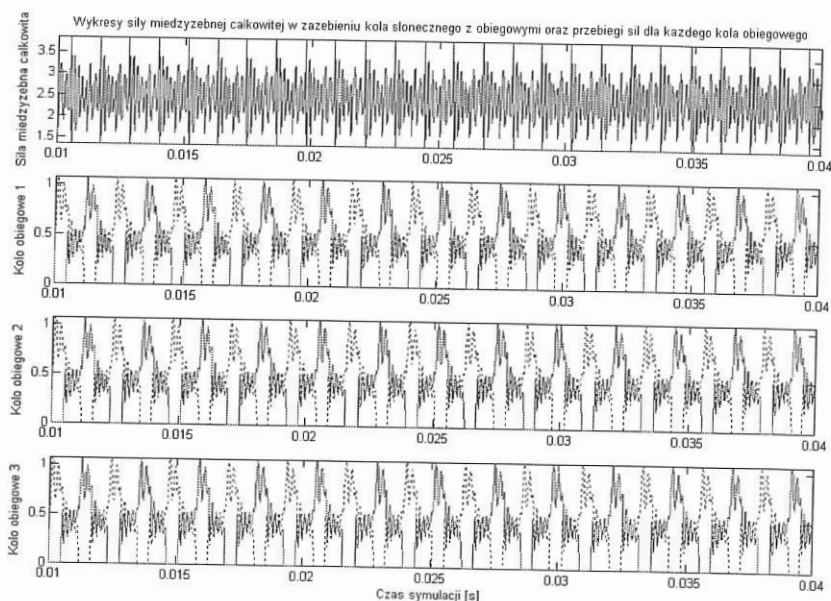
Wywołany uszkodzeniem wzrost siły międzyzębnej jest obserwowalny jedynie dla dużych wartości określających uszkodzenie. Z tego powodu w pracy przedstawiono wyniki uzyskane dla pęknięcia powodującego spadek sztywności zazębienia o 65% (rys. 8 - dla przekładni bezbłędnej oraz rys. 12 - dla przekładni z błędami losowymi 5 μm) oraz wykruszenia skrcającego odcinek przyporu o 65% długości podziałki zasadniczej (rys. 10 i 14). Dla porównania przedstawiono również przebiegi sił w bezbłędnej przekładni bez uszkodzeń zębów (rys. 6). Okres współpracy uszkodzonego zęba koła na każdym z wykresów całkowitych sił międzyzębnych zaznaczono ramką. W każdym przypadku wyznaczono również przebieg współczynnika nadwyżek dynamicznych w zakresie stosunku częstotliwości zazębienia do częstotliwości rezonansowej $f_z/f_0 \approx 0,2 \div 1,2$ (rys. 7, 9, 11, 13, 15).

Uszkodzenia zębów znacznie łatwiej można wykryć analizując przyspieszenia drgań. Poniżej przedstawiono analizy Wignera-Ville'a sygnału resztkowego uśrednionego przebiegu przyspieszeń drgań skrętnych koła słonecznego. Uśrednianie wykonano okresem względnego obrotu koła słonecznego wynoszącego w rozpatrywanym przypadku (rys. 5):

$$T = \frac{60}{n_1 - n_h} = \frac{60}{n_A \frac{-i_0}{1 - i_0}} = 0,0244 \text{ [s]}$$

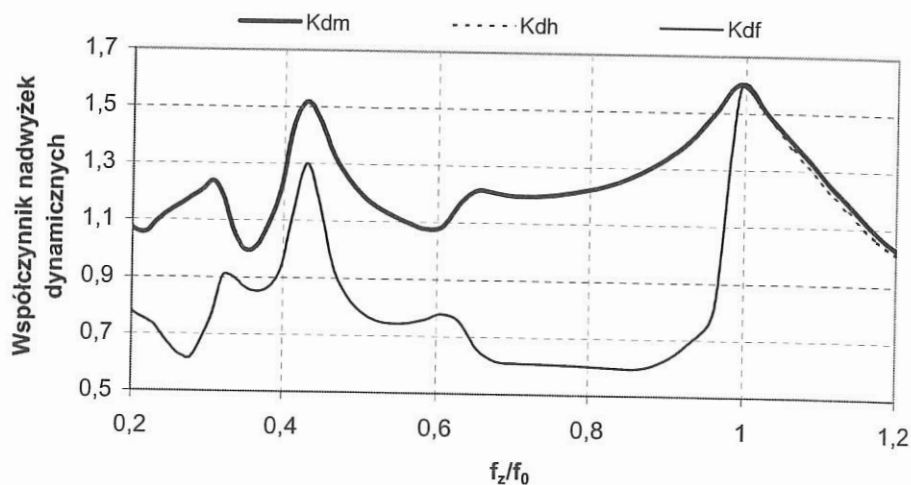


Rys. 5. Schemat kinematyczny badanej przekładni
Fig. 5. Examined gear kinematic scheme



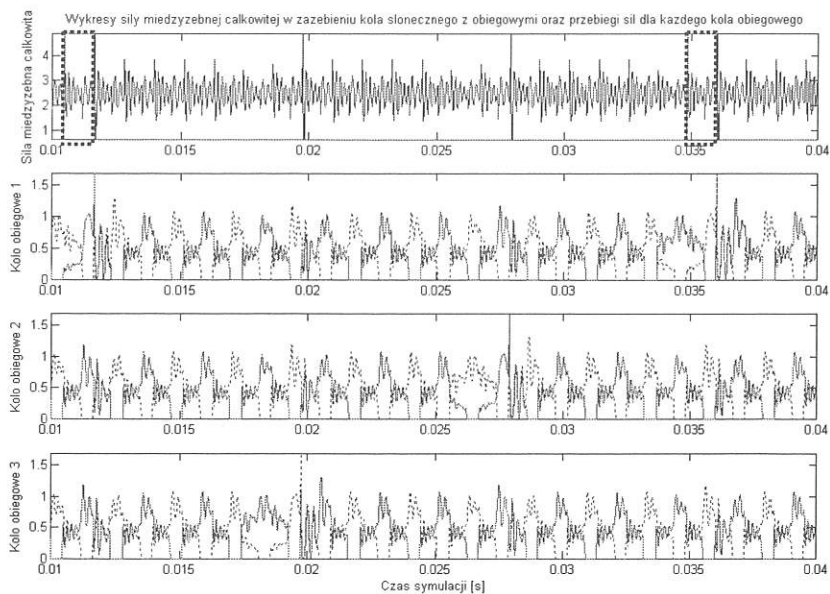
Rys. 6. Przebieg siły międzyzębnej w zazębieniach koła słonecznego z kołami obiegowymi - przekładnia bezbłędna, bez uszkodzeń zębów

Fig. 6. Forces in sun gear-planet mesh - faultless, without tooth damages epicyclic gear

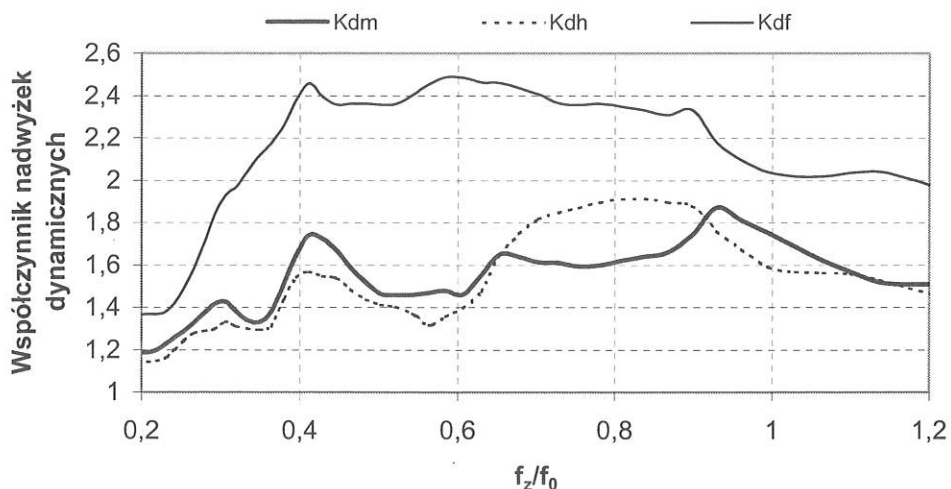


Rys. 7. Zmiana współczynnika nadwyżek dynamicznych w funkcji stosunku f_z/f_0 - przekładnia bezbłędna, bez uszkodzeń zębów

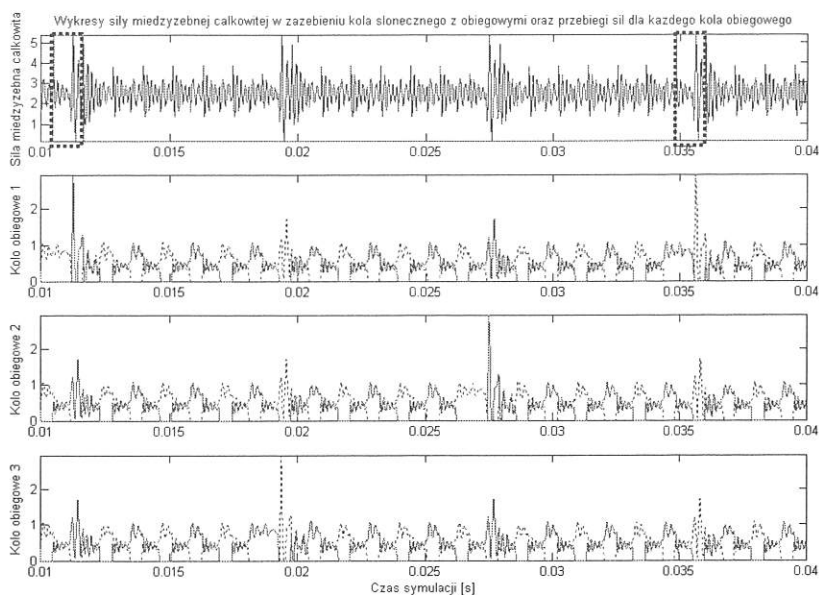
Fig. 7. The dynamic surplus coefficient as a function of f_z/f_0 ratio - faultless, without tooth damages epicyclic gear



Rys. 8. Przebieg siły międzyzębnej w zazębieniach koła słonecznego z kołami obiegowymi - przekładnia bezbłędna, pęknięty ząb koła słonecznego (spadek sztywności o 65%)
 Fig. 8. Forces in sun gear-planet mesh - faultless epicyclic gear, partial break sun tooth

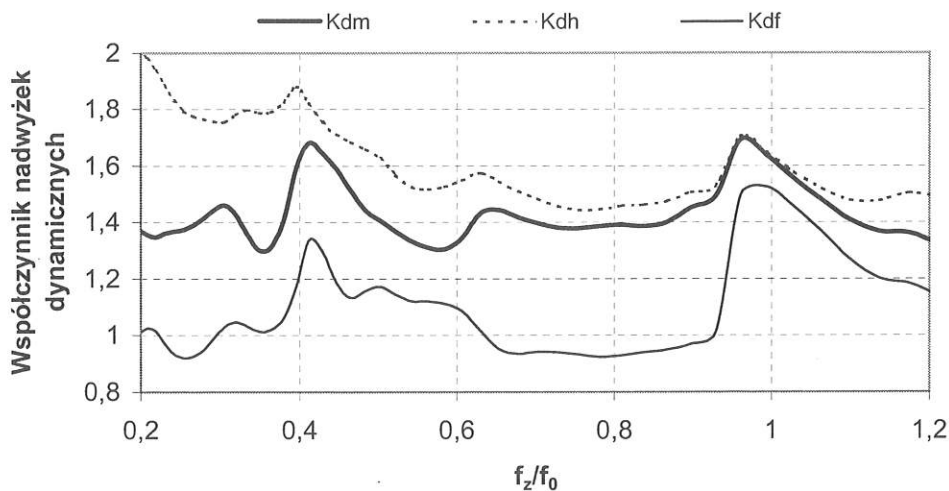


Rys. 9. Zmiana współczynnika nadwyżek dynamicznych w funkcji stosunku f_z/f_0 - przekładnia bezbłędna, pęknięty ząb koła słonecznego (spadek sztywności o 65%)
 Fig. 9. The dynamic surplus coefficient as a function of f_z/f_0 ratio - faultless epicyclic gear, partial break sun tooth



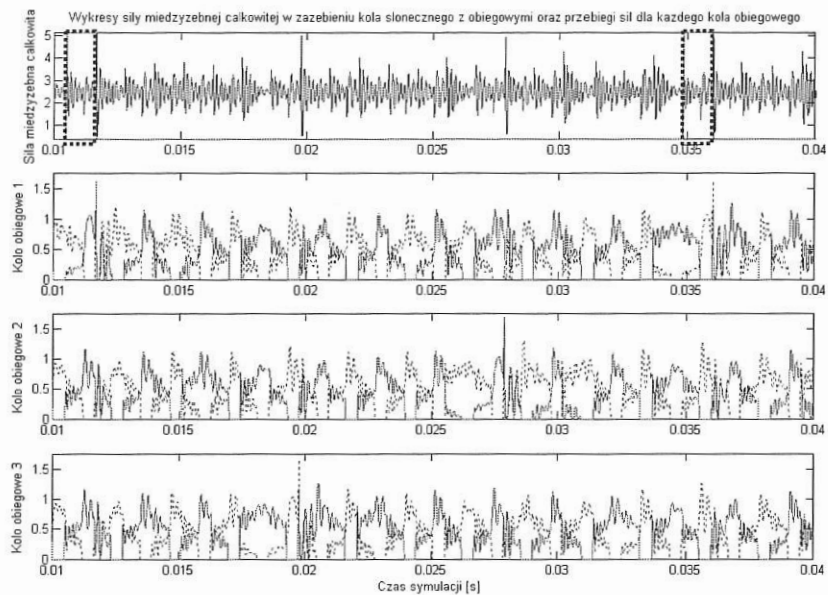
Rys. 10. Przebieg siły międzyzębnej w zazębieniach koła słonecznego z kołami obiegowymi - przekładnia bezbłędna, wykruszony ząb koła słonecznego (skrócenie czynnego odcinka przyporu o 65%)

Fig. 10. Forces in sun gear-planet mesh - faultless epicyclic gear, chipped sun tooth

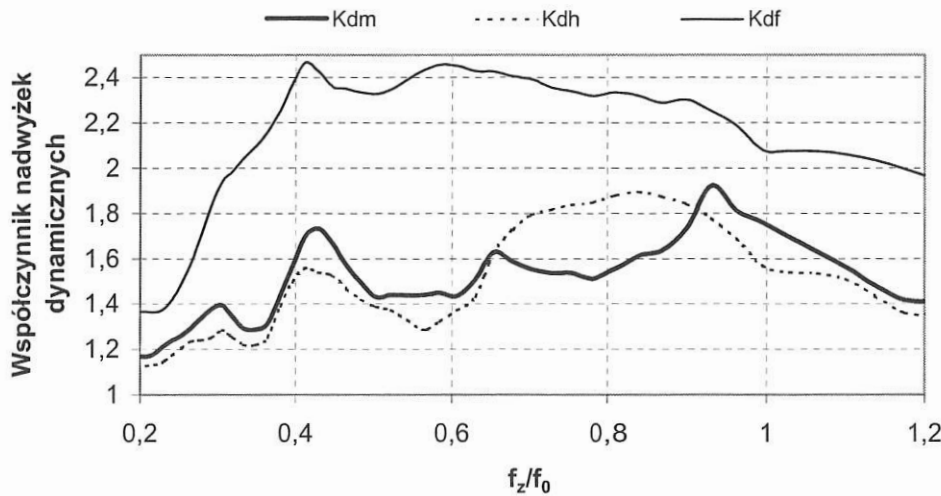


Rys. 11. Zmiana współczynnika nadwyżek dynamicznych w funkcji stosunku f_z/f_0 - przekładnia bezbłędna, wykruszony ząb koła słonecznego (skrócenie czynnego odcinka przyporu o 65%)

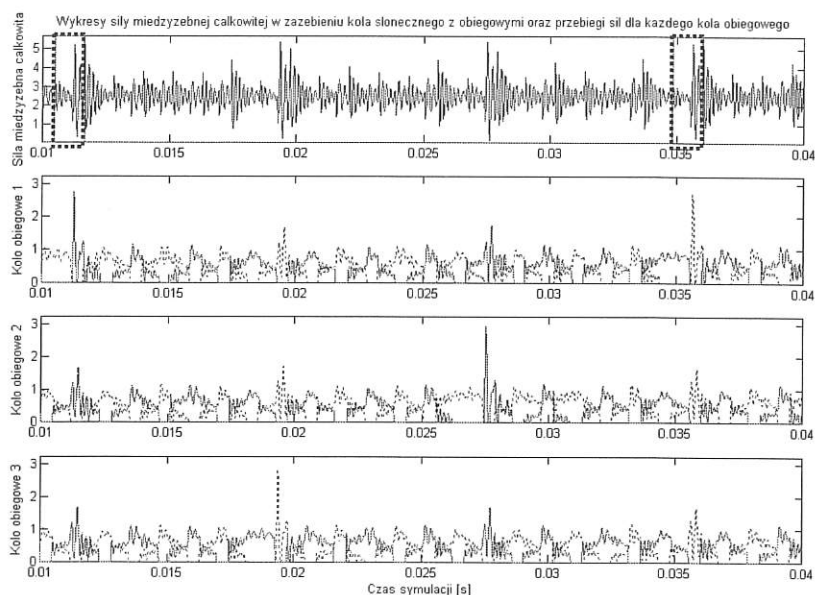
Fig. 11. The dynamic surplus coefficient as a function of f_z/f_0 ratio - faultless epicyclic gear, chipped sun tooth



Rys. 12. Przebieg siły międzyzębnej w zazębie niach koła słonecznego z kołami obiegowymi – przekładnia z błędami losowymi, pęknięty ząb koła słonecznego (spadek sztywności o 65%)
Fig. 12. Forces in sun gear-planet mesh - epicyclic gear with partial break sun tooth

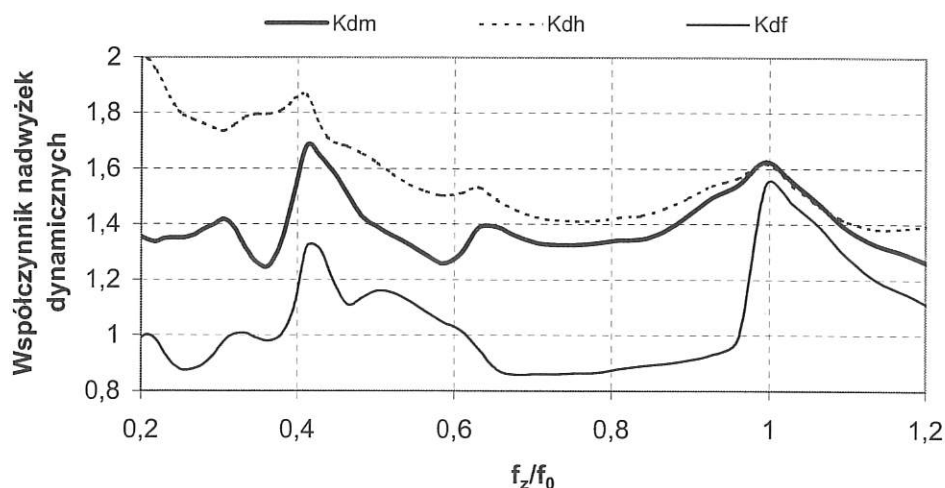


Rys. 13. Zmiana współczynnika nadwyżek dynamicznych w funkcji stosunku f_z/f_0 - przekładnia z błędami losowymi, pęknięty ząb koła słonecznego (spadek sztywności o 65%)
Fig. 13. The dynamic surplus coefficient as a function of f_z/f_0 ratio - epicyclic gear with partial break sun tooth



Rys. 14. Przebieg siły międzyzębnej w zazębieniach koła słonecznego z kołami obiegowymi - przekładnia obarczona błędami losowymi, wykuszony ząb koła słonecznego (skrócenie czynnego odcinka przyproru o 65%)

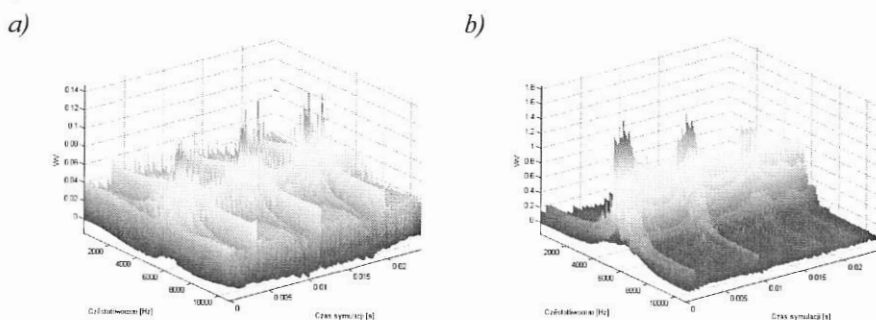
Fig. 14. Forces in sun gear-planet mesh - epicyclic gear with chipped sun tooth



Rys. 15. Zmiana współczynnika nadwyżek dynamicznych w funkcji stosunku f_z/f_0 - przekładnia obarczona błędami losowymi, wykuszony ząb koła słonecznego (skrócenie czynnego odcinka przyproru o 65%)

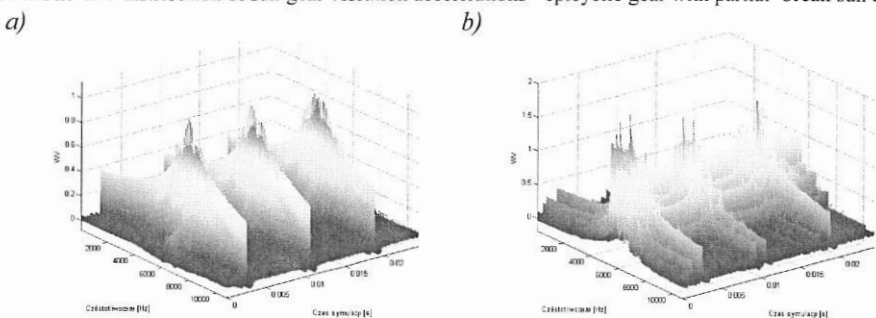
Fig. 15. The dynamic surplus coefficient as a function of f_z/f_0 ratio - epicyclic gear with chipped sun tooth

Wyniki analiz Wignera-Ville'a dla przekładni bezbłędnej z pękniętym zębem koła słonecznego powodującym spadek jego sztywności o 15% przedstawiono na rysunku 16a, natomiast przekładni z wykruszonym zębem koła słonecznego powodującym skrócenie czynnego odcinka przyporu o 15% długości podziałki zasadniczej – na rysunku 17a. W przypadku przekładni obarczonych błędami losowymi o maksymalnej amplitudzie $5\ \mu\text{m}$ i tymi samymi wartościami symulowanych uszkodzeń, analizy przedstawione są odpowiednio na rysunkach 16b i 17b.



Rys. 16. Czasowo-częstotliwościowy rozkład WV przyspieszeń drgań koła słonecznego z pękniętym zębem powodującym spadek jego sztywności o 15% w przekładni obiegowej bezbłędnej (a) oraz obarczonej błędami losowymi zazębienia $5\ \mu\text{m}$ (b)

Fig. 16. The WV distribution of sun gear vibration accelerations - epicyclic gear with partial break sun tooth



Rys. 17. Czasowo-częstotliwościowy rozkład WV przyspieszeń drgań koła słonecznego z wykruszonym zębem powodującym skrócenie odcinka przyporu o 15% długości podziałki zasadniczej w przekładni obiegowej bezbłędnej (a) oraz obarczonej błędami losowymi zazębienia $5\ \mu\text{m}$ (b)

Fig. 17. The WV distribution of sun gear vibration accelerations - epicyclic gear with chipped sun tooth

Wejścia w przypór uszkodzonych zębów są wyraźnie widoczne, również w przypadku deklaracji większych od przedstawionych wartości odchyłek wykonania zazębienia. Błędy losowe powodują, że amplitudy rozkładu WV zmieniają się w czasie. Wzrost uszkodzenia (dla pęknięcia – większy spadek sztywności zęba, dla wykruszenia – krótszy odcinek przyporu) powoduje wzrost amplitudy widma, znacznie ponad wartości wynikające z odchyłek zazębienia. Analiza Wignera-Ville'a pozwala więc na jednoznaczne wykrycie uszkodzeń, mimo że są one trudno identyfikowalne w przebiegach sił międzyzębnych.

8. PODSUMOWANIE

Występowanie pęknięcia zęba wywołuje po zakończeniu jego współpracy chwilowy wzrost amplitudy siły międzyzębnej całkowitej. Znaczącej zmianie ulegają przebiegi sił międzyzębnych wyznaczone dla każdego z kół obiegowych, zarówno w trakcie współpracy uszkodzonego zęba, jak i zaraz po jej zakończeniu. Wartości współczynnika nadwyżek dynamicznych wzrastają o około 0,2 w stosunku do przekładni bezbłędnej, bez uszkodzeń. Znaczący wzrost w całym badanym zakresie f_z/f_0 odnotowuje współczynnik obciążeń całkowitych w obliczeniach na złamanie zębów.

Wykruszenie zęba wywołuje zaburzenie siły w szerszym przedziale czasu, jednakże jego wpływ na wartość współczynnika nadwyżek dynamicznych jest mniejszy. Wartości K_d dla przekładni z uszkodzeniami są nieznacznie wyższe od uzyskanych w przekładni bez uszkodzeń i maleją wraz ze wzrostem stosunku f_z/f_0 .

Występowanie błędów losowych ma niewielki wpływ na wartości współczynnika nadwyżek dynamicznych wyznaczonych dla przekładni z uszkodzonymi zębami. Błędy wywołują znaczące zmiany przebiegu sił, ale bez istotnej zmiany ich amplitudy.

Znacznie lepsze możliwości diagnostyczne niż obserwacja przebiegów sił międzyzębnych daje analiza przyspieszeń drgań skrętnych koła słonecznego. Dzięki niej istnieje możliwość jednoznacznego wykrycia uszkodzenia już w początkowej jego fazie. W pracy wykorzystano transformację WV przyspieszeń drgań i uzyskano zadowalające rezultaty już dla pęknięcia zęba powodującego spadek jego sztywności o 15% oraz wykruszenia zęba powodującego skrócenie czynnego odcinka przyporu o 15%.

Zarówno na przebiegach sił międzyzębnych, jak również widmach czasowo-częstotliwościowych WV można zaobserwować zaburzenie wywołane współpracą uszkodzonego zęba koła słonecznego z każdym z satelitów.

Literatura

1. Łazarz B.: Wybrane zagadnienia komputerowego wspomagania optymalnego doboru cech geometrycznych przekładni zębatych. Praca dyplomowa, Politechnika Śląska, Katowice 1987.
2. Müller L., Wilk A.: Zębate przekładnie obiegowe. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1996.
3. Łazarz B., Peruń G.: Zastosowanie analizy Wignera-Ville'a do wykrywania uszkodzeń kół zębatych w przekładni obiegowej. XVIII Konferencja Naukowo-Techniczna „Przekładnie Zębate”, Węgierska Górka 2005.
4. Peruń G.: Model dynamiczny układu napędowego. Praca dyplomowa, Politechnika Śląska, Katowice 2004.

5. Niedziela Z.: Metoda wyznaczania nadwyżki dynamicznej i nierównomierności rozkładu obciążenia w jednostopniowej przekładni obiegowej walcowej prostej. Praca doktorska, Katowice 1985.
6. Niedziela Z.: Wpływ sztywności podparcia kół obiegowych na siły dynamiczne w przekładni 2K-H. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Transport z. 10, Gliwice 1991.
7. Wilk A., Niedziela Z., Tara J.: Opracowanie algorytmu i programu obliczeń współczynnika nadwyżek dynamicznych K_d w przekładniach walcowych o zębach prostych. Sprawozdanie z pracy naukowo-badawczej, Katowice 1987.
8. Wilk A., Łazarz B., Madej H.: Diagnostowanie przemysłowych przekładni obiegowych metodami drganiowymi. Przegląd Mechaniczny, z. 11-12/2000.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski

Praca wykonana w ramach projektu BK-261/RT2/2005