

Jadwiga PISULA¹, Mieczysław PŁOCICA²

WPLYW WYBRANYCH PARAMETRÓW TECHNOLOGICZNYCH OBRÓBKI ZĘBNIKA NA JAKOŚĆ KINEMATYCZNĄ PRZEKŁADNI STOŻKOWEJ O KOŁOWO-ŁUKOWEJ LINII ZĘBA

Streszczenie. W artykule oceniono wpływ wybranych parametrów technologicznych definiujących obróbkę powierzchni bocznych uzębienia kół stożkowych o łukowej linii zęba na dokładność kinematyczną przekładni stożkowej. Wprowadzane zmiany parametrów technologicznych analizowano z użyciem autorskiego, niekomercyjnego systemu wspomagania projektowania przekładni stożkowych. Wynik zmian parametrów obserwowano na wykresie nierównomierności przenoszenia ruchu podczas zazębienia przekładni stożkowej o przełożeniu 9:44. Wykazano, że modyfikacje parametrów technologicznych mogą przynieść niewielki efekt dodatni w płynności przekazywania ruchu, jednak w przeważającym stopniu mają negatywny wpływ na dokładność kinematyczną.

Słowa kluczowe: przekładni stożkowe, dokładność kinematyczna, jakość przekładni zębatych, obróbka kół zębatych

INFLUENCE OF SELECTED PINION CUTTING TECHNOLOGICAL PARAMETERS ON KINEMATIC QUALITY OF SPIRAL BEVEL GEARS

Summary. The article evaluated the effect of selected process parameters on the accuracy of kinematic spiral bevel gear pair. The changes of technological parameters were analyzed using a proprietary, non-commercial support system for design bevel gears. The effect of the parameter changes were observed in the motion graph of the gear and pinion mesh with ratio 4:99. It has been shown that the modifications of technological parameters can produce a small positive effect on fluency of motion, but predominantly have a negative impact on the accuracy of kinematic.

Keywords: bevel gears, kinematic accuracy, gear quality, gear cutting

1. WPROWADZENIE

W projektowaniu przekładni stożkowych ciągle są doskonałe analityczne metody komputerowego generowania geometrii uzębienia. Uwzględniają one zarówno klasyczne modyfikacje geometrii zarysu i linii zęba, jak i modyfikacje topologiczne, obejmujące wybrany obszar boku zęba [5, 7]. Idea „free-form”, realizowana na maszynach

¹ Department of Machine Design, Rzeszow University of Technology, Poland, e-mail: jpisula@prz.edu.pl

² Department of Machine Design, Rzeszow University of Technology, Poland, e-mail: mplocica@prz.edu.pl

numerycznych, pozwoliła na swobodne kształtowanie powierzchni bocznej zębów dające możliwość wpływu na współpracę przekładni konstrukcyjnej. Jakość współpracy przekładni określa się, wyznaczając sumaryczny ślad styku oraz wykres nierównomierności przekazywania ruchu (wykres ruchowy), które ilustrują możliwość obniżenia wytrzymałości przekładni oraz wystąpienia hałasu. W związku z tym projektowanie wskaźników jakościowych współpracy pary konstrukcyjnej odbywa się przez analizy tej współpracy na etapie ustalania warunków nacinania członów pary zębatej [3, 6]. Geometria powierzchni zębów koła i zębniaka wynika z ustawień obrabiarki oraz kinematyki procesu nacinania. Dopasowując bok zęba zębniaka do naciętego koła, można uzyskiwać odpowiednią jakość współpracy pary, poprawiając te wskaźniki jakościowe, które są najbardziej istotne w danym zastosowaniu przekładni [6]. Ważnym zatem zagadnieniem jest zrozumienie, w jaki sposób korekty ustawień obrabiarki, dzięki którym jest modyfikowana powierzchnia boku zęba zębniaka, wpływają na docelową jakość zazębienia.

2. DOBÓR PARAMETRÓW KSZTAŁTOWANIA ZĘBNIKA

W wytwarzaniu przekładni stożkowych, ze względu na postulat zrównania czasu obróbki zębniaka i koła, wszelkie poprawki technologiczne wprowadza się do obróbki zębniaka [7]. Praktykowane jest modyfikowanie jego podstawowej geometrii (po czym generuje się nowe ustawienia obrabiarki) lub korygowanie wyznaczonych obliczeniowo parametrów technologicznych [4, 5]. Działania te służą poprawie wskaźników jakościowych przekładni konstrukcyjnej, przy czym szczególny nacisk kładzie się na kształtowanie śladu współpracy zazębienia, który decyduje o nośności przekładni. Ingerencja w poprawę dokładności kinematycznej jest znacznie mniej powszechna z uwagi na fakt, że tylko niektóre nowe urządzenia kontrolne mają możliwość generowania wykresu ruchowego fizycznie naciętej pary kół. Takie wykresy można także otrzymać w przestrzeni wirtualnej z użyciem komercyjnych programów wspomagających projektowanie przekładni. Jakość przekładni stożkowej bada się na podstawie symulacji obróbki i współpracy pary konstrukcyjnej, niestety wysoki koszt oprogramowania sprawia, że takie analizy nie są częste.

Wykres ruchowy przedstawia związek pomiędzy ruchem koła a napędzającym go zębniakiem poruszającym się ze stałą prędkością kątową [2]. W teoretycznej przekładni, w której powierzchnie współpracujących zębów są sprzężone liniowo i wzajemnie są obwiedniami powstałymi w wyniku odtaczania ze stałym przełożeniem, wykres ruchowy byłby linią prostą. Dodatkowo dla teoretycznego przypadku należy założyć idealną sztywność zębów i bezbłędne wykonanie oraz montaż kół. Taka przekładnia równomiernie przekazuje ruch, zachowując stałe przełożenie:

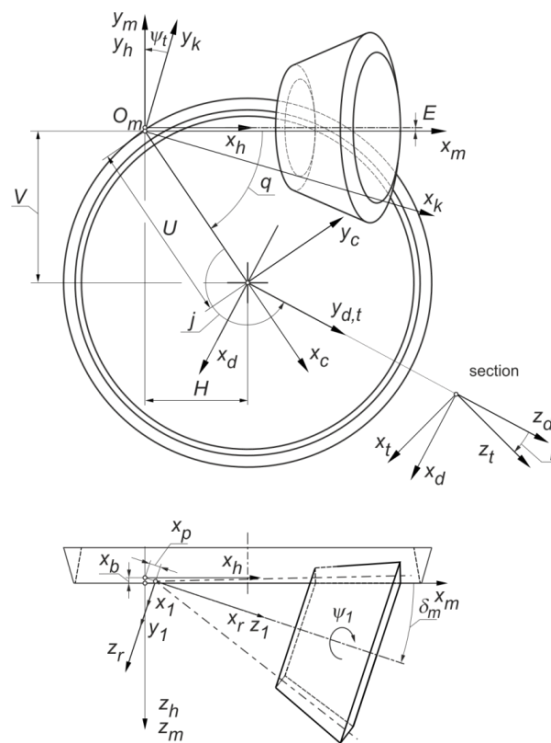
$$u_{21} = \frac{\omega^{(2)}}{\omega^{(1)}} = \frac{z_1}{z_2} \quad (1)$$

Funkcja przekazywania ruchu w idealnej, teoretycznej przekładni jest funkcją liniową:

$$\varphi^{(2)} = u_{21} \cdot \varphi^{(1)} \quad (2)$$

W praktyce ani człony przekładni ani pozostałe elementy zespołu maszynowego nie mogą być wykonane idealnie. Koło porusza się z opóźnieniem, ze zmienną prędkością $\omega^{(2)}(\varphi^{(1)})$. Powoduje to wystąpienie wyższych wartości obciążeń dynamicznych kół zębatych

i może prowadzić do pęknięcia podstawy zęba [9, 8]. W przypadku przekładni stożkowej odchyłki kąta obrotu koła w stosunku do kąta wynikającego z założonego stałego przełożenia obrazuje postać paraboli na wykresie ruchowym.



Rys. 1. Model matematyczny obróbki powierzchni uzębienia z wprowadzonymi parametrami technologicznymi

Fig. 1. Mathematical model of tooth flank cutting with technological parameters

Poniżej zaprezentowano wyniki pracy z użyciem niekomercyjnego systemu wspomagania projektowania, stworzonego przez Politechnikę Rzeszowską i Politechnikę Warszawską. Celem przeprowadzonej analizy była odpowiedź na pytanie, w jaki sposób zmiany parametrów technologicznych obróbki powierzchni uzębienia zębniaka wpływają na jakość kinematyczną pary konstrukcyjnej wyrażoną wykresem ruchowym.

Model układu technologicznego nacinania uzębienia stożkowego o kołowo-łukowej linii zęba z wprowadzonymi niezbędnymi parametrami przedstawiono na rys. 1. Model ten posłużył do otrzymania powierzchni bocznych zębniaka i koła. Analizę przeprowadzono dla przekładni stożkowej 9/44, której dane zawiera tab. 1. Człony przekładni nacięto metodą SGT (Spiral Generated Tilt). Wartości parametrów technologicznych brane pod uwagę w analizie podano w tab. 2. Dane ustawcze (w tym przypadku na obrabiarkę typu Gleason 116) są generowane automatycznie przez program, który wymaga podania geometrii nacinanego członu przekładni oraz doboru narzędzia.

Tabela 1

Dane geometryczne przekładni 9/44

z_1	Liczba zębów zębniaka	9
z_2	Liczba zębów koła	44
L_{zz}	Kierunek pochylenia linii zęba zębniaka	prawy
β	Kąt pochylenia linii zęba	35,0000 [dms]

cd. tabeli 1

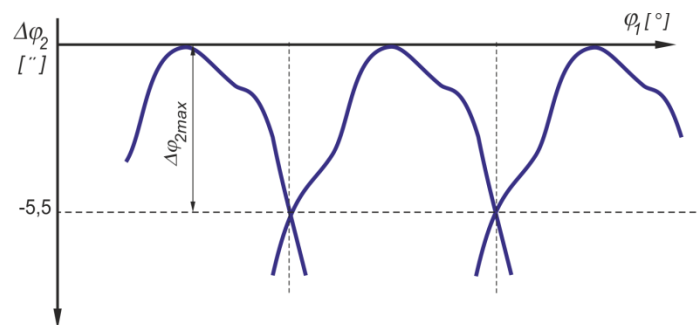
Σ	Kąt skrzyżowania osi	90,0000[dms]
α	Sredni kąt zarysu noży głowicy	20,0000[dms]
b	Szerokość wieńca zębatego	39 [mm]
-	Rodzaj zbieżności zęba	TRLM

Tabela 2

Parametry narzędzia oraz ustawienia obróbki zębniaka i koła

		Zębniak p0	Zębniak p1	Zębniak p2	Zębniak p3	Zębniak p4	Zębniak p5	Koło
q	ustawienie kątowe głowicy [dms]	55,4745	55,4745	55,4745	55,4745	55,4745	55,4745	53,1411
U	ustawienie promieniowe głowicy [mm]	94,237	94,237	94,237	94,237	94,237	94,237	97,395
E	przesunięcie hipoidalne [mm]	0	0	0	0	0	0,05	0
δ_m	kąt skręcenia wrzeciona P.O. [dms]	10,4130	10,4130	10,4130	10,4130	10,4130	10,4130	75,0723
X_p	ustawienie osiowe wrzeciona P.O. [mm]	-2,810	-2,810	-2,810	-2,7	-2,810	-2,810	0
X_b	ustawienie stołu wrzeciona P.O. [mm]	1,609	1,609	1,609	1,609	1,4	1,609	-1,067
i	kąt pochylenia wrzeciona narzędzia (tilt) [dms]	1,3219	1,3000	1,3219	1,3219	1,3219	1,3219	0
j	kąt skręcenia płaszczyzny tiltu (sviwel) [dms]	194,2621	194,2621	192,0000	194,2621	194,2621	194,2621	0
i_{odt}	przełożenie odtaczania	0,205435	0,205435	0,205435	0,205435	0,205435	0,205435	0,981359
D_0	średnica głowicy nożowej [mm]	192,265	192,265	192,265	192,265	192,265	192,265	190,500
W_2	szerokość wierzchołka noża [mm]	1,016	1,016	1,016	1,016	1,016	1,016	3,302
R_{02}	promień zaokrąglenia naroża [mm]	0,635	0,635	0,635	0,635	0,635	0,635	1,016
α_{wk}	kąt zarysu noża (zewnątrznego) [dms]	16,0000	16,0000	16,0000	16,0000	16,0000	16,0000	20,0000
α_{wp}	kąt zarysu noża (wewnątrznego) [dms]	-	-	-	-	-	-	20,0000

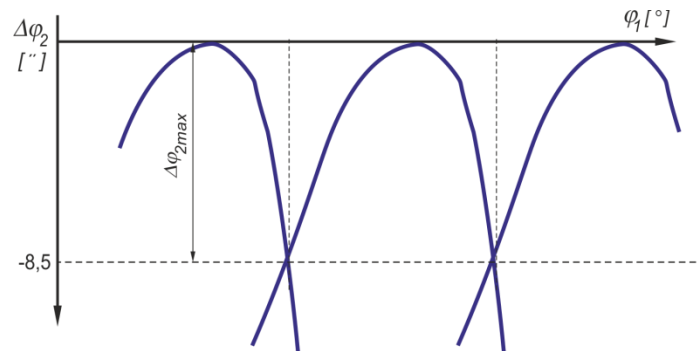
Przypadek opisany w tab. 2 jako p0 obejmuje ustawienia zaproponowane przez program na podstawie klasycznego algorytmu obliczeń technologicznych. Nacięty zębniak w parze konstrukcyjnej z kołem generuje wykres ruchowy, pokazany na rys. 2. Przebieg wykresu wykazuje akceptowalną maksymalną odchyłkę przekazywania ruchu równą 5,5 sekundom kątowym, jednak jest nierównomierny w zakresie kontaktu pary zębów. Pożądana postać wykresu powinna przyjmować kształt paraboli [1].



Rys. 2. Wykres nierównomierności przekazywania ruchu na stronie czynnej zazębienia dla przypadku odniesienia

Fig. 2. Motion graph on drive side of meshing for reference case

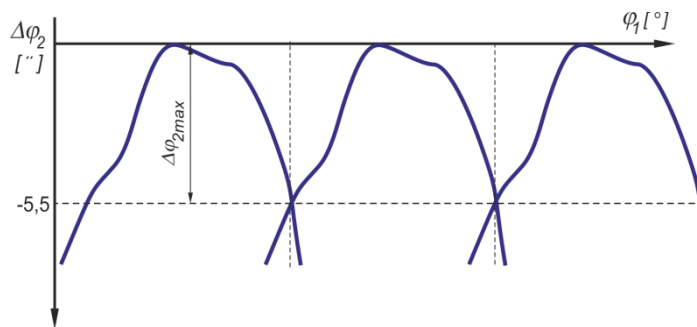
Zmiany wprowadzane kolejno w parametrach ustawczych obróbki zębniaka zaznaczono w tab. 2 pogrubioną czcionką. Przez zmianę wartości kąta pochylenia wrzeciona narzędzia (tilt) od 1,3219 [dms] do 1,3000 [dms] osiągnięto kształt wykresu jak na rys. 3. Poprawa płynności przekazywania ruchu skutkuje proporcjonalnym wzrostem jego maksymalnej odchyłki. Przy dopuszczalnej odchyłce 10 sekund kątowych [1] można zatem w ograniczonym zakresie wpływać na równomierność współpracy pary zębów.



Rys. 3. Wykres nierównomierności przekazywania ruchu po zmianie kąta pochylenia wrzeciona narzędzia

Fig. 3. Motion graph after tilt angle change

Zmiana wykresu ruchowego po korekcie kąta skręcenia płaszczyzny pochylenia wrzeciona narzędziowego (rys. 4) nie jest wyraźna i zależy od kierunku wprowadzonej korekty. W rozpatrywanym przypadku wprowadzono przyrost kąta od 194,2621 [dms] do 192,0000 [dms], co przy lewym kierunku linii zęba zębniaka nie wpłynęło w sposób znaczący na przekazywanie ruchu między głową zębniaka a stopą koła w odniesieniu do wykresu bazowego. Próby wprowadzania różnych wartości omawianego kąta nie wykazały pozytywnego wpływu tej zmiany na dokładność kinematyczną zazębienia. Korekta odwrotna niż pokazana na rys. 4, tj. polegająca na zwiększeniu wartości kąta, powoduje zaburzenie wykresu w obszarze kontaktu stopy zęba zębniaka z głową zęba koła.

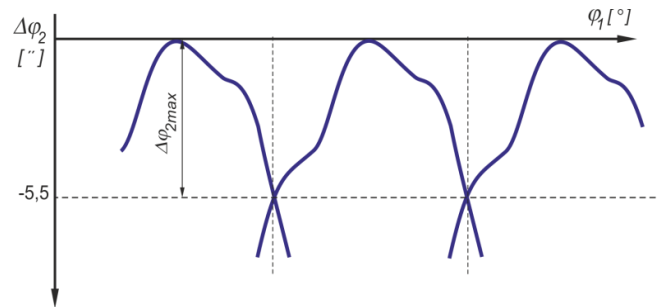


Rys. 4. Wykres nierównomierności przekazywania ruchu po zmianie kąta kierunku pochylenia wrzeciona narzędzia

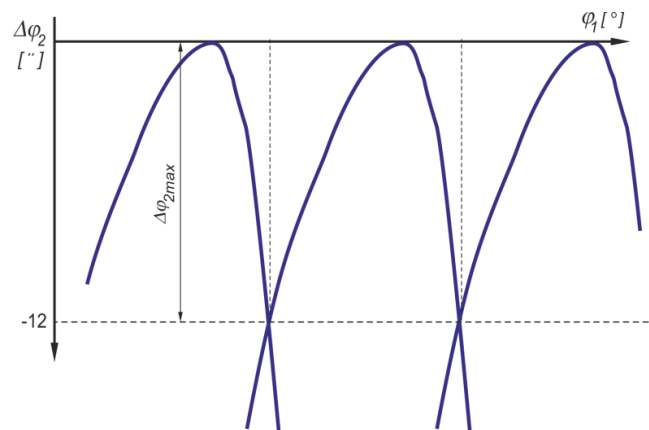
Fig. 4. Motion graph after swivel angle change

Kolejne zmiany dotyczyły ustawienia osiowego zębniaka do rozpoczęcia obróbki (Sliding Base, rys. 5), ustawienia osiowego stołu z otoczką obrabianego zębniaka (rys. 6) oraz przesunięcia hipoidalnego zębniaka w układzie technologicznym (rys. 7). Pierwsza korekta w mało zauważalny sposób modyfikuje przebieg wykresu, nie pomniejszając dokładności kinematycznej w zakresie kontaktu jednej pary zębów. Wprowadzenie zmiany ustawienia stołu P.O. powoduje znaczący wzrost odchyłki ruchu (rys. 6). Warto jednak zauważyć, że sam przebieg wykresu staje się bardziej równomierny w stosunku do bazowego, w którym

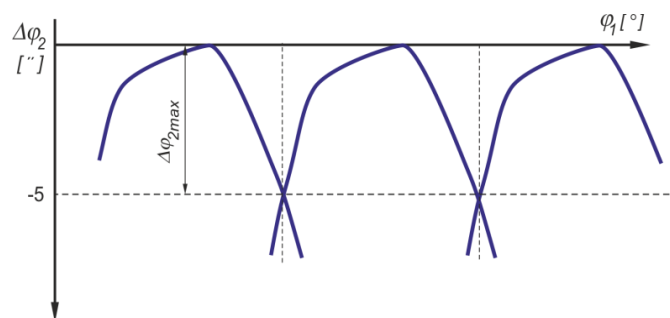
w trakcie obrotu o jedną podziałkę następowały widoczne zaburzenia. Trzecia wprowadzona zmiana, dotycząca technologicznego przesunięcia hipoidalnego, wpłynęła w rozważanym przypadku pozytywnie zarówno na kształt wykresu, jak i na wartość odchyłki ruchu.



Rys. 5. Wykres nierównomierności przekazywania ruchu po zmianie ustawienia osiowego P.O.
Fig. 5. Motion graph after Sliding Base change



Rys. 6. Wykres nierównomierności przekazywania ruchu po zmianie ustawienia stołu P.O.
Fig. 6. Motion graph after machine center crossing point (X_p) change



Rys. 7. Wykres nierównomierności przekazywania ruchu po zmianie przesunięcia hipoidalnego
Fig. 7. Motion graph after hypoid offset change

3. WNIOSKI

Przeprowadzone symulacje oraz ich wyniki zaprezentowane w niniejszym opracowaniu wykazują, że zmiany wykresu ruchowego wynikające z korygowania parametrów technologicznych mają najczęściej charakter negatywny, tj. gdy wprowadza się je

pojedynczo, nie obserwuje się jednoznacznej tendencji do wygładzania przebiegu wykresu ani istotnego zmniejszenia odchyłek ruchu. W analizowanym przypadku częściowo wynika to z braku powiązania wprowadzanych korekt ze zmianami geometrii narzędzia i nacinanego zębniaka.

Wpływ wprowadzanych zmian parametrów technologicznych na jakość przenoszenia ruchu w przekładni został opatrzony komentarzem przy każdym z analizowanych przypadków. Na podstawie dotychczasowych prac prowadzonych przez autorów można ponadto zauważyć, że charakter zmian wykresu po wprowadzeniu korekty pojedynczego parametru technologicznego jest zależny w dużym stopniu od dobranej kąta zarysu narzędzia. Dla osiągnięcia poprawy dokładności kinematycznej przekładni można sformułować następujące zalecenia o charakterze ogólnym:

1. zmiany mające zwiększyć dokładność kinematyczną zazębienia należy zacząć od korekty geometrii narzędzia, która ma decydujący wpływ na kształtowaną powierzchnię boku zęba i w konsekwencji na przebieg wykresu ruchowego;
2. dodatkową poprawę dokładności kinematycznej można osiągnąć przez zmianę wybranych parametrów geometrycznych zębniaka, po których należy od nowa wykonać obliczenia technologiczne;
3. korekty wybranych parametrów technologicznych (kąta pochylenia wrzeciona narzędziowego, ustawienie osiowe P.O., ustawienie stołu P.O.) należy stosować jako trzeci etap wprowadzania poprawek mających zwiększyć płynność ruchu przekładni.

W celu sformułowania uniwersalnych wniosków należy przeprowadzić analizy dla przekładni o różnych parametrach (kąta osi, przełożenie), które pozwolą określić wpływ parametrów technologicznych na kinematykę przekładni w sposób ilościowy. Niezależnie od tego zagadnienie poprawy płynności ruchu należy rozpatrywać także w odniesieniu do innych parametrów jakości zazębienia, w tym szczególnie do sumarycznego śladu współpracy.

Badania realizowane w ramach Projektu „Nowoczesne technologie materiałowe stosowane w przemyśle lotniczym”, Nr POIG.01.01.02-00-015/08-00 w Programie Operacyjnym Innowacyjna Gospodarka (PO IG). Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego.

Bibliografia

1. Litvin F.: Geometry and Applied Theory. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey 1994.
2. Marciniec A: Analiza i synteza zazębienia przekładni stożkowych o kołowo-łukowej linii zęba. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2003.
3. Pisula J., Płocica M: Ocena jakości współpracy projektowanej pary stożkowej z użyciem autorskiego systemu wspomaganie projektowania. XI Forum Inżynierskie ProCAX, Kraków, 16-18 października 2012.
4. Simon V.: Machine-Tool Settings to Reduce the Sensitivity of Spiral Bevel Gears to Tooth Errors and Misalignments, ASME J Journal of Mechanical Design, 130(8), p. 082603, 2008.
5. Sinh Y. P., Fong Z. H.: Flank Correction for Spiral Bevel and Hypoid Gears on a Six-Axis CNC Hypoid Generator, Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, Vol. 130, 2007.

6. Skawiński P.: Wpływ modyfikacji odtaczania na kształt zarysu zęba zębnika przekładni stożkowej o kołowo-lukowej linii zęba. *Mechanik*, nr 5-6/2013.
7. Wang P. Y., Fong Z. H.: Adjustability improvement of face-milling spiral bevel gears by modified radial motion (MRM) method, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 40, 2005, pp. 69-89.
8. Wilk A., Folęga P., Figlus T., Wojnar G.: Zastosowanie metody elementów brzegowych na potrzeby badań symulacyjnych diagnozowania uszkodzeń kół zębatych. *Mat. XV Konferencji Naukowo-Technicznej: Metody i środki projektowania wspomaganego komputrowo*, Kazimierz Dolny, 12-14 października 2005, s. 405-409.
9. Wojnar G.: Analiza wpływu pęknięcia podstawy zęba obciążanego dużą siłą dynamiczną na zmiany rozkładu czasowo-częstotliwościowego sygnału WA. *Diagnostyka*, Vol. 1 (37), s. 135-139.