

Manfred CHMURAWA, Kazimierz WITASZEK

BADANIE PRZEŁOŻENIA KINEMATYCZNEGO W PRZEKŁADNI OBIEGOWEJ Z WEWNĘTRZNYM ZAZĘBIENIEM CYKLOIDALNYM

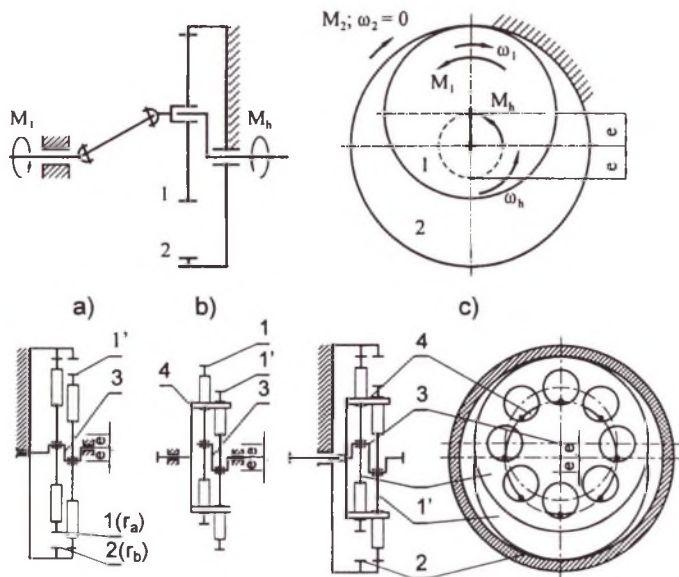
Streszczenie. W obiegowych przekładniach wykorzystujących wewnętrzne korygowane ząbienie cykloidalne (Cyclo) miarą dokładności wykonania elementów w układzie przeniesienia ruchu może być przełożenie kinematyczne. W artykule przedstawiono wyniki badań chwilowych prędkości obrotowych oraz odpowiadających im przełożeń kinematycznych na przykładzie doświadczalnej przekładni Cyclo, wyposażonej w koła obiegowe z korygowanym ząbieniem cykloidalnym.

RESEARCH OF KINEMATIC RATIO IN PLANETARY GEAR WITH INSIDE CYCLOIDAL TOOTHING

Summary. In planetary gear using inside corrected cycloidal toothing (Cyclo) kinematic ratio can be a factor describing precision of manufactured elements in drive systems. In the paper it is presented result of momentary rotational speeds and representative kinematic ratio basing on experimental model of cycloidal gear with planet wheels with corrected cycloidal toothing.

1. WPROWADZENIE

Wśród przekładni mechanicznych relatywnie najmniejsza jest obiegowa przekładnia cykloidalna, znana pod nazwą przekładni Cyclo [4, 7]. Układ przeniesienia ruchu w przekładni Cyclo jest szeregowym połączeniem mechanizmu obiegowego (rys. 1a) i wielosworzniowego mechanizmu równowodowego (rys. 1b). W następstwie takiego połączenia powstaje zwarta kompaktowa przekładnia obiegowa, najczęściej dwudrożna, umożliwiająca uzyskanie dużych przełożeń z przedziału $i = 11, 13, \dots 87$ (rys. 1c). Wewnętrzne ząbienie w przekładni tworzą koła obiegowe 1 i 1', oraz współpracujące z nimi nieruchome koło centralne 2. Koło centralne 2 tworzy zespół nieruchomych rolek, a mechanizm równowodowy jest tarczą ze sworzniami 4.



Rys. 1. Schemat kinematyczny elementarnej i stosowanej obiegowej przekładni cykloidalnej
 Fig. 1. Kinematic scheme of elementary and applied planetary cycloidal gear

Głównymi elementami, które integrują przekładnię i decydują o dokładności przenoszenia ruchu, są kształtowe koła obiegowe 1 i 1', w których zewnętrzne uzębienie ma postać ekwidystanty epicykloidy skróconej [1, 4, 8]. Wielkością charakteryzującą przeniesienie ruchu w przekładni Cyclo jest jej przełożenie [8, 9]:

$$i_{h1} = \frac{\omega_h}{\omega_1} = \frac{n_h}{n_1} = -\frac{z_1}{\Delta z} < 0 \quad (1)$$

gdzie: ω_h, n_h – prędkość kątowna i obrotowa wału napędowego (szybkoobrotowego),
 ω_1, n_1 – prędkość kątowna i obrotowa wału wyjściowego (zdawczego, wolnoobrotowego),
 z_1 – liczba zębów koła obiegowego 1 lub 1',
 $z_2 = z_1 + 1$ – liczba zębów (rolek) koła centralnego 2,
 $\Delta z = z_2 - z_1 = 1$ – różnica zębów w przekładni.

W rzeczywistych przekładniach, także w przekładni Cyclo, poszczególne strony równości (1) przedstawiają różne wartości przełożenia. Lewa strona równości (1) przedstawia przełożenie kinematyczne:

$$i_{h1} = i = \frac{\omega_h}{\omega_1} = \frac{n_h}{n_1} \quad (2)$$

Prawa strona przedstawia teoretyczne przełożenie (geometryczne):

$$i_{h1} = i_0 = \frac{z_1}{\Delta z} \quad (3)$$

Przełożenie geometryczne jest wielkością niezmienną (stałą) dla danej przekładni. Natomiast przełożenie kinematyczne wynika z wartości luzów międzyzębnych, związanych z zastosowanym uzębieniem i dokładnością jego wykonania. Zatem przełożenie kinematyczne, scharakteryzowane za pomocą kinematycznych odchyłek w zazębieniu kół obiegowych może być miarą dokładności przenoszenia ruchu w przekładni Cyclo.

W artykule przedstawiono metodykę i wyniki badań chwilowych prędkości obrotowych oraz dokładność przenoszenia ruchu na przykładzie rzeczywistej przekładni Cyclo o geometrycznym przełożeniu $i_0 = 19$ i mocy nominalnej $N = 3,7$ kW, w której zastosowano eksperymentalne koła obiegowe z korygowanym uzębieniem cykloidalnym [1 ÷ 4].

2. WYNIKI POMIARÓW I ANALIZA PRZEŁOŻENIA KINEMATYCZNEGO NA PRZYKŁADZIE PRZEKŁADNI OBIEGOWEJ Z MODYFIKACJĄ ZAZĘBIENIA CYKLOIDALNEGO

Przedmiotem badań ruchowych była oryginalna przekładnia cykloidalna z modyfikacją zazębienia, wyposażona w koła obiegowe z korygowanym uzębieniem w postaci ekwidystanty epicykloidy skróconej o parametrach: $r_k = 96,406$ mm; $q_k = 9$ mm; $e = 3$ mm i $m_k = 0,6223$ [1 ÷ 4]. Podczas pomiarów prędkości obrotowej wał wyjściowy przekładni obciążono momentem $M_1 = 450$ Nm, który odpowiada w przybliżeniu połowie wartości jej momentu nominalnego [2, 3]. Do pomiarów prędkości obrotowych wykorzystano metodę szczegółowo opisaną w pracy [5], a zadanie badawcze obejmowało wyznaczenie:

- chwilowych wartości prędkości obrotowych wału wejściowego n_h i wyjściowego n_1 ;
- przełożeń kinematycznych i oraz odpowiadających im błędów przeniesienia ruchu Δn w badanej przekładni, w oparciu o nagromadzone 5-minutowe ciągłe pomiary prędkości przy danym kierunku obrotów;
- statystycznej charakterystyki przełożenia kinematycznego badanej przekładni z eksperymentalnym korygowanym uzębieniem cykloidalnym;
- odchyłek kinematycznych, przypadających na jeden obrót kół obiegowych, charakteryzujących proponowaną korekcję wewnętrznego uzębienia cykloidalnego.

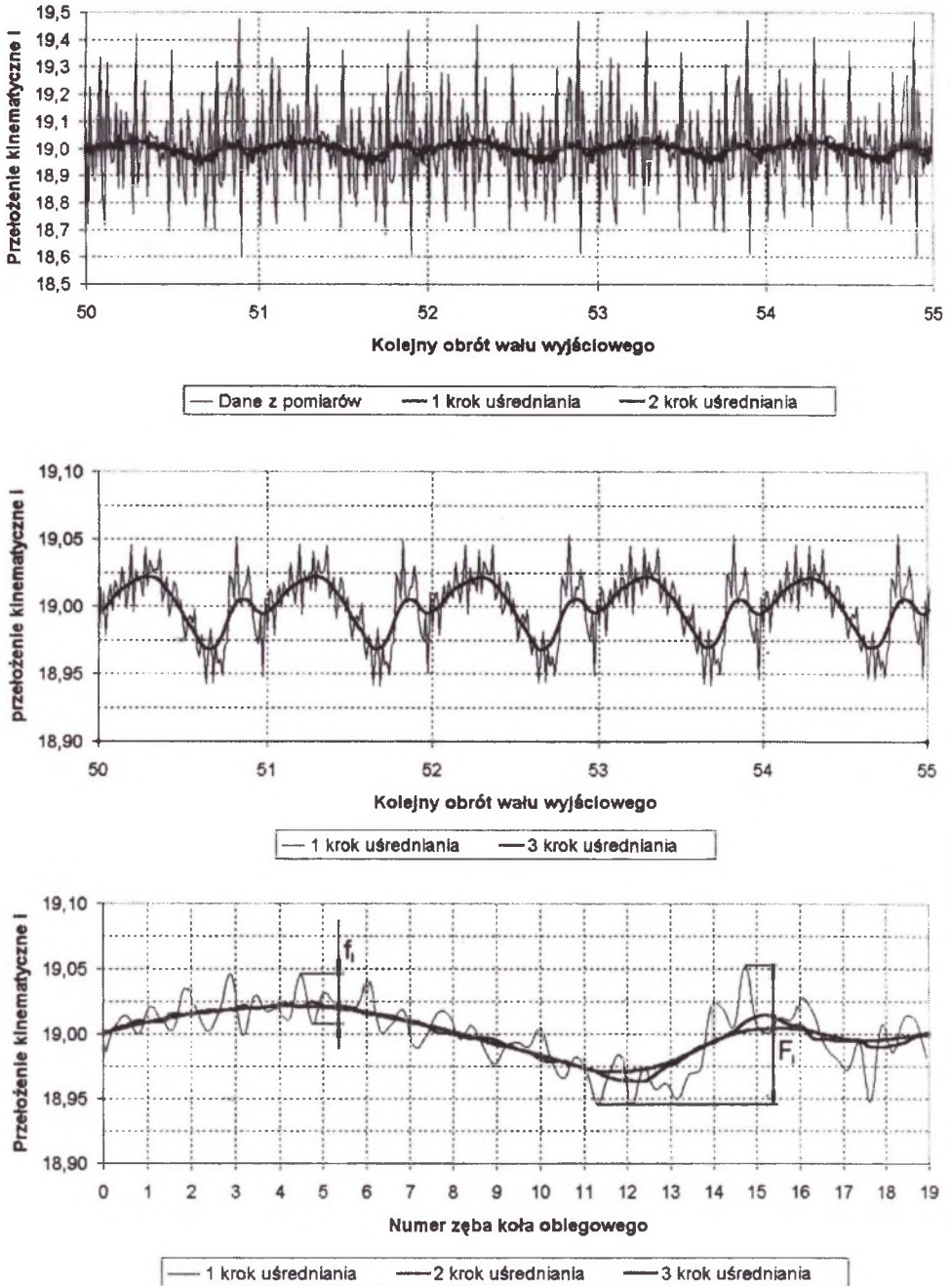
Badania ruchowe przeprowadzono dwukrotnie, bezpośrednio po wykonaniu przekładni oraz po przeprowadzeniu badań trwałości, podczas których przekładnia przepracowała pod obciążeniem 1000 godz. w ruchu dwukierunkowym [2, 3].

Rysunek 2 przedstawia typowy fragment przebiegu chwilowego przełożenia kinematycznego, odniesiony do 1 obrotu wału wyjściowego, a także odchyłki kinematyczne f_i , charakteryzujące dokładność wykonania 19 zębów na kole obiegowym w przekładni Cyclo [6,7].

Ważną wielkością badanej przekładni, oprócz odchyłek kinematycznych f_i , jest wartość średnia przełożenia kinematycznego \bar{i} , którą można wyznaczyć dwoma sposobami:

1. W oparciu o charakterystyki statystyczne chwilowych wartości prędkości obrotowych n_1 , n_h i chwilowych przełożeń i , z tabl. 1.
2. W oparciu o nagromadzoną, tj. rzeczywistą liczbę obrotów wału wejściowego n_h i wyjściowego n_1 podczas pięciominutowej, ciągłej próby ruchowej, tabl. 2.

W tablicy 1 zgromadzono wyniki statystycznej analizy (z 6 przeprowadzonych prób ruchowych) badanej przekładni, przedstawiającej m.in. średnie wartości przełożenia kinematycznego \bar{i} i odpowiadające mu z prawdopodobieństwem $P = 1 - \alpha = 0,95$ rzeczywiste przedziały ufności wartości średniej $\bar{i} \pm \Delta i$. Natomiast w tabl. 2. zestawiono wyniki prób ruchowych otrzymane w następstwie wykorzystania nagromadzonych (sumarycznych) obrotów podczas pięciominutowych prób ruchowych dla odmiennych kierunków ruchu.



Rys. 2. Typowy przebieg przełożenia kinematycznego wraz z odchyłkami kinematycznymi ząbienia w przekładni Cyclo z modyfikacją ząbienia (próbna 1 – ruch prawostronny)

Fig. 2. Typical course of kinematic ratio with kinematic deviations of toothing in Cyclo gear with modified toothing (test 1 – rightside moving)

Tablica 1

Statystyczna charakterystyka parametrów ruchu w przekładni Cyclo z modyfikacją
ząbienia o przełożeniu geometrycznym $i_0 = 19$

Stan przekładni	Rodzaj próby ruchowej		Prędkość obrotowa n_i	Prędkość obrotowa n_h	Przełożenie kinematyczne I			
					bezpośrednie z pomiarów	uśredniane w 1 kroku	uśredniane w 2 kroku	uśredniane w 3 kroku
Przekładnia przed badaniem trwałości	Próba 1 – ruch prawostronny	Wartość średnia	39,049320	741,882758	19,000436	19,000356	19,000347	19,000338
		Odchylenie standardowe σ	0,372526	1,816314	0,196679	0,024784	0,017139	0,015386
		Liczba pomiarów	13519	13519	13519	13509	13499	13489
		Przedział ufności wartości średniej Δ dla $\alpha = 0,05$	$\pm 0,006280$	$\pm 0,030617$	$\pm 0,003315$	$\pm 0,000418$	$\pm 0,000289$	$\pm 0,000260$
	Próba 2 – ruch lewostronny	Wartość średnia	38,635433	734,025686	19,000512	19,000414	19,000365	19,000360
		Odchylenie standardowe σ	0,360506	1,924314	0,192917	0,025590	0,017110	0,014673
		Liczba pomiarów	13359	13359	13359	13349	13339	13329
		Przedział ufności wartości średniej Δ dla $\alpha = 0,05$	$\pm 0,006113$	$\pm 0,032631$	$\pm 0,003271$	$\pm 0,000434$	$\pm 0,000290$	$\pm 0,000249$
	Próba 3 – ruch prawostronny	Wartość średnia	39,068064	742,273844	19,000880	19,000835	19,000828	19,000824
		Odchylenie standardowe σ	0,327407	0,888345	0,165643	0,027680	0,022012	0,020113
		Liczba pomiarów	12880	12880	12880	12870	12860	12850
		Przedział ufności wartości średniej Δ dla $\alpha = 0,05$	$\pm 0,005654$	$\pm 0,015342$	$\pm 0,002861$	$\pm 0,000478$	$\pm 0,000380$	$\pm 0,000348$
Przekładnia po badaniu trwałości	Próba 4 – ruch prawostronny	Wartość średnia	39,039993	741,708613	19,000503	19,000447	19,000376	19,000346
		Odchylenie standardowe σ	0,372813	1,720604	0,194915	0,025503	0,017604	0,015715
		Liczba pomiarów	13471	13471	13471	13461	13451	13441
		Przedział ufności wartości średniej Δ dla $\alpha = 0,05$	$\pm 0,006296$	$\pm 0,029056$	$\pm 0,003291$	$\pm 0,000431$	$\pm 0,000297$	$\pm 0,000266$
	Próba 5 – ruch lewostronny	Wartość średnia	39,047312	741,848498	19,000587	19,000405	19,000357	19,000337
		Odchylenie standardowe σ	0,378544	1,740722	0,198466	0,025262	0,017307	0,015433
		Liczba pomiarów	13514	13514	13514	13504	13494	13484
		Przedział ufności wartości średniej Δ dla $\alpha = 0,05$	$\pm 0,006382$	$\pm 0,029348$	$\pm 0,003346$	$\pm 0,000426$	$\pm 0,000292$	$\pm 0,000260$
	Próba 6 – ruch prawostronny	Wartość średnia	39,081279	742,498017	19,000206	19,000164	19,000099	19,000074
		Odchylenie standardowe σ	0,329594	1,043202	0,166874	0,027953	0,021830	0,019907
		Liczba pomiarów	13536	13536	13536	13526	13516	13506
		Przedział ufności wartości średniej Δ dla $\alpha = 0,05$	$\pm 0,005552$	$\pm 0,017574$	$\pm 0,002811$	$\pm 0,000471$	$\pm 0,000368$	$\pm 0,000336$

Tablica 2

Wyniki prób ruchowych i dokładność przeniesienia ruchu w przekładni Cyclo
z modyfikacją ząbienia o przełożeniu geometrycznym $i_0 = 19$

Przekładnia przed badaniem trwałości							
Oznaczenie		Pomiar 1 – ruch prawostronny		Pomiar 2 – ruch lewostronny		Pomiar 3 – ruch prawostronny	
		Wał wyjściowy	Wał wejściowy	Wał wyjściowy	Wał wejściowy	Wał wyjściowy	Wał wejściowy
Nr znacznika	początkowy	40536	1031960	9	165	4	261762
	końcowy	54086	1269411	13374	254101	13329	514938
Liczba znaczników		13550	257451	13365	253936	13325	253176
Nagromadzona liczba obrotów	rzeczywista n	188,194444	3575,708333	185,625000	3526,888889	185,0694444	3516,333333
	teoretyczna n_0	188,195175	3575,708333	185,625731	3526,888889	185,0701750	3516,333333
Różnica liczby obrotów $\Delta n = n - n_0$		0,000731	-----	0,000731	-----	0,000731	-----
Błąd przeniesienia ruchu (obrotów) $\Delta n / n_0$ [%]		3,88E-04	-----	3,94E-04	-----	3,95E-04	-----
Przełożenie	geometryczne i_0	-----	19,0000000	-----	19,0000000	-----	19,0000000
	kinematyczne i	-----	19,0000738	-----	19,00007482	-----	19,00007505
Błąd przełożenia [%]		-----	3,88E-04	-----	3,94E-04	-----	3,95E-04
Przekładnia po badaniu trwałości							
Oznaczenie		Pomiar 4 – ruch prawostronny		Pomiar 5 – ruch lewostronny		Pomiar 6 – ruch prawostronny	
		Wał wyjściowy	Wał wejściowy	Wał wyjściowy	Wał wejściowy	Wał wyjściowy	Wał wejściowy
Nr znacznika	początkowy	9	175	13359	515541	26937	773553
	końcowy	13510	256696	26909	772993	40502	1031290
Liczba znaczników		13501	256521	13550	257452	13565	257737
Nagromadzona liczba obrotów	rzeczywista n	187,5138889	3562,791667	188,1944444	3575,722222	188,4027778	3579,680556
	teoretyczna n_0	187,515351	3562,791667	188,195906	3575,722222	188,404240	3579,680556
Różnica liczby obrotów $\Delta n = n - n_0$		0,001462	-----	0,001462	-----	0,001462	-----
Błąd przeniesienia ruchu (obrotów) $\Delta n / n_0$ [%]		7,80E-04	-----	7,77E-04	-----	7,76E-04	-----
Przełożenie	geometryczne i_0	-----	19,0000000	-----	19,0000000	-----	19,0000000
	kinematyczne i	-----	19,00014814	-----	19,0001476	-----	19,00014744
Błąd przełożenia [%]		-----	7,80E-04	-----	7,77E-04	-----	7,76E-04

3. WNIOSKI

- 3.1. Przełożenie kinematyczne przekładni z korygowanym ząbieniem jest nieznacznie większe od przełożenia geometrycznego, w następstwie czego zaistnieje różnica liczby obrotów Δn na wał wyjściowym (w odniesieniu do teoretycznej liczby obrotów). Jednak błąd takiego przeniesienia ruchu jest bardzo mały, por. tabl. 2.
- 3.2. Miarą dokładności ząbienia koła obiegowego, współpracującego z rolkami koła centralnego może być przebieg odchyłek kinematycznych f_s , zarejestrowanych podczas uogólnionego jednego obrotu wspomnianego koła obiegowego, por. rys. 2.

- 3.3. Analiza statystyczna średniej wartości przełożenia kinematycznego \bar{i} , a szczególnie jej przedział ufności $\bar{i} \pm \Delta i$ odnosi się do jednej chwilowej wartości przełożenia, która w układach napędowych nie ma istotnego znaczenia.
- 3.4. Porównanie średnich wartości przełożenia kinematycznego, zarejestrowanych przed i po badaniach trwałości wskazuje, iż ze wzrostem ilości wykonanej pracy daje się zauważyć nieznaczny wzrost przełożenia kinematycznego, tabl. 2.

Literatura

1. Chmurawa M.: Modyfikacja wewnętrznego ząbienia cykloidalnego i jej wykorzystanie. Inst. Transp. Pol. Śl Zeszyty Naukowe Inst., Zeszyt Nr 1/2000 s.21-28.
2. Chmurawa M.: Prototyp planetarnej przekładni cykloidalnej. Etap 3; Stanowiskowe badania trwałości prototypu o przełożeniu $i = 19$ i mocy $N = 3,7$ kW. Praca bad. o.symb. Z-18020.25. OBRDiUT „Detrans”. Bytom 1996.
3. Chmurawa M.: Prototyp planetarnej przekładni cykloidalnej. Etap 4; Stanowiskowe badania trwałości zrekonstruowanego prototypu o przełożeniu $i = 19$ i mocy $N = 3,7$ kW. Praca bad. o.symb. Z-18020. OBRDiUT „Detrans”. Bytom 2001..
4. Chmurawa M., Olejek G.: Ząbienie cykloidalne przekładni planetarnej. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., seria Transport z. 22, Gliwice 1994. s. 71-86.
5. Chmurawa M, Witaszek K.: Metodyka pomiaru chwilowych prędkości obrotowych w przekładniach obiegowych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., seria Transport z.43, Gliwice 2001.
6. International Standard ISO/TR 10064-1: Cylindrical gears-Code of inspection practice: - Part 1: Inspection of corresponding flanks of gear teeth. Swiss 1992.
7. Katalog Sumitomo CYCLO Europe: Technologia napędów przyszłości – dla całego Świata. Wyd. Sumitomo Heavy Industries. CYCLO Drive (Europe) GmbH (w j. polskim) D-85229 Markt Inderdorf, Germany 1997.
8. Kudriawcew W.N.: Planetarnyje peredaci. Maszynostrojenije, Moskwa-Leningrad 1966.
9. Müller L.: Przekładnie obiegowe. PWN, Warszawa 1983.

Recenzent: Dr hab.inż. Andrzej Raczyński

Abstract

In cycloidal planetary gears power transmission system uses rolling character of two coupled rotational movements. To obtain low dissipation of energy and profitable distribution of loads it is applied corrected cycloidal toothing, connected with presence of clearances between teeth and total circumferential clearance. Similarly like in other gears also in Cyclo gear we have theoretical ratio (geometric) and real ratio (kinematic).

Kinematic ratio is connected with clearances and kinematic deviations in toothing and can be a factor describing precision of manufactured elements in drive systems.

In the paper it is presented result of momentary rotational speeds and representative kinematic ratio basing on experimental model of cycloidal gear with planet wheels with corrected cycloidal toothing.