

Przekładnie zębate stosowane w układach napędowych mikromechanizmów (2)

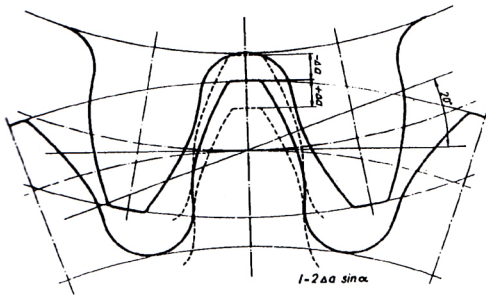
Zdzisław Mrugalski

Pierwsza część artykułu została opublikowana w poprzednim numerze PAR. W drugiej części Autor omawia przykłady rozwiązań konstrukcyjnych miniaturowych przekładni redukcyjnych — napędowych i zliczających. Przedstawiono także niektóre prace z tej dziedziny wykonane w Politechnice Warszawskiej.

Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych miniaturowych przekładni zębatych

Wielostopniowe przekładnie zębate z kołami walcowymi

W miniaturowych przekładniach napędowych z reguły stosuje się zazębienie ewolwentowe drobnomodułowe (rys. 5) o zarysie odniesienia zgodnym z PN [8] lub normą brytyjską [9]. Przekładnie te projektuje się według zasad opisanych w dostępnej literaturze, np. [10].



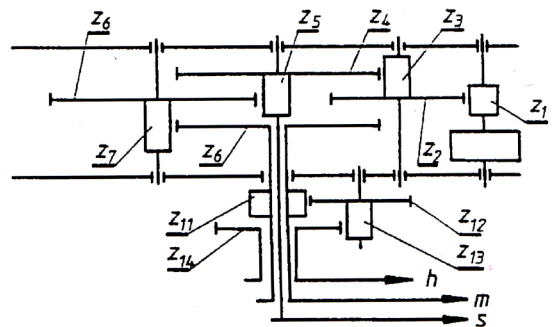
Rys. 5. Zazębienie ewolwentowe drobnomodułowe [8, 9]. Δa – możliwe rozsuniecie lub dosunięcie współpracujących zarysów

Jednym z najczęściej spotykanych typów przekładni zębatych z kołami walcowymi są również **przekładnie zliczające**, które są stosowane w wielu współczesnych rozwiązaniach konstrukcyjnych drobnych mechanizmów, w tym – w zegarach i zegarkach z rezonatorem kwarcowym i analogowym elektromechanicznym urządzeniem wskazującym (rys. 6 i 7). Jak już wspomniano, ze względu na żądane małe wymiary gabarytowe tych przekładni dąży się do stosowania w nich możliwie dużych modułów uzębienia, a więc liczby zębów współpracujących kół (przy zadanym przełożeniu przekładni) muszą być możliwie małe.

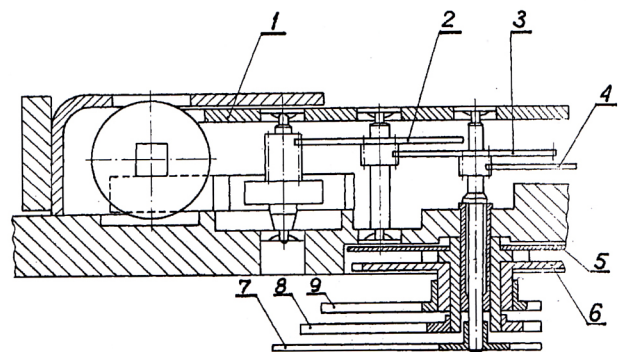
Dotychczas w zegarowych przekładniach zliczających stosuje się znormalizowane zazębienie ewolwentowe o kącie zarysu $\alpha = 20^\circ$ (np. wg normy polskiej [8] lub normy brytyjskiej [9]) – o liczbach zębów zębnika

$z_1 \geq 8$), natomiast w bardzo małych mechanizmach (np. w zegarkach naręcznych) – zmodyfikowane zazębienie cykloidalne (np. zazębienie „zegarowe szwajcarskie” [11]) – o liczbach zębów zębnika $z_1 \geq 6$), jednak jest ono znacznie trudniejsze do wykonania niż zazębienie ewolwentowe.

Od przekładni zliczających nie jest wymagana stałość przełożenia (może ono być cyklicznie zmienne w granicach jednej podziałki), jednak stosowane w nich zazębienia muszą spełniać inne wymagania, które zostały sformułowane w 1. części artykułu. Jednym z najważniejszych kryteriów decydujących o przydatności danego zazębienia do zegarowych przekładni zliczających, jest natomiast mała zmienność wartości wskaźnika momentu chwilowego na zębniku napędzającym m_{c1} oraz mały wpływ zmiany odległości (zwłaszcza roz-



Rys. 6. Schemat kinematyczny przekładni zliczającej w mechanizmie zegarowym z rezonatorem kwarcowym i analogowym urządzeniem wskazującym [1]

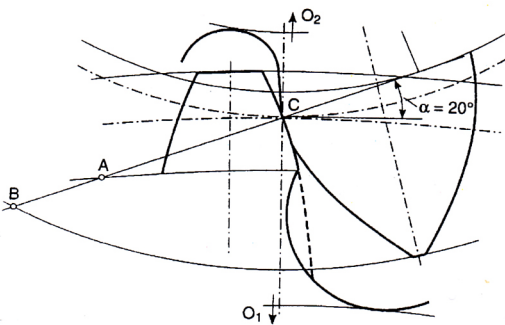


Rys. 7. Schemat konstrukcyjny przekładni zliczającej w mechanizmie zegarka naręcznego [1]. 1 – silnik skokowy, 2, 4 – koła pośrednie, 3 – koło sekundowe, 5 – koło minutowe, 6 – koło godzinowe, 7, 8, 9 – wskazówki: sekundowa, minutowa i godzinowa

Prof. dr hab. inż. Zdzisław Mrugalski – profesor zw. w Instytucie Mikromechaniki i Fotoniki na Wydziale Mechatroniki Politechniki Warszawskiej.

sunięcia) osi współpracujących kół na zmiany wartości tego wskaźnika [1].

W ramach grantu KBN [12], zrealizowanego w Instytucie Mikromechaniki i Fotoniki PW, przeanalizowano możliwości zastosowania w najmniejszych zegarowych przekładniach zliczających odpowiednio zmodyfikowanego zazębienia ewolwentowego – zamiast dotychczas stosowanego zazębienia zegarowego. Modyfikacja ta miała na celu umożliwienie zastosowania zazębienia ewolwentowego przy liczbach zębów zębnika napędzającego $z_1 < 8$. Z przeanalizowanych propozycji wybrano zmodyfikowany zarys ewolwentowy o podwyższonych zębach (wysokość głowy $h_a = 1,1 m$, gdzie m – moduł uzębienia) i mocno podciętych zębach zębnika (rys. 8) [13, 14].



Rys. 8. Zmodyfikowane zazębienie ewolwentowe do przekładni zliczających [12]

Zarówno wstępne badania wykreślno analityczne jak i szczegółowe badania doświadczalne [15] wykazały, że przy odległościach osi a w granicach a_0 do $a_0 + 0,2 m$ (gdzie: a_0 – nominalna odległość osi, m – moduł) graniczne maksymalne wartości wskaźnika momentu chwilowego m_{c1} przy liczbach zębów $z_1 = (6 \text{ do } 8)$ – w zazębieniu o zmodyfikowanym zarysie ewolwentowym, są zbliżone do granicznych maksymalnych wartości tego wskaźnika w znormalizowanym zazębieniu ewolwentowym – przy liczbie zębów $z_1 = 8$. Wynika stąd, że przy określonej wartości modułu m opracowane zmodyfikowane zazębienie ewolwentowe pozwala uzyskać mniejsze wymiary przekładni niż w przypadku zastosowania znormalizowanego zazębienia ewolwentowego ($z_1 \geq 8$) lub takie wymiary jak w przypadku zastosowania – trudniejszego do wykonania – zazębienia „zegarowego” ($z_1 \geq 6$). Nie bez znaczenia jest również to, że ze względu na możliwość wykonywania z niewielką dokładnością kół i zębników o nowym zarysie uzębienia, koszty ich wytwarzania będą znacznie niższe niż kół i zębników o znormalizowanym zarysie ewolwentowym, a tym bardziej – o zarysie „zegarowym”.

Problem uzyskania zmodyfikowanego zarysu ewolwentowego o podwyższonych zębach, który umożliwia wykonywanie zębników o liczbie zębów $z_1 < 8$ i który jednocześnie zapewnia spełnienie wymagań podanych w 1. części artykułu, jest niezwykle ważny z tego względu, że przekładnie tego typu są produkowane w skali

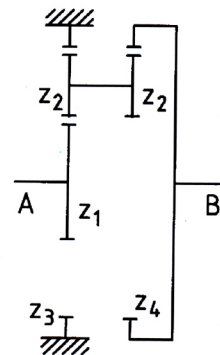
masowej, przy wymaganej 100-procentowej zamienności elementów przy montażu. Istotnym jest również fakt, że zamiast metalowych kół zębatych wykonywanych metodami tradycyjnymi (np. frezowanie, wykrawanie kół), coraz więcej produkuje się mechanizmów zegarowych z kołami zębatymi z tworzyw sztucznych (odlewanymi wtryskowo), które są obciążone dodatkowymi odchyłkami wymiarowymi (skurcz odlewniczy, zmiana wymiarów pod wpływem zmiany temperatury i wilgotności, starzenie się tworzywa itp.). Jest to powodem znacznych zmian głębokości przenikania współpracujących zarysów, zwłaszcza ich rozsuwania.

W mikromechanizmach stosuje się walcowe koła zębate o modułach nawet mniejszych od $1 \mu\text{m}$ i średnicach od kilkunastu do kilkudziesięciu mikrometrów. Koła te wytwarza się zarówno techniką mikromachiningu w krzemie jak i metodą LIGA, a niekiedy także innymi technologiami [3, 4].

Przekładnie planetarne

W przeciwieństwie do klasycznych wielostopniowych przekładni zębatych przekładnie planetarne charakteryzują się małymi objętościami przy osiągniętych dużych przełożeniach. Przekładnie planetarne typu klasycznego (jedno- lub wielostopniowe) stosuje się m.in. w małogabarytowych motoreduktorach firmy Portescap [6] (rys. 1).

W Instytucie Mikrotechniki w Moguncji, do opisanego powyżej mikrosilnika reluktancyjnego o średnicy 2 mm (rys. 2), opracowano reduktor zębaty w postaci przekładni planetarnej – zintegrowanej z silnikiem (całkowita długość silnika wraz z przekładnią wynosi ok. 7,5 mm). W przekładni tej zastosowano trzy koła-satelity współpracujące z dwoma wieńcami o uzębieniu wewnętrznym, z których jeden jest nieruchomy (rys. 9), i zębnikiem osadzonym na wałku wirnika. Zębnik ten jest samocentrujący się i wobec tego przekładnia jednocześnie spełnia rolę jednego z łożysk wałka wirnika [16, 17]. Jest to tzw. przekładnia Wolframa



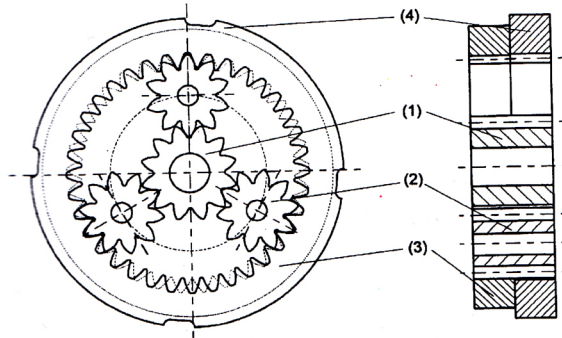
Rys. 9. Schemat kinematyczny przekładni planetarnej opracowanej w IMM [16, 17]

(Ulrich Wolfram opublikował swój pomysł w 1912 r. [18]).

Liczby zębów kół są następujące: $z_1 = 12$; $z_2 = 10$; $z_3 = 33$; $z_4 = 36$. Wobec tego przełożenie przekładni wynosi:

$$i_{AB} = \frac{n_A}{n_B} = \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_3}{z_4}} = \frac{1 + \frac{33}{12}}{1 - \frac{33}{36}} = 45$$

Schemat konstrukcyjny tej przekładni jest przedstawiony na rys. 10. Wszystkie koła zębate wykonywane są ze stopu niklu z żelazem – techniką LIGA.



Rys. 10. Schemat konstrukcyjny przekładni planetarnej opracowanej w IMM [17]

Również w instytucie IMM w Moguncji, we współpracy z Instytutem Faulhabera, do opracowanego tam silnika synchronicznego (rys. 3) zaprojektowano i uruchomiono seryjną produkcję najmniejszego w świecie reduktora zębatego [19] w postaci trzystopniowej przekładni planetarnej typu klasycznego (średnica zewnętrzna 1,9 mm, grubość 3,7 mm), zintegrowanej z silnikiem. Podobnie jak w poprzedniej wersji, w pojedynczym stopniu tej przekładni zastosowano trzy koła-satelity, jednak współpracują one tylko z jednym nieruchomym wieńcem o uzębieniu wewnętrznym o liczbie zębów $z_3 = 26$. Liczba zębów koła słonecznego wynosi $z_1 = 10$, a liczba zębów kół satelitarnych $z_2 = 8$. Przełożenie jednego stopnia wynosi:

$$i_{AB} = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{26}{10} = 3,6$$

Przełożenie trójstopniowej przekładni planetarnej wyniesie zatem ok. 46,7, tj. w przybliżeniu tyle ile wynosi przełożenie jednego stopnia w poprzedniej wersji przekładni. Całkowita długość silnika wraz z przekładnią, w zależności od liczby stopni przełożenia, wynosi od 8,0 do 9,6 mm, a maksymalna wartość momentu obciążenia przekładni – 150 μNm [5].

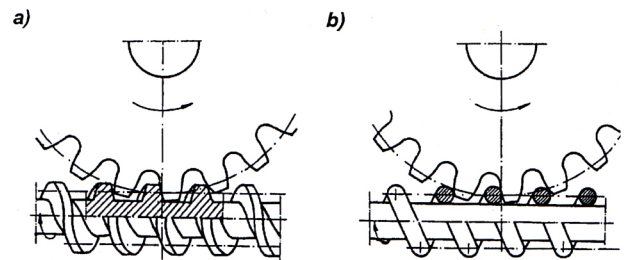
Przekładnie ślimakowe

W maszynach i urządzeniach precyzyjnych stosuje się z reguły przekładnie ślimakowe o stałym przełożeniu [20], przy czym w przeważającej większości przypadków są to przekładnie redukcyjne (przełożenie $i = z_2/z_1 > 1$). Natomiast w drobnych mechanizmach, gdy nie jest wymagane stałe przełożenie, najczęściej stosuje się przekładnie ślimakowe o odmiennych od maszynowych rozwiązaniach konstrukcyjnych, przy czym ślimak może być elementem czynnym, np. w różnego rodzaju redukcyj-

nych przekładniach zliczających (w mechanizmach zegarowych z rezonatorem kwarcowym, licznikach energii elektrycznej, anemometrach itp.), lub też elementem biernym, np. w przekładniach przyspieszających do napędu regulatorów cierno-odśrodkowych lub wiatarczkowych (w mechanizmach bicia zegarów mechanicznych, w mechanizmach pozytywek itp.).

Oprócz przekładni ślimakowych o stałym przełożeniu (rys. 11a), w wielu rodzajach drobnych mechanizmów mogą być stosowane przekładnie ślimakowe o uproszczonej konstrukcji (rys. 10b), których przełożenie chwilowe może być zmienne w zakresie jednej podziałki [1, 10].

W trakcie realizacji prac naukowo-badawczych dotyczących drobnomodułowych przekładni ślimakowych, prowadzonych w Instytucie Mikromechaniki i Fotoniki PW, jako szczególnie interesujące, a jednocześnie mało dotychczas zbadane, uznano ząbienie, w którym jako ślimacznica zastosowane jest zwykle koło zębate z zębami skośnymi albo prostymi o zarysie np. ewolwentowym (wykonane z blachy lub tworzywa sztucznego), natomiast ślimak jest wykonany w ten sposób, że zwoj ślimaka jest utworzony przez nawinięcie drutu na gładki pręt stalowy (rys. 11b).



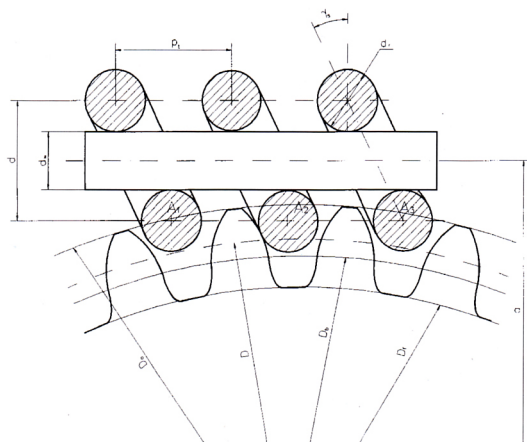
Rys. 11. Przekładnie ślimakowe stosowane w drobnych mechanizmach: a) ze ślimakiem frezowanym lub szlifowanym z pełnego pręta, b) ze ślimakiem o zwoju wykonanym z drutu

Zaletą tego rozwiązania jest łatwość wykonania ślimaka przy jednocześnie małych wymiarach przekładni.

Tego rodzaju uproszczone przekładnie ślimakowe mogą znaleźć powszechne zastosowanie w małych i bardzo małych, a jednocześnie tanich, mechanizmach zliczających. Warunkiem ich prawidłowego działania jest m.in. odpowiedni dobór skoku zwoju ślimaka do podziałki zastosowanego koła zębatego spełniającego rolę ślimacznicy. Opracowanie teorii oraz zasad projektowania takich przekładni ślimakowych jest przedmiotem ostatnio zrealizowanego w Instytucie Mikromechaniki i Fotoniki PW grantu finansowanego przez KBN [21].

Projektowanie przekładni ślimakowej redukcyjnej ze ślimakiem o zwoju z przekrojem kołowym (wykonanym z drutu) i ślimacznicą o zębach ewolwentowych (rys. 12) może przebiegać według następującego porządku:

- założenie parametrów uzębienia koła zębatego (ślimacznicy): liczby zębów z , modułu m i ewentualnie kąta pochylenia zęba γ (jeśli koło to ma znaczną grubość),



Rys. 12. Geometryczne parametry uproszczonej przekładni ślimakowej

- określenie średnicy d_r drutu (zwoju ślimaka) oraz średnicy d_w trzpienia,
- ustalenie odległości osi a dla zadanej wartości luzu obwodowego,
- dobór podziałki osiowej p_t ślimaka,
- określenie (w miarę potrzeby) innych parametrów przekładni, np. przełożenia chwilowego, sprawności itp.

Wzory określające zależności geometryczne pomiędzy ślimakiem i kołem ślimakowym są dość złożone [21, 22, 23]. Biorąc to pod uwagę, uznano za konieczne opracowanie obliczeniowego programu komputerowego wspomagającego projektowanie tego rodzaju przekładni ślimakowych. Program ten nie tylko przyspiesza obliczenia, ale umożliwia ponadto sprawdzenie wielu wariantów parametrów ślimaka i wybór wariantu optymalnego.

Aby zapewnić możliwie dużą sprawność i dużą trwałość drobnomodułowych przekładni ślimakowych, należy stosować obróbki umożliwiające uzyskanie małej chropowatości powierzchni współpracujących, zwłaszcza ślimaka. Wymaganie to jest łatwe do spełnienia w omówionych przekładniach ze ślimakiem o zwoju wykonanym z drutu.

Podsumowanie i wnioski

- Mikromechanizmy są szczególną grupą urządzeń mechatronicznych stanowiących zintegrowane urządzenia mechanicznoelektroniczne zawierające zarówno sensory jak i zespoły wykonawcze składające się z mikrosilnika i redukcyjnej przekładni zębatej – sterowane za pomocą układów informatycznych [3, 4, 24].
- Miniaturowe przekładnie napędowe z kołami walcowymi projektuje się według zasad opisanych w dostępnej literaturze. Stosując przekładnie planetarne można uzyskać duże przełożenia przy bardzo zwartej konstrukcji, a więc małej jej objętości.
- W miniaturowych przekładniach zliczających, w których przenoszone momenty są małe i nie jest wymagana stałość przełożenia, celowe jest stosowanie za-

zębienia o przełożeniu cyklicznie zmiennym w zakresie jednej podziałki. Zaletą takiego zazębienia jest to, że przez odpowiedni dobór parametrów geometrycznych zarysów zębów współpracujących kół (w przekładni z kołami walcowymi) lub zarysów zwoju ślimaka i zębów ślimacznicy (w przekładni ślimakowej) można ustalić położenie odcinka przyporu w taki sposób, aby warunki pracy przekładni były najbardziej korzystne [1]. Dlatego celem jest stosowanie w przekładniach zliczających zmodyfikowanego zazębienia ewolwentowego oraz uproszczonego zazębienia ślimakowego. Pozwoliłoby to uzyskać znaczne korzyści technologiczne i ekonomiczne.

- W celu ułatwienia doboru parametrów ślimakowych przekładni redukcyjnych ze ślimakiem o zwoju wykonanym z drutu, w ramach pracy [21] opracowano komputerowy program obliczeniowy; który wydawnie wspomaga projektowanie tego rodzaju przekładni.
- Rozwój mikrotechniki prowadzi do budowy nowych rodzajów mikromechanizmów, w tym takich, które samodzielnie mogą wykonywać złożone zadania lub będą elementami złożonych makrosystemów [4, 5]. Rozwój ten odbywa się zarówno przez miniaturyzację tradycyjnych mechanizmów charakterystycznych dla mechaniki precyzyjnej – przy zastosowaniu coraz dokładniejszych technik obróbkowych, jak i przez wykorzystywanie nowych technologii – mikromachiningu na krzemie, techniki LIGA i innych (brak konieczności montażu), a także przez rozwój inżynierii materiałowej i mikrotrybologii.
- Wydaje się, że w bieżącym stuleciu mikromechanizmy zdominują rozwój techniki. Ich szczególną rolę przewiduje się w medycynie jako zdalnie sterowanych inteligentnych mikrorobotów pełniących w organizmie człowieka wielorakie funkcje terapeutyczne, w tym wykonywanie zabiegów chirurgicznych [24].

Bibliografia

1. Mrugalski Z.: Zespoły funkcjonalne urządzeń zegarowych i tachometrycznych. Wyd. Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1991, s. 59 - 88.
2. Mrugalski Z.: Miniaturowe silniki skokowe stosowane w mechanizmach zegarowych. PAR 2001, nr 7 - 8, s. 14 - 17.
3. Mrugalski Z., Rymuza Z.: Mikrotechnika – MEMS. PAK, 1993, nr 6, s. 133 - 137.
4. Mrugalski Z., Rymuza Z.: Mikromechanizmy. PAR 1998, nr 6 (cz. I, s. 4 - 9) oraz nr 7 - 8 (cz. II, s. 5 - 9).
5. Katalogi mikrosilników firmy FAULHABER- MOTOREN, Dr Fritz Faulhaber GmbH & Co, Schönaich (RFN).
6. Katalogi mikrosilników firmy Portescap, La Chaux-de-Fonds (Szwajcaria).
7. Beckord U., Bessey R.: Mikromotoren gewinnen Schwung. Feinwerktechnik & Mikrotechnik 1997, Nr 11 - 12, s. 850 - 852.
8. PN-78/M-88530. Przekładnie zębate walcowe i stożkowe drobnomodułowe. Zarys odniesienia.

9. BS 978. Fine Pitch Gears. Part 1. Involute Spur and Helical Gears.
10. Praca zbiorowa pod kier. W. Oleksiuka: Konstrukcja przyrządów i urządzeń precyzyjnych. Rozdz. 10. – Przekładnie zębate i z paskiem zębatym (autor: Z. Mrugalski). WNT, Warszawa 1996, s. 480 - 520.
11. NHS-56704. Engrénages. Mecanismos de remontoir et de mise à l'heure. Dentures épicycloïdales corrigées.
12. Raport z grantu KBN nr 7 7020 91 02 nt. „Drobnomodułowe przekładnie zliczające o małej zmienności momentu chwilowego” (kier. prof. Z. Mrugalski). Instytut Mikromechaniki i Fotoniki PW, Warszawa, 1995.
13. Mrugalski Z.: Modifizierte Evolventenverzahnung für Kleinstgetriebe. *Feinwerktechnik & Mikrotechnik* 1996, Nr 7 - 8, s. 577 - 578.
14. Mrugalski Z.: Zmodyfikowane zazębienie ewolwentowe do zegarowych przekładni zliczających. *PAR* 1997, nr 1 (cz. I, s. 18 - 21) oraz nr 2 (cz. II, s. 15 - 18).
15. Czerwiec W.: System pomiarowy do badania niedokładności kinematycznej drobnomodułowych przekładni zębatych. *PAR* 1997, nr 5 - 6, s. 15 - 17.
16. Krause W.: Zahnradgetriebe für Kleinst- und Mikromotoren. *VDI-BERICHT* Nr 1269 (1996). VDI Verlag, s. 225 - 234.
17. Thüringen Ch., Ehrfeld W., Hageman B. i inni: Gesichtspunkte beim Miniaturisieren von Umlaufrädergetrieben. *VDI-BERICHT* Nr 1269 (1996). VDI Verlag, s. 235 - 243.
18. Klein B.: Das Wolfromgetriebe – eine Planetengetriebebauform für hohe Übersetzungen. *Feinwerktechnik & Mikrotechnik* 1981, Nr 4, s. 177 - 184.
19. Beckord U., Bessey R., Thüringen Ch.: Das kleinste Planetengetriebe der Welt. *Feinwerktechnik & Mikrotechnik* 1998, Nr 1 - 2.
20. PN-91/M-88 531. Przekładnie ślimakowe walcowe drobnomodułowe. Zarys odniesienia.
21. Raport z grantu KBN nr 7 T07C 011 17 pt. „Miniaturowe przekładnie ślimakowe o specjalnej konstrukcji – analiza oraz optymalizacja cech geometrycznych i kinematycznych” (kier. prof. Z. Mrugalski). Instytut Mikromechaniki i Fotoniki PW, Warszawa, październik 2001 r.
22. Mrugalski Z.: Miniaturowe przekładnie ślimakowe o uproszczonych zarysach zębów. 16. Konferencja Naukowo-Techniczna Koła ZĘBATE 2000, Poznań 15.11.2000 r. Materiały konferencyjne, s. 95 - 102. Wyd. Komisja Budowy Maszyn PAN, Oddz. w Poznaniu, Poznań 2000.
23. Mrugalski Z., Mościcki W., Odej A.: Worm gear with a worm having circular section of the thread. *The Archive of Mechanical Engineering*, Vol. XLVIII, 2001, Nr 3, s. 207 - 216.
24. Morecki A., Mrugalski Z.: Mikromechanizmy i mikroroboty. III Międzynar. Konferencja AUTOMATION'99 w Warszawie, 24 - 26.03.1999 r. Zbiór referatów, s. 7 - 24, Wyd. Przem. Instytutu Automatyki i Pomiarów, Warszawa 1999.

Streszczenia artykułów naukowych

Przekładnie zębate stosowane w układach napędowych mikromechanizmów (2), Zdzisław Mrugalski – s. 11

W drugiej części artykułu omówiono przykłady rozwiązań konstrukcyjnych miniaturowych przekładni redukcyjnych — napędowych i zliczających. Przedstawiono także niektóre prace z tej dziedziny wykonane w Politechnice Warszawskiej.

Toothed gears in micromechanisms, Zdzisław Mrugalski – p. 11

In the paper (part 1 and 2), there are described design features and principles of building miniature reduction gears — power and counter gears, which among other types, are applied in fine mechanisms and micro-devices most often. There is also presented a recent work concerning this field carried out at the Warsaw University of Technology.