

Przekładnie beztarciowe jako alternatywa dla tradycyjnych przekładni zębatych

Frictionless gears as an alternative for the traditional gears

ŁUKASZ MACYSZYN
STANISŁAW PABISZCZAK*

DOI: 10.17814/mechanik.2016.12.562

Omówiono zjawisko tarcia występujące w przekładniach mechanicznych. Podjęto próby opracowania konstrukcji przekładni minimalizujących negatywne skutki tarcia. Zaprezentowano autorskie konstrukcje przekładni beztarciowych objęte zgłoszeniami patentowymi.

SŁOWA KLUCZOWE: tarcie, przekładnie mechaniczne, przekładnie toczne, przekładnie magnetyczne

The article discusses the gears and the impact of the friction on the transmission. Then there is the attempt to find the constructions of frictionless gears. Finally there are described magnetic and rolling gears and presented the new constructions of frictionless gears, which are patent pending.

KEYWORDS: friction, gears, rolling gears, magnetic gears

W literaturze tarcie definiowane jest jako zjawisko wzajemnego oddziaływania ciał w obszarze ich styku, objawiające się powstawaniem oporu podczas względnego przemieszczania ciał w kierunku stycznym do powierzchni ich styku [3]. Występowanie tarcia w przekładniach zębatych jest na ogół niepożądane. Powoduje spadek sprawności przekładni oraz zużywanie się jej komponentów. Tarcie może się jednak okazać przydatne, gdyż przyczynia się do powstania samohamowności przekładni, co niekiedy jest ważne z perspektywy konstrukcji napędów maszyn.

Samohamowność przekładni

Przekładnia jest samohamowna, jeżeli moment obrotowy przyłożony do członu napędzanego nie powoduje ruchu członu napędzającego. Samohamowności sprzyjają:

- wzrost współczynnika tarcia,
- wzrost kąta przyporu,
- zmniejszenie średnicy koła napędzanego.

Samohamowność jest cechą pożądaną, gdy w jednym kierunku mechanizm ma działać jako przekładnia, a w drugim jako hamulec. Jest to ważne w konstrukcji napędów obrabiarek sterowanych numerycznie, stąd chociażby zastosowanie przekładni ślimakowych i spiroidalnych w budowie stołów i pozycjonerów obrotowych. Mechanizmy samohamowne znajdują zastosowanie także w dźwignikach, podnośnikach czy mechanizmach naciągu strun gitary.

Sprawność przekładni

Sprawność przekładni to w ogólnym rozumieniu stosunek pracy użytecznej do pracy włożonej. Sprawność za-

zębienia pary kół zębatych w przekładni walcowej wyraża się wzorem [4].

$$\eta = 1 - k \cdot y^2 \cdot \mu \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \quad (1)$$

gdzie: $k = \frac{8}{\pi \cdot \sin^2(2\alpha)}$,

α – nominalny kąt zarysu,

y – współczynnik wysokości zęba (normalnie $y = 1$),

μ – współczynnik tarcia,

z_1, z_2 – liczby zębów w kole napędzającym i napędzanym.

Sprawność chwilowa zależy od wzajemnego położenia zębów współpracujących kół. Najmniejsza sprawność chwilowa (w położeniu wzębiania) może być znacznie niższa od średniej sprawności przekładni. Przykładowo: dla $z_1 = 64$ i $z_2 = 8$ oraz współczynnika tarcia $\mu = 0,3$ (zanieczyszczone koła) sprawność chwilowa może zmaleć nawet do $\eta_c = 0,73$ [1].

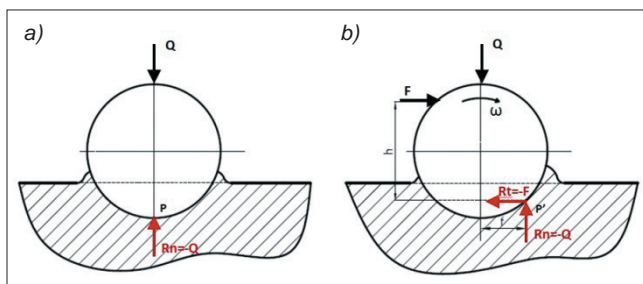
Z tego wynika, że warto szukać rozwiązań przekładni eliminujących tarcie lub zmniejszających jego skutki. Takie działanie przejawia się w poszukiwaniu nowych koncepcji przekładni beztarciowych (np. magnetycznych) bądź takich, w których tarcie ślizgowe zostało zastąpione tarcem tocznym.

Tarcie toczne

Tarcie toczne występuje w sytuacji, gdy sztywna bryła (w postaci kulki lub walca) toczy się po odkształcalnym podłożu. Tym samym miejsca styku powierzchni elementu tocznego i podłoża zmieniają się bez poślizgu [3]. Model teoretyczny służący do wyznaczania współczynnika tarcia tocznego przedstawiono na rys. 1 [2].

Nieruchoma kulka, znajdująca się pod osiowym obciążeniem siłą Q (rys. 1a), zagłębia się w podłoże, powodując symetryczne sprężyste odkształcenie materiału na krawędzi styku. Siła reakcji podłoża skupiona jest w punkcie P znajdującym się na linii działania obciążenia Q . Przyłożenie do powierzchni kulki siły stycznej F (rys. 1b) powoduje wprawienie jej w ruch toczny wskutek działania tarcia ślizgowego (spoczynkowego) na chwilowych powierzchniach styku elementów. Jednocześnie zostaje naruszona symetria styku powierzchni kulki i podłoża. Tym samym punkt działania sił reakcji ulega przesunięciu w kierunku ruchu kulki na odległość f . Punkt P' , w którym skupione są składowe reakcji (normalnej R_n i stycznej R_t), stanowi chwilowy punkt obrotu kulki. Wybrzuszenie materiału w kierunku toczenia się kulki jest większe niż w kierunku przeciwnym.

* Mgr inż. Łukasz Macyszyn (lukasz.macyszyn@put.poznan.pl), mgr inż. Stanisław Pabiszczak (stanislaw.k.pabiszczak@doctorate.put.poznan.pl) – Instytut Technologii Mechanicznej, Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej



Rys. 1. Schemat tarcia tocznego: a) odkształcenia sprężyste podłoża dla styku statycznego z obciążoną kulką, b) odkształcenia sprężyste podłoża dla przypadku toczenia się kulki pod wpływem siły stycznej (opis w tekście)

Współczynnik tarcia tocznego μ_t , stanowiący stosunek składowej stycznej reakcji podłoża do składowej normalnej, można wyznaczyć według zasady podobieństwa trójkątów:

$$\mu_t = \frac{R_t}{R_n} = \frac{f}{h} \quad (2)$$

gdzie: R_t – składowa reakcji styczna, R_n – składowa reakcji normalna, f – odległość chwilowego punktu obrotu P' od osi kulki, h – odległość między punktem przyłożenia siły stycznej a punktem P' .

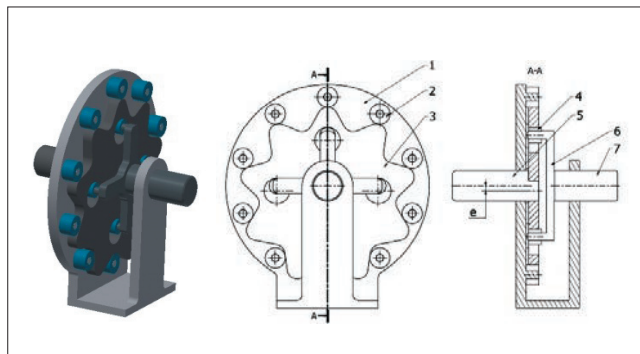
Wartość współczynnika tarcia tocznego zależy przede wszystkim od właściwości sprężystych materiałów, z których wykonano współpracujące ze sobą elementy. Im większy moduł sprężystości materiałów, tym mniejsza wartość współczynnika μ_t , ponieważ wartość przesunięcia chwilowego punktu obrotu elementu toczonego od jego osi maleje. Na opory tarcia podczas toczenia znacząco wpływają także histereza sprężysta materiałów (związana z tarcie wewnętrznym), adhezja oraz mikropoślizgi w obszarze styku elementów [2, 3]. Opory tarcia tocznego są wielokrotnie mniejsze od oporów tarcia ślizgowego, dlatego zastosowanie w przekładniach mechanicznych elementów toczych przenoszących obciążenie znacząco wpływa na poprawę sprawności przekładni i ogranicza straty energii.

Przekładnie toczone

Przez pojęcie przekładni toczych często rozumie się w domyśle przekładnie śrubowo-toczone, stosowane na szeroką skalę w maszynach technologicznych. Są to rozwiązania zapewniające efektywną zamianę ruchu obrotowego na ruch postępowy z zapewnieniem dobrych właściwości eksploatacyjnych. Jednak są również przekładnie ruchu obrotowego, w których tarcie ślizgowe między współpracującymi powierzchniami zostało zastąpione tarcie toczone. Wśród tego typu przekładni można wyróżnić m.in.:

- przekładnie toczone cykloidalne (rys. 2),
- przekładnie toczone epicykloidalne (rys. 3),
- przekładnie toczone ślimakowe (rys. 4).

Przekładnie toczone cykloidalne (rys. 2) (przekładnie kształtowo-toczone) zaliczane są do kategorii przekładni obiegowych. Obracający się wał wejściowy 5 powoduje obrotowanie się mimośrodowo zamontowanego koła (odległość e między osiami) o cykloidalnym zarysie zębów 3 po rolkach 2 zamocowanych w korpusie 1. Na wał wyjściowy przekładni 7 osadzone jest jarzmo 6, wyposażone w rolki 4 znajdujące się w otworach koła cykloidalnego 3. Obracające się koło cykloidalne powoduje ruch toczny rolek w otworach, dzięki czemu następuje przeniesienie momentu obrotowego z wału wejściowego na wał wyjściowy.

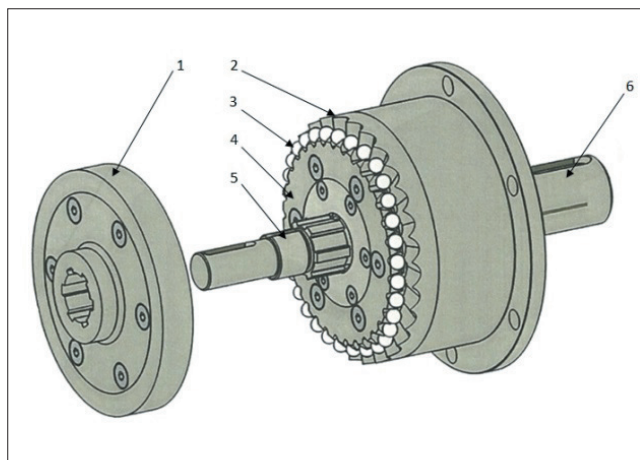


Rys. 2. Schemat przekładni toczonej cykloidalnej

W porównaniu z typowymi przekładniami zębatymi przekładnie cykloidalne mają mniejsze gabaryty i masę (z powodu wielodrożności przepływu mocy), mogą przenosić znaczne obciążenia (ze względu na wysoki wskaźnik zazębienia), uzyskują bardzo wysokie przełożenia i są cichobieżne.

Nowością są przekładnie epicykloidalne (rys. 3) wyposażone w elementy toczone w postaci kulek. W niniejszym artykule zostaną przedstawione budowa i zasada działania tego typu przekładni na podstawie modeli oferowanych przez firmę Detlev Hofmann [15].

Na wał wejściowy 5 zamontowana jest specjalnie wyprofilowana krzywka 1. Obrót wału (a tym samym krzywki) powoduje obrotowanie się kulek 3 po uzębieniu głównego (nieruchomego) koła zębatego 2, wprowadzając w ruch obrotowy centralne koło zębate 4, połączone sztywno z wałem wyjściowym 6.



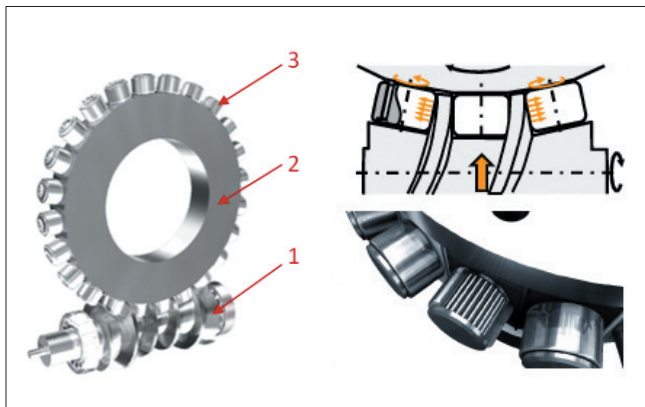
Rys. 3. Model przekładni toczonej epicykloidalnej [5]

W tym rozwiązaniu moment obrotowy w przekładni przenoszony jest nawet przez 40% kulek, co oznacza, że tego typu reduktory mogą pracować pod dużym obciążeniem. Ponadto przekładnia epicykloidalna charakteryzuje się możliwością pracy przy wysokich prędkościach obrotowych, dużą sztywnością i sprawnością oraz łatwością regulacji luzów, wpływającą na precyzyjne pozycjonowanie.

Koncepcja toczonej przekładni ślimakowej zakłada modyfikację klasycznej przekładni ślimakowej, tak aby elementy toczone całkowicie pośredniczyły w przenoszeniu momentu obrotowego ze ślimaka na ślimacznice. Kluczowym zagadnieniem jest zorientowanie i przemieszczanie (obieg) elementów toczych.

Do tej pory powstały koncepcje zakładające obieg kulek względem ślimaka oraz powiązania elementów toczych

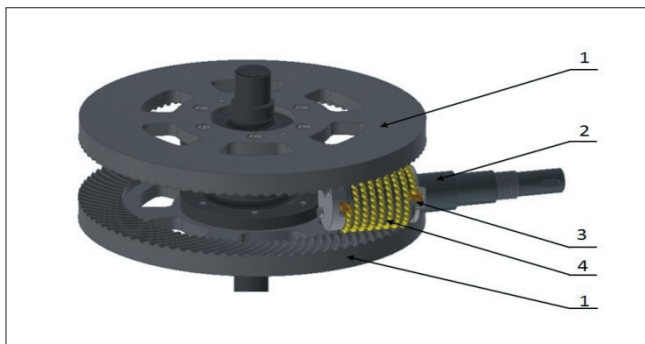
ze ślimacznicą. Rozwiązanie konstrukcyjne toczonej przekładni ślimakowej firmy Sankyo-Seisakusho [16] pokazano na rys. 4. Przekładnia została wyposażona w ślimak globoidalny 1 współpracujący ze ślimacznicą 2, na której obwodzie umieszczono elementy toczone w postaci łożyskowanych wałeczków 3. W ten sposób wyeliminowano konieczność stosowania skomplikowanego systemu cyrkulacji, jednak wzrosły koszty wykonania przekładni – ze względu na dużą liczbę wałeczków (łożysk igiełkowych). Elementy przekładni są zamontowane z naprężeniem wstępnym, co wpływa na eliminację luzu zwrotnego oraz poprawia sztywność mechanizmu. Regulacja napięcia wstępnego (a tym samym luzu) odbywa się poprzez promieniowy przesuw ślimaka.



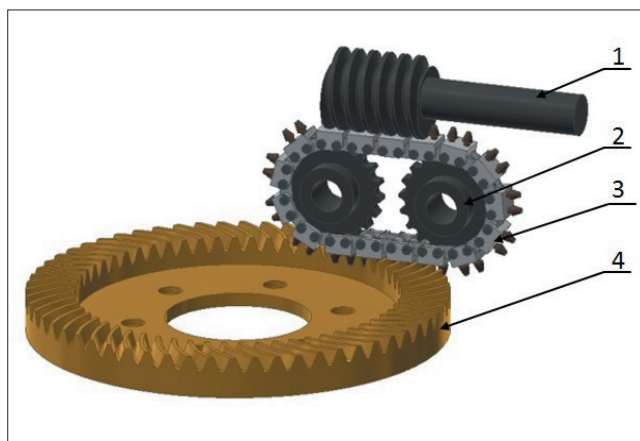
Rys. 4. Toczona przekładnia ślimakowa globoidalna firmy Sankyo-Seisakusho [16]

Oryginalny jest też pomysł aplikacji elementów toczonej w przekładniach spiroidalnych [12, 14]. Tego typu przekładnie charakteryzują się wysokim wskaźnikiem zażębienia, dzięki czemu mogą przenosić znaczne obciążenia. Ponadto wyróżniają się dużą sztywnością i wysokim stopniem redukcji. Podobnie jak w przypadku przekładni ślimakowych toczonej, kluczowym zagadnieniem konstrukcyjnym jest zapewnienie odpowiedniego systemu cyrkulacji elementów toczonej, gwarantującego ciągłość ich styku z powierzchniami zębów koła płaskiego i ślimaka, a tym samym ciągłość przenoszenia momentu obrotowego.

Koncepcje budowy toczonej przekładni spiroidalnych zakładają zapewnienie cyrkulacji elementów toczonej (w postaci kulek) względem ślimaka (rys. 5) lub osadzenie elementów toczonej (w kształcie kul lub stożków) na ogniwach łańcucha (rys. 6) [11]. Prowadzone analizy wykazały, że oba warianty konstrukcji nie gwarantują spełnienia wszystkich podstawowych wymagań stawianych układom napędowym maszyn i urządzeń.



Rys. 5. Toczona przekładnia spiroidalna [12]: 1 – koło płaskie, 2 – ślimak, 3 – kanały zwrotne, 4 – elementy toczone



Rys. 6. Przekładnia toczone z łańcuchem [11]: 1 – ślimak walcowy, 2 – koła łańcuchowe, 3 – łańcuch z elementami toczoymi, 4 – koło płaskie

Przekładnie magnetyczne

W ostatnich latach nastąpił wzrost zainteresowania przekładniami beztarciovymi, w których wykorzystywane jest wzajemne oddziaływanie między magnesami neodymowymi. Przekładnie magnetyczne mają szereg zalet w porównaniu z przekładniami mechanicznymi. Zapewniają fizyczną izolację między elementem napędzającym i odbierającym napęd. Bezstykowe przenoszenie momentu obrotowego siłami magnetycznymi i wiążący się z tym brak zużycia spowodowanego tarcieniem zapewniają bardzo dużą trwałość przekładni. Z tego względu może ona znaleźć zastosowanie w miejscach, w których regularna konserwacja przekładni jest uciążliwa bądź niemożliwa, np. w elektrowniach wiatrowych. Przekładnia magnetyczna stanowi również naturalne zabezpieczenie przed przeciążeniem i pozwala na redukcję wibracji oraz hałasu. Tego rodzaju konstrukcje mają jednak pewne ograniczenia. Jedną z cech przekładni magnetycznych jest nieliniowa charakterystyka przenoszonego momentu, zwłaszcza przy niskich prędkościach obrotowych. Przekładnie te przenoszą też niższe momenty obrotowe niż przekładnie mechaniczne.

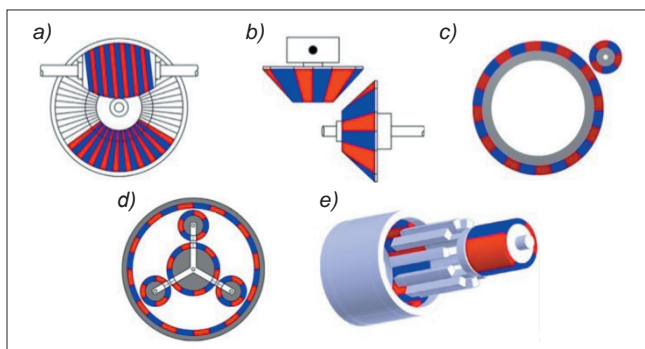
Podjęto próbę klasyfikacji przykładowych konstrukcji przekładni magnetycznych ze względu na gęstość przenoszonego momentu obrotowego (tablica).

$$\text{gęstość momentu obrotowego} = \frac{\text{maksymalny moment przenoszony przez przekładnię}}{\text{objętość przekładni}} \quad (3)$$

Na rys. 7 przedstawiono uproszczone rysunki sklasyfikowanych przekładni magnetycznych.

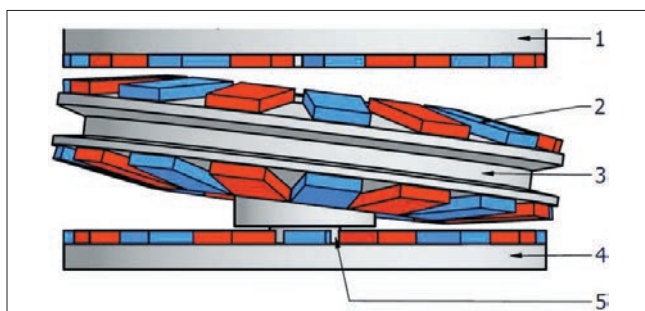
TABLICA. Klasyfikacja przekładni magnetycznych pod kątem gęstości przenoszonego momentu [7, 8]

Typ przekładni magnetycznej	Gęstość momentu obrotowego, Nm/dm ³
Ślimakowa	1–2
Stożkowa	3
Czołowa	10–20
Planetarna	45–100
Współosiowa z ferromagnetycznym pierścieniem pośredniczącym	140–180



Rys. 7. Przykładowe przekładnie magnetyczne [7–10]: a) ślimakowa, b) stożkowa, c) czołowa, d) planetarna, e) współosiowa z ferromagnetycznym pierścieniem pośredniczącym

W Zakładzie Maszyn Technologicznych Politechniki Poznańskiej prowadzone są prace nad nową konstrukcją beztarciowej przekładni precesyjnej magnetycznej ruchu obrotowego (rys. 8), objętej zgłoszeniem patentowym [15]. Przekładnia precesyjna jest odmianą przekładni fałowej, w której pierścień pośredniczący wykonuje ruch precesyjny wymuszony ruchem obrotowym wału wejściowego. Przenoszenie momentu obrotowego odbywa się bezstykowo, poprzez wzajemne oddziaływanie magnesów neodymowych.

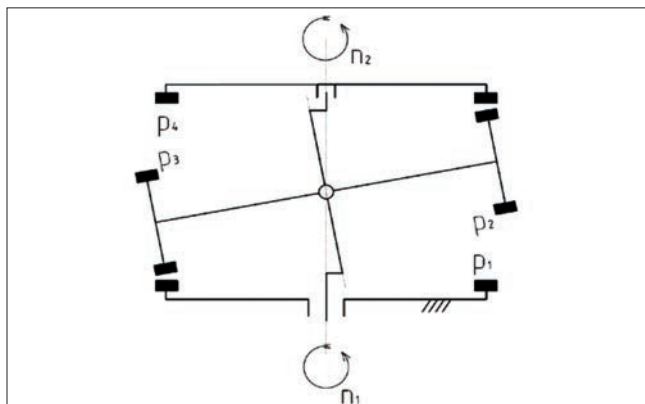


Rys. 8. Uproszczony model 3D przekładni magnetycznej precesyjnej: 1 – koło wyjściowe, 2 – magnes, 3 – koło pośredniczące, 4 – koło nieruchome, 5 – wałek napędzający

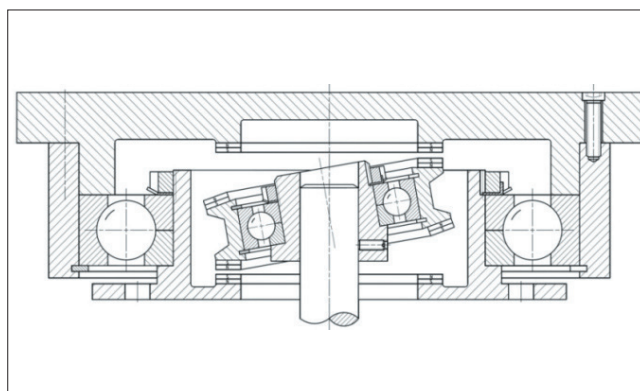
Nową konstrukcję przekładni magnetycznej precesyjnej wyróżnia możliwość uzyskiwania dużych przełożeń i dużego momentu obrotowego, który zależy od liczby współpracujących jednocześnie magnesów (odpowiednik liczby przyporu w czołowych precesyjnych przekładniach zębatych). Przełożenie oblicza się ze wzoru:

$$i = 1 - \frac{p_1}{p_2} \cdot \frac{p_3}{p_4} \quad (4)$$

gdzie: p_1, p_2, p_3, p_4 – liczba par biegunów na obwodzie kół (rys. 9).



Rys. 9. Schemat kinematyczny przekładni magnetycznej precesyjnej [6]



Rys. 10. Rysunek przekładni magnetycznej precesyjnej

Podsumowanie

Tarcie w przekładniach zębatych jest w większości aplikacji niepożądane ze względu na przyspieszone zużywanie się elementów przekładni, zmniejszenie sprawności, a także konieczność obfitego smarowania. Przekładnie toczne i magnetyczne stanowią wartościową alternatywę dla tradycyjnych przekładni zębatych i w wielu przypadkach mogą się okazać od nich lepsze. Przekładnie toczne dobrze się sprawdzają w takich zastosowaniach, jak napędy maszyn technologicznych i roboczych pracujących w trudnych warunkach środowiskowych, natomiast przekładnie magnetyczne – w miejscach trudno dostępnych, z uwagi na dużą trwałość, a także tam, gdzie wymagana jest bardzo cicha praca przekładni.

LITERATURA

1. Tyrliński W. „Drobne mechanizmy i przyrządy precyzyjne”, Warszawa: Wyd. Naukowo-Techniczne, 1978.
2. Lawrowski Z. „Tribologia. Tarcie, zużycie i smarowanie”. Poznań: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2008.
3. Nosal S. „Tribologia. Wprowadzenie do zagadnień tarcia, zużycia i smarowania”, Poznań: Wyd. Politechniki Poznańskiej, 2012.
4. Ochęduszek K. „Koła zębate”, Warszawa: Wyd. Naukowo-Techniczne, 2012.
5. Gryczka S. „Modelowanie przekładni epicykloidalnej w systemach CAD” (praca niepublikowana). Politechnika Poznańska.
6. Grajek R., Staniek R., Ptaszyński W. „Przekładnie precesyjne w napędach robotów i urządzeń pozycjonujących”. *Przegląd Mechaniczny*. Nr 15 (1996): s. 5–8.
7. Atallah K., Howe D. „A novel high-performance magnetic gear”. *IEEE Trans. Magn.* Vol. 37, No. 4 (2001): pp. 2844–2846.
8. Mężyk A., Tomas A. „Przekładnie magnetyczne – nowa jakość w transmisji momentu obrotowego”. *Przegląd Mechaniczny*. Nr 10 (2013): s. 40–44.
9. Tlali P.M., Wang R.-J., Gerber S. „Magnetic gear technologies: A review”. *International Conference on Electrical Machines (ICEM)*. 2014, pp. 544–549.
10. Kowol M., Kołodziej J., Łukaniszyn M. „Analiza pracy przekładni magnetycznej”. *Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne*. Nr 4 (2014): s. 125–130.
11. Pabiszczak S. „Sposób prowadzenia elementów tocznych w przekładniach spiroidalnych”. *Mechanik*. Nr 8–9 (2016): s. 1204–1205.
12. Olszewski J., Netter K., Staniek R., Myszkowski A., Gessner A., Bartkowiak T. „Przekładnia spiroidalna toczna”. Zgłoszenie patentowe P.411048. Poznań 2015.
13. Macyszyn Ł., Staniek R., Myszkowski A. „Przekładnia magnetyczna precesyjna”. Zgłoszenie patentowe P.414013. Poznań 2015.
14. Pabiszczak S. „Przekładnia toczna z łańcuchem”. Zgłoszenie patentowe P.416638. Poznań 2016.
15. www.detlevhofmann.de (dostęp: 07.12.2015 r.).
16. www.sankyo-seisakusho.co.jp (dostęp: 15.05.2016 r.).