



POLITECHNIKA POZNAŃSKA
WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ



Rozprawa doktorska

**Projektowanie, technologia i badania
tocznej przekładni mimośrodowej**

mgr inż. Stanisław Pabiszczak

Promotor:

prof. dr hab. inż. Roman Staniek

Promotor pomocniczy:

dr inż. Adam Myszkowski

Poznań 2021

SPIS TREŚCI

| | |
|--|------------|
| STRESZCZENIE | 5 |
| WPROWADZENIE | 7 |
| 1. ZJAWISKO TARCIA W PRZEKŁADNIACH MECHANICZNYCH RUCHU OBROTOWEGO ORAZ JEGO WPŁYW NA ICH WŁAŚCIWOŚCI EKSPLOATACYJNE I UŻYTKOWE..... | 8 |
| 2. PRZEGLĄD PRZEKŁADNI MECHANICZNYCH RUCHU OBROTOWEGO | 17 |
| 2.1. Przekładnie cięgnowe..... | 18 |
| 2.2. Przekładnie zębate | 24 |
| 2.3. Przekładnie cierne | 39 |
| 2.4. Przekładnie wyposażone w elementy toczone pośredniczące w przekazywaniu napędu..... | 42 |
| 2.5. Zestawienie porównawcze wybranych przekładni mechanicznych ruchu obrotowego dostępnych na rynku | 57 |
| 3. KONCEPCJA TOCZONEJ PRZEKŁADNI MIMOŚRODOWEJ ORAZ CEL I ZAKRES PRACY | 60 |
| 4. ANALIZA GEOMETRYCZNA I KINEMATYCZNA PRZEKŁADNI..... | 65 |
| 5. WYTRZYMAŁOŚĆ I SPRAWNOŚCI PRZEKŁADNI | 76 |
| 5.1 Analiza rozkładu obciążenia..... | 76 |
| 5.2 Naprężenia w miejscu styku zespołów mimośrodowych i kół krzywkowych..... | 85 |
| 5.3 Sprawność przekładni..... | 92 |
| 6. BADANIA SYMULACYJNE..... | 93 |
| 7. KONSTRUKCJA I TECHNOLOGIA PRZEKŁADNI..... | 98 |
| 7.1 Konstrukcja prototypu | 98 |
| 7.2 Technologia komponentów przekładni..... | 104 |
| 8. BADANIA EKSPERYMENTALNE PROTOTYPU PRZEKŁADNI..... | 120 |
| 8.1 Metoda i program badań..... | 120 |
| 8.2 Stanowisko badawcze | 121 |
| 8.3 Wpływ technologii kół krzywkowych na działanie przekładni | 122 |
| 8.4 Wpływ przełożenia na działanie przekładni | 126 |
| 8.5 Wpływ mimośrodów na działanie przekładni | 132 |
| 8.6 Wpływ materiału koła krzywkowego na działanie przekładni | 136 |
| 9. WNIOSKI..... | 139 |
| 9.1 Wnioski ogólne..... | 139 |
| 9.2 Wnioski szczegółowe | 140 |
| 9.3 Podsumowanie i kierunki dalszych badań | 141 |
| LITERATURA..... | 143 |

STRESZCZENIE

Rozprawa dotyczy zagadnień związanych z projektowaniem, technologią i badaniami nowatorskiej przekładni mechanicznej objętej ochroną patentową. W pierwszych rozdziałach pracy opisano zjawisko tarcia oraz dokonano szczegółowego przeglądu rozwiązań konstrukcyjnych przekładni mechanicznych, zwłaszcza wyposażonych w elementy toczne pośredniczące w przekazywaniu napędu. Następnie omówiono koncepcję tocznej przekładni mimośrodowej, stanowiącej przedmiot niniejszej rozprawy oraz określono cele i zakres prac badawczych. Przeprowadzono szczegółową analizę geometryczną i kinematyczną nowej przekładni, której rezultatem było określenie podstawowych parametrów i zależności matematycznych niezbędnych w procesie jej projektowania. Dokonano także analizy dynamicznej, w efekcie której wyznaczono rozkład obciążenia w przekładni i określono podstawowe warunki wytrzymałościowe. Opracowano model analityczny rozkładu naprężeń w miejscu styku elementów przenoszących napęd oraz przeprowadzono jego weryfikację poprzez badania symulacyjne. Na podstawie wymienionych analiz skonstruowano prototyp tocznej przekładni mimośrodowej umożliwiający zestawianie komponentów o różnych parametrach geometrycznych. Opracowano technologię części przekładni, które następnie wytworzono przy użyciu obrabiarek CNC. Dzięki przeprowadzeniu pomiarów przy użyciu skanera światła strukturalnego sprawdzono dokładność wymiarowo-kształtową komponentów przekładni i wprowadzono niezbędne modyfikacje w sposobie ich wytwarzania. Funkcjonalny prototyp poddano badaniom eksperymentalnym na specjalnie zbudowanym stanowisku. W rezultacie prac badawczych określono wpływ poszczególnych parametrów na równomierność przenoszenia napędu i sprawność przekładni.

SUMMARY

The dissertation concerns issues related to the design, technology and testing of the eccentric rolling transmission, which is a new, patented invention. The first chapters describe the phenomenon of friction and contain a detailed overview of the design of mechanical transmissions, especially those equipped with rolling elements transmitting torque. Then, a concept of the new transmission was discussed and the aim and scope of research were determined. A detailed geometric and kinematic analysis of the eccentric rolling transmission was performed. As a result, the basic parameters and mathematical equations necessary in the design were determined. A dynamic analysis was also performed to establish the load distribution and the basic strength conditions. An analytical model of the contact stresses between active elements of the transmission was developed and verified by FEM simulation. On the basis of the conducted analyzes, a prototype was constructed, enabling the compilation of components with different geometrical parameters. The technology of transmission parts was developed and then they were manufactured using CNC machine tools. Measurements using a 3D scanner allowed to verify the dimensional and shape accuracy of the transmission components and then to make the necessary technological modifications. A functional prototype was tested using a specially built stand. As a result, the influence of individual parameters on the correct drive transmission and efficiency was determined.

WPROWADZENIE

Nawet bardzo pobieżna analiza historii pozwala stwierdzić, że dynamiczny rozwój wielu cywilizacji związany był ściśle z postępem technicznym, którego „motorem napędowym” były przełomowe wynalazki. Na przestrzeni dziejów niezwykle ważną rolę odegrały wszelkiego rodzaju mechanizmy, wśród których na szczególną uwagę zasługują przekładnie mechaniczne. Źródła historyczne podają, że już w starożytnym Egipcie znano urządzenia przypominające dzisiejsze przekładnie walcowe i ślimakowe, które były z powodzeniem stosowane m.in. w machinach obłężniczych czy pompach służących do nawadniania plantacji [121]. O wysokim stopniu wiedzy i umiejętnościach technicznych starożytnych Greków świadczy urządzenie do obliczania pozycji ciał niebieskich, znane jako Mechanizm z Antykithiry [121]. Ten datowany na II w. p.n.e. niewielkich rozmiarów wynalazek był wyposażony w 37 kół zębatych wykonanych z brązu. Niewątpliwym wkładem w rozwój dziedziny przekładni mechanicznych miał Leonardo da Vinci [121], genialny twórca epoki renesansu. Kamieniem milowym w rozwoju napędów mechanicznych była rewolucja przemysłowa na przełomie XVIII i XIX w., związana z wynalezieniem maszyny parowej, a później silnika elektrycznego i spalinowego [105]. Postępująca wówczas mechanizacja spowodowała wzrost znaczenia skrzyń przekładniowych, stosowanych w napędach wielu maszyn i urządzeń. Intensywny rozwój przekładni mechanicznych był możliwy dzięki pracom badawczym Roberta Willisa i Franza Reuleaux’a, uznawanych za pionierów teorii maszyn, zwłaszcza teorii zazębienia [94, 105].

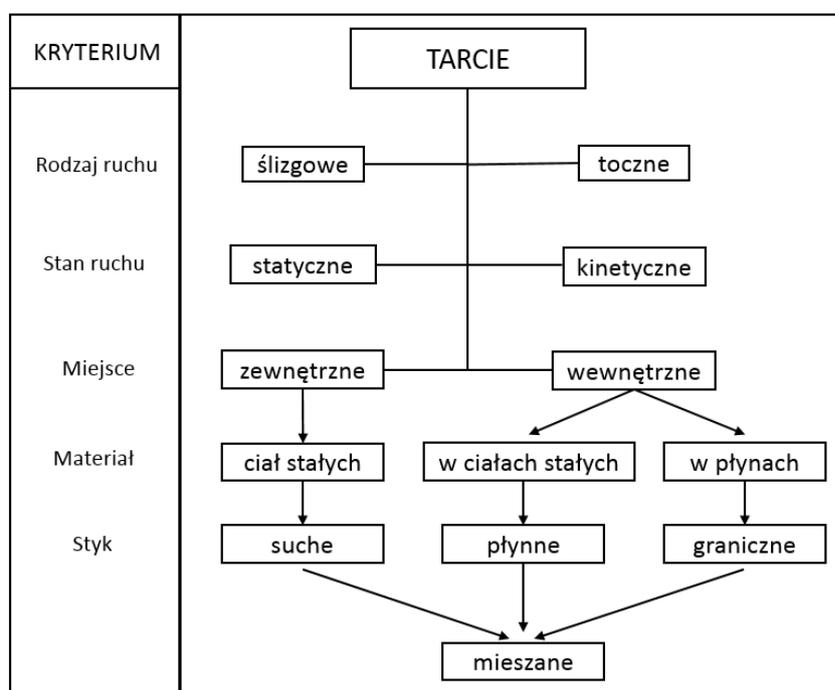
Obecnie dziedzina napędów maszyn i urządzeń podlega nieustannemu rozwojowi. Można zaobserwować pewne tendencje w konstrukcji przekładni mechanicznych zmierzające do poprawy właściwości eksploatacyjnych napędów. Wśród nich można wymienić dążenie do zapewnienia wysokiej trwałości i sprawności przekładni, minimalizację luzów oraz wymiarów i masy przekładni czy bezstopniową zmianę przełożenia. W trend ten wpisują się także liczne prace nad przekładniami wyposażonymi w elementy toczne pośredniczące w przekazywaniu napędu. Takie działanie przyczynia się do ograniczenia negatywnych skutków tarcia między współpracującymi powierzchniami czynnymi komponentów przekładni wskutek zastąpienia tarcia ślizgowego tarcem tocznym.

Tematyka niniejszej rozprawy wynika z doświadczeń autora zdobytych podczas realizacji pracy magisterskiej dotyczącej tocznej przekładni spiroidalnej [98, 112]. Prowadzone wówczas badania stały się inspiracją dla powstania tocznej przekładni mimośrodowej [99, 114], której konstrukcja, technologia i badania stanowią przedmiot niniejszej rozprawy. Realizacja prac badawczych była możliwa dzięki pozyskaniu funduszy w ramach projektów 02/22/DSMK/1405 „Budowa i badania doświadczalne prototypów innowacyjnych przekładni redukujących ruchu obrotowego” oraz 02/22/DSMK/1457 „Doskonalenie parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych prototypów innowacyjnych przekładni ruchu obrotowego, rozbudowa stanowiska badawczego i badania doświadczalne” (pod kierownictwem autora).

1. ZJAWISKO TARCIA W PRZEKŁADNIACH MECHANICZNYCH RUCHU OBROTOWEGO ORAZ JEGO WPŁYW NA ICH WŁAŚCIWOŚCI EKSPLOATACYJNE I UŻYTKOWE

Tarcie w kontekście technicznym można zdefiniować jako proces wzajemnego oddziaływania ciał w strefie styku ich powierzchni, przejawiający się oporem względnego przemieszczania ciał w kierunku stycznym do powierzchni styku [104], któremu towarzyszą straty energii, zużywanie się współpracujących powierzchni, a także drgania i efekty akustyczne [74]. Z tego względu tarcie można rozpatrywać zarówno jako proces pożądany, umożliwiający ruch (tzw. sprzężenie cierne [72]), jak również negatywny, wpływający na pogorszenie trwałości i właściwości eksploatacyjnych maszyn i urządzeń.

W zależności od przyjętego kryterium rozróżnia się wiele rodzajów tarcia (rys. 1.1).

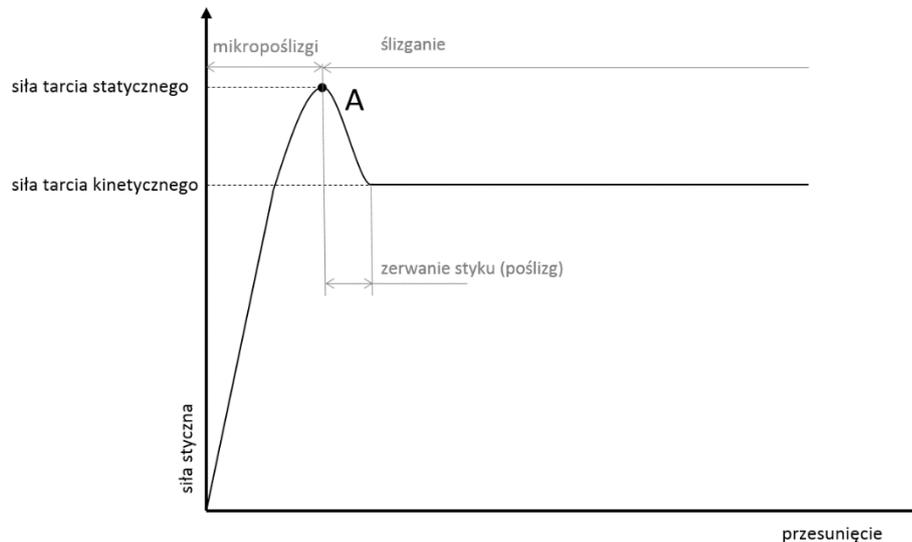


Rys. 1.1. Rodzaje tarcia – na podstawie [72]

Ze względu na miejsce występowania rozróżnia się tarcie wewnętrzne i zewnętrzne. Pod pojęciem tarcia wewnętrznego rozumie się opór powstający między elementami jednego ciała przy ich względnym przemieszczaniu [74]. W przypadku ciał stałych zależy ono od właściwości tłumiących materiałów, a w odniesieniu do płynów jest związane z ich lepkością. Występowanie tarcia wewnętrznego wynika z działania sił kohezji. Natomiast tarcie zewnętrzne występuje w obszarze styku fizycznego dwóch ciał.

Rozpatrując tarcie pod względem stanu ruchu stykających się ciał można wyróżnić tarcie statyczne i kinetyczne. Tarcie statyczne charakteryzuje stan przejściowy między spoczynkiem a ruchem ciał. Schemat przejścia ze spoczynku do ruchu względnego dwóch ciał został przedstawiony na rysunku 1.2. Przykładając do ciał siłę styczną w pierwszej kolejności występują mikropoślizgi na powierzchni styku, przechodzące stopniowo w sprężysto-elastyczne odkształcenia warstw wierzchnich stykających się powierzchni. Przekroczenie

wartości siły tarcia statycznego (punkt A na rys. 1.2) powoduje wprawienie ciał w ruch ślizgowy.



Rys. 1.2. Przejście ze stanu spoczynku do ruchu względnego dwóch ciał – na podstawie [72]

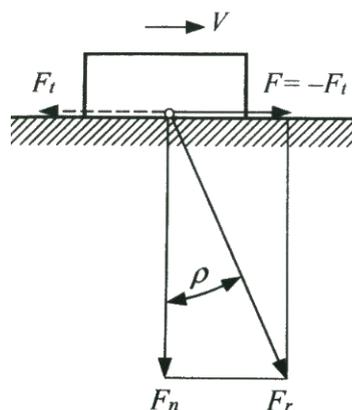
Natomiast na przemieszczające się ciało działa siła tarcia kinetycznego, której wartość jest mniejsza od wartości siły tarcia statycznego.

Ze względu na rodzaj ruchu tarcie dzieli się na ślizgowe i toczne. Pierwsze z nich wiąże się z oporem przesuwania się ciał względem siebie i występuje w ruchu postępowym, postępowo-zwrotnym, obrotowym i wahadłowym [72]. Na przestrzeni dziejów powstały różne teorie opisujące zjawisko tarcia ślizgowego pod względem mechanicznym, molekularnym i mechaniczno-molekularnym. „Klasyczne” (mechaniczne) prawa tarcia, opracowane przede wszystkim na podstawie tez i badań Amontonsa i Coulomba, opisują tarcie następująco [72]:

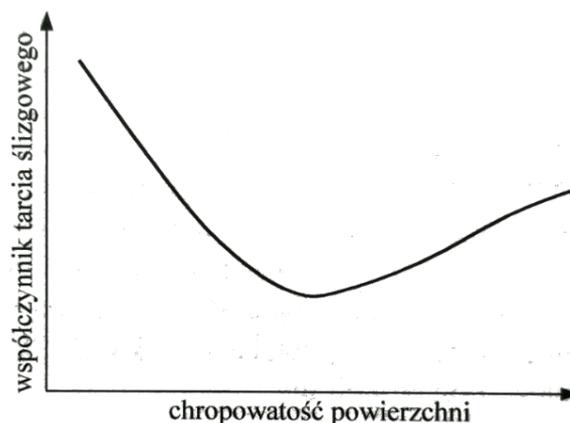
- siła tarcia jest proporcjonalna do siły normalnej;
- współczynnik tarcia nie zależy od nominalnej powierzchni styku;
- współczynnik tarcia statycznego jest większy od współczynnika tarcia kinetycznego;
- współczynnik tarcia nie zależy od prędkości poślizgu.

Schemat tarcia ślizgowego w ujęciu mechanicznym został przedstawiony na rysunku 1.3.

Wraz z rozwojem wiedzy w zakresie tribologii zweryfikowano przedstawione wyżej prawa tarcia, potwierdzając bądź negując ich słusność. Pierwsze prawo nie dotyczy ciał o dużej powierzchni styku, na którą działa siła normalna o dużej wartości. Prawo drugie jest słuszne tylko dla materiałów o określonej granicy plastyczności, trzecie prawo nie może być stosowane dla materiałów lepko-sprężystych, natomiast czwarte prawo tarcia jest prawdziwe jedynie w przypadku przemieszczania ciał metalowych z małymi prędkościami. Podstawą do zanegowania niektórych założeń teorii mechanicznych stały się badania eksperymentalne, w wyniku których zbadano wpływ chropowatości powierzchni stykających się ciał na wartość współczynnika tarcia ślizgowego. Zgodnie z rysunkiem 1.4 okazuje się, że wraz z poprawą (zmniejszeniem) chropowatości powierzchni maleje współczynnik tarcia, ale tylko do pewnej wartości chropowatości, po przekroczeniu której wartość współczynnika zaczyna rosnąć.



Rys. 1.3. Schemat tarcia ślizgowego [104]

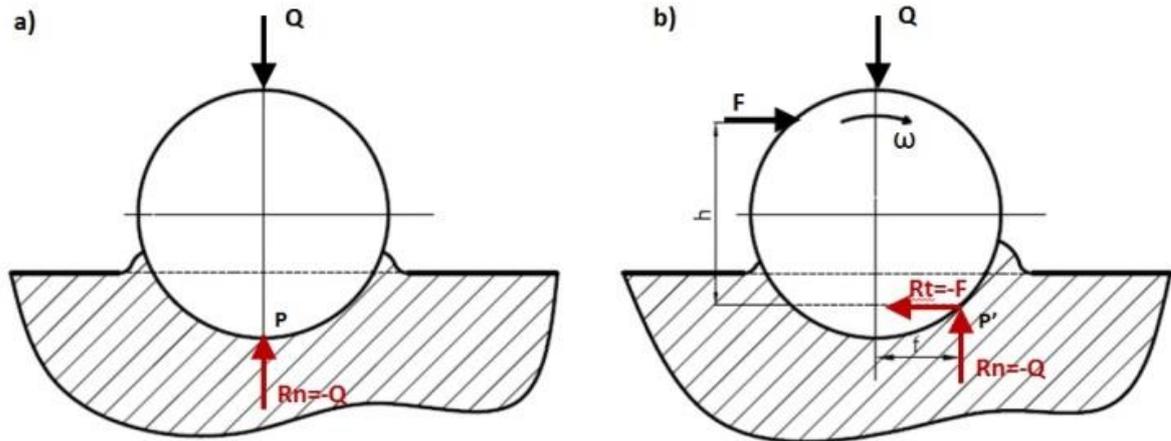


Rys. 1.4. Wartość współczynnika tarcia w funkcji chropowatości powierzchni [104]

Przyczynę tego zjawiska zaczęto upatrywać we wzajemnym oddziaływaniu pól atomów i cząstek trących się powierzchni (Tomlinson). Teoria ta, zaliczana do tzw. molekularnych, zakłada, że podczas wzajemnego ślizgu dwóch ciał w niektórych punktach elementarnych powierzchni styku może dochodzić do przyciągania lub odpychania atomów, co stanowi jedyną przyczynę oporów tarcia. Według innej teorii molekularnej (Deriagina) zjawiska związane z przyciąganiem międzycząsteczkowym prowadzą do zwiększenia siły normalnej [104]. Teorie molekularne znajdują zastosowanie przede wszystkim w przypadku opisywania zjawiska tarcia między powierzchniami bardzo gładkimi, a także w przypadku elastomerów i polimerów. Obecnie w tribologii dominują tzw. teorie mechaniczno-molekularne [104]. Jedną z nich jest teoria Kragielskiego, według której na elementarnych powierzchniach styku ciał działają siły powodujące powstawanie szperein adhezyjnych. Wprawienie ciał w ruch względny wymaga przyłożenia siły stycznej o wartości wystarczającej do ścięcia wiązań adhezyjnych. Ponadto Kragielski wykazał, że wartość współczynnika tarcia ślizgowego (suchego) zależy także od topografii współpracujących powierzchni. Aby zmniejszyć opory tarcia, należy zatem zmniejszyć składową adhezyjną siły tarcia (stosując np. smarowanie) lub składową mechaniczną (poprawiając właściwości geometryczne powierzchni).

Tarcie toczne występuje w przypadku toczenia się sztywnej bryły (w postaci kulki lub walca) po odkształcalnym podłożu, co oznacza, że miejsca styku powierzchni elementu tocznego i podłoża zmieniają się bez poślizgu [72]. Na rysunku 1.5. przedstawiono model teoretyczny przydatny do wyznaczania współczynnika tarcia tocznego.

Nieruchoma kulka, obciążona osiowo siłą Q (rys. 1.5a), zagłębia się w podłoże, powodując symetryczne, sprężyste odkształcenie materiału na powierzchni styku. Siła reakcji podłoża skupiona jest w punkcie P znajdującym się w osi działania obciążenia Q . Przyłożenie do powierzchni kulki siły stycznej F (rys. 1.5b) powoduje wprawienie jej w ruch toczny. Jest to skutek działania tarcia ślizgowego (spoczynkowego) na chwilowych powierzchniach styku elementów. Zostaje przy tym naruszona symetria styku powierzchni kulki i podłoża, a punkt działania sił reakcji przesuwają się w kierunku ruchu kulki na odległość f . Punkt P' , w którym skupione są składowe reakcji (normalna R_n i styczna R_t), stanowi chwilowy punkt obrotu kulki. Współczynnik tarcia tocznego można wyznaczyć stosując zasadę podobieństwa trójkątów według zależności:



Rys. 1.5. Schemat tarcia tocznego: a) odkształcenia sprężyste podłoża dla styku z obciążoną kulką; b) odkształcenia sprężyste podłoża przy toczeniu się kulki pod wpływem siły stycznej (opis w tekście) [86]

$$\mu_t = \frac{R_t}{R_n} = \frac{f}{h}, \quad (1.1)$$

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' .

Współczynnik tarcia tocznego jest wielokrotnie mniejszy niż współczynnik tarcia ślizgowego, a na jego wartość mają wpływ przede wszystkim właściwości sprężyste materiałów, z których wykonano współpracujące ze sobą elementy. Zależność jest następująca: im większy moduł sprężystości materiałów tym mniejsza wartość współczynnika μ , co wynika z faktu, że wartość przesunięcia f chwilowego punktu obrotu elementu tocznego maleje. Na opory tarcia podczas toczenia znacząco wpływa także histereza sprężysta materiałów, adhezja oraz mikroślizgi w obszarze styku elementów [72, 104].

Uwzględnienie zmienności współczynnika tarcia jest niezwykle ważne w przypadku analizy energetycznej przekładni mechanicznych. Na przestrzeni lat powstawały liczne modele zmiennego współczynnika tarcia zależnego od wielorakich czynników tribologicznych, jednak w praktyce najczęściej stosuje się te oparte na teoriach EHL (*elastohydrodynamic lubrication*) [92], w tym zwłaszcza model autorstwa Niemanna i Schlenka [20] oraz model autorstwa Xu [171]. Pierwszy z nich opisuje średni współczynnik tarcia w miejscu styku powierzchni bocznych zębów w walcowej przekładni zębatej pracującej w obecności środka smarnego i jest określony równaniem [21]:

$$\mu(\varphi) = 0,048 \cdot \left(\frac{F_N(\varphi)}{b \cdot \rho(\varphi) \cdot v_c} \right)^{0,2} \cdot \eta_{oil}^{-0,05} \cdot R_a^{0,25} \cdot \frac{1}{\left(\frac{F_N(\varphi)}{b} \right)^d}, \quad (1.2)$$

gdzie:

φ – położenie kątowe kół zębatach względem siebie,

F_N – siła normalna do powierzchni bocznej zębów w miejscu i styku [N],

b – szerokość kół zębatych [mm],

ρ – promień krzywizny zarysu zęba w miejscu styku [mm],

v_C – prędkość sumaryczna na okręgu podziałowym [m/s],

η_{oil} – lepkość dynamiczna środka smarnego [mPas],

R_a – średnia chropowatość powierzchni [μm],

d – współczynnik zależny od rodzaju środka smarnego.

W modelu opracowanym przez Xu średni współczynnik tarcia między zębami w walcowej przekładni zębatej wyraża równanie [21]:

$$\mu(\varphi) = e^{b_1 + b_4 \cdot |SR| \cdot P_h \cdot \log_{10}(\eta_{oil}) + b_5 \cdot e^{-|SR| \cdot P_h \cdot \log_{10}(\eta_{oil}) + b_9 \cdot e^{R_a}} \cdot P_h^{b_2} \cdot |SR|^{b_3} \cdot v_e^{b_6} \cdot \eta_{oil}^{b_7} \cdot \rho^{b_8}}, (1.3)$$

gdzie:

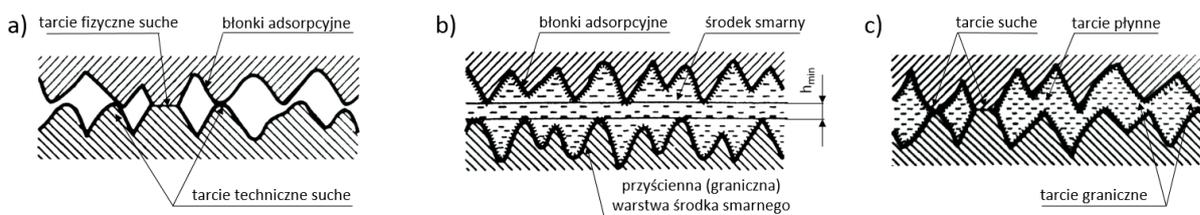
b_1 - b_9 – współczynniki empiryczne zależne od parametrów przekładni,

SR – współczynnik ślizgowo-toczny,

P_h – chwilowe naprężenia normalne w miejscu styku współprac. powierzchni [GPa],

v_e – prędkość rozbryzgu oleju (entraining velocity) [m/s].

Ze względu na rodzaj styku pomiędzy współpracującymi ciałami można wyróżnić tarcie suche, płynne, graniczne i mieszane (rys. 1.6). Pierwsze z nich (rys. 1.6a) występuje, gdy powierzchnie ciał stykają się bezpośrednio, tzn. bez obecności jakichkolwiek ciał obcych i płynów. Temu zjawisku, zwłaszcza w przypadku tarcia ślizgowego, towarzyszy znaczne wydzielanie ciepła, które nagrzewa warstwę wierzchnią współpracujących powierzchni, co może prowadzić do pogorszenia ich właściwości wytrzymałościowych. Warto zaznaczyć, że istnieją dodatkowo pojęcia tarcia fizycznie suchego, gdy trące powierzchnie są fizycznie i chemicznie czyste, a także tarcia technicznie suchego, występującego w przypadku braku smarowania.



Rys. 1.6. Rodzaje tarcia ze względu na rodzaj styku: a) tarcie suche, b) tarcie płynne, c) tarcie mieszane [na podstawie 72]

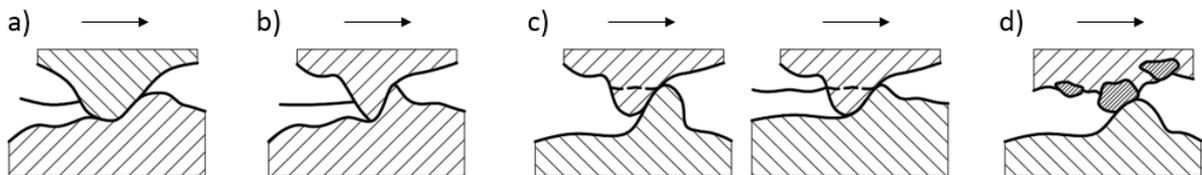
Jeżeli powierzchnie tarcia są całkowicie oddzielone warstwą smaru (cieczy lub gazu), wówczas zachodzi między nimi tarcie płynne (rys. 1.6b). Obecność smaru sprawia, że tarcie zewnętrzne elementów zostaje zastąpione tarcie wewnętrzne między warstwami czynnika smarującego [74]. Wartość siły tarcia płynnego jest wielokrotnie mniejsza niż w przypadku tarcia suchego i zależy od właściwości smaru (np. od lepkości), grubości warstwy smarującej oraz od prędkości względnej ciał. Zjawisko tarcia granicznego jest związane ze stosowaniem smarów zawierających substancje powierzchniowo czynne [74], które charakteryzują się zdolnością do tworzenia wyjątkowo odpornych i trwałych warstw smarujących na współpracujących powierzchniach. Tarcie mieszane (rys. 1.6c) występuje natomiast

w makroobszarze styku i stanowi wypadkową omówionych wcześniej rodzajów tarcia w mikroobszarach styku [74].

Procesy tarciove znacząco wpływają na trwałość części maszyn, stanowiąc jedną z głównych przyczyn ich zużycia. Do uszkodzeń mechanicznych i zużycia wskutek działania tarcia dochodzi najczęściej w węzłach kinematycznych maszyn (np. w węzłach łożyskowych), w prowadnicach, przekładniach oraz mechanizmach będących w ruchu. Skutkami działania tarcia są [74]:

- ubytek materiału z powierzchni tarcia,
- zmiana właściwości warstwy wierzchniej,
- pogorszenie jakości tarcia poprzez zwiększenie chropowatości oraz powstawanie rys, pęknięć oraz jam na powierzchniach tarcia.

Zużywanie ściernie jest zatem procesem, w którym dochodzi do niszczenia warstwy wierzchniej w wyniku działania elementarnych procesów ścierania (rys. 1.7), do których należą mikroskrawanie, mikrobruzdowanie, mikrorysowanie, ścinanie nierówności oraz odrywanie twardego składnika strukturalnego [104].

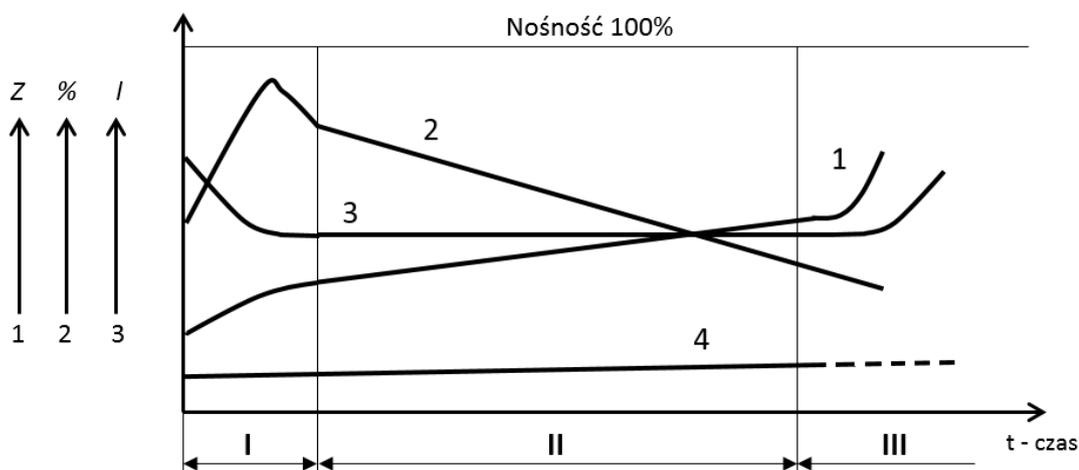


Rys. 1.7. Elementarne zjawiska powodujące zużywanie ściernie: a) mikroskrawanie, b) mikrorysowanie, c) ścinanie nierówności, d) odrywanie (wykruszanie) twardego składnika strukturalnego [na podstawie 85]

Mikroskrawanie (rys. 1.7a) polega na wykrawaniu w materiale mikroobjętości wskutek skrawającego działania elementu ściernego [104]. Większa twardość elementu ściernego (w stosunku do twardości materiału ścieranego) oraz jego sztywne zamocowanie i ostrokątna geometria szczególnie sprzyjają temu procesowi. Mikrobruzdowanie wiąże się z zagłębianiem się elementu ściernego w materiał i plastycznym wyciskaniem w nim bruzd. Mikrorysowanie (rys. 1.7b) różni się od mikroskrawania tym, że przesuwany element ścierny tworzy w materiale rysy w wyniku wykrawania oraz odsuwania materiału na boki (stanowi niejako połączenie mikroskrawania i mikrobruzdowania). Ścinanie nierówności (rys. 1.7c) ma miejsce w przypadku jej zahaczenia z twardszą nierównością. Do tego procesu dochodzi w sytuacji, gdy wartość siły koniecznej do ścięcia występującej nierówności w przekroju zahaczenia jest mniejsza od oporu odkształcenia (zgięcia) bardziej miękkiej z nierówności [104]. Odrywanie twardego składnika strukturalnego (rys. 1.7d) występuje wskutek zahaczenia nierówności powierzchni o twardego składnika strukturalnego materiału, co powoduje jego wyrwanie z osnowy. Opisanymi powyżej procesami mogą także przyczynić się do intensyfikacji innych rodzajów zużycia, jak np. zużywanie adhezyjne [104].

Przebieg zużycia ściernego współpracujących części został przedstawiony na rysunku 1.8. W przypadku pary pracującej w warunkach tarcia ślizgowego można wyróżnić okres docierania, okres pracy normalnej oraz okres zużycia katastroficznego. W pierwszym z nich następuje niejako dopasowywanie się części do siebie, co prowadzi stopniowo do stabilizacji intensywności zużycia oraz wzrostu nośności powierzchni. Okres pracy normalnej

charakteryzuje się powolnym wzrostem zużycia współpracujących części z jednoczesnym pogorszeniem nośności powierzchni. W momencie, gdy intensywność zużywania zaczyna gwałtownie rosnać, dochodzi do zużywania katastroficznego.



Rys. 1.8. Przebieg zużywania wskutek tarcia współpracujących części: 1 – zużycie, 2 – nośność powierzchni, 3 – intensywność zużywania, 4 – zużycie przy tarcniu tocznym; I – okres docierania, II – okres normalnej pracy, III – okres zużywania katastroficznego; Z – zużycie, I – intensywność zużywania [74]

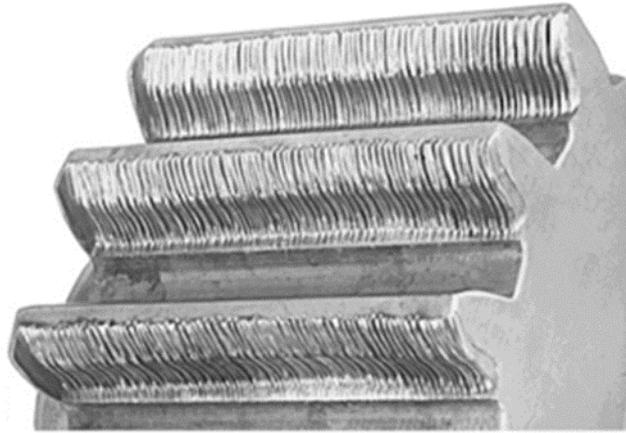
Długość poszczególnych okresów i intensywność zużywania współpracujących części maszyn zależy od czynników [74]:

- konstrukcyjnych (np. obciążenie, dobór materiałów, kształt powierzchni, smarowanie),
- technologicznych (np. chropowatość powierzchni, rodzaj obróbki cieplnej, jakość montażu),
- eksploatacyjnych (np. prawidłowego obsługiwanie i konserwowania).

Warto podkreślić, że znaczący wpływ na trwałość elementów maszyn ma rodzaj tarcia między współpracującymi powierzchniami. Analizując wykres (rys. 1.8) można zauważyć, że para pracująca w warunkach tarcia tocznego zużywa się mniej oraz z mniejszą intensywnością w porównaniu do pary ślizgowej. Dlatego też, w przypadku elementów maszyn pracujących w warunkach tarcia ślizgowego, należy dążyć do jego minimalizacji bądź zastąpienia go tarciem tocznym.

Procesy tarciove mają szczególny wpływ na funkcjonowanie i eksploataowanie przekładni mechanicznych, przede wszystkim z uwagi na kinematyczny i dynamiczny charakter współpracy elementów przenoszących napęd. W układach napędowych maszyn i urządzeń zjawisko tarcia jest niekiedy pożądane, chociażby w przypadku przekładni cięgnowych, a także ciernych, w których przenoszenie napędu z jednego wału na drugi odbywa się dzięki sile tarcia między dociskaną do siebie parą kół ciernych [122]. Jednak niepodważalny jest fakt, że procesy tribologiczne o charakterze tarciowym stanowią główną przyczynę uszkodzeń eksploatacyjnych elementów przekładni mechanicznych [100], a także przyczyniają się do spadku ich sprawności wskutek strat energetycznych [122]. Efekty zużycia ściernego koła zębatego walcowego pokazano na rysunku 1.9. Negatywny wpływ zjawiska tarcia na właściwości eksploatacyjne przekładni mechanicznych zostanie omówiony na przykładzie pary

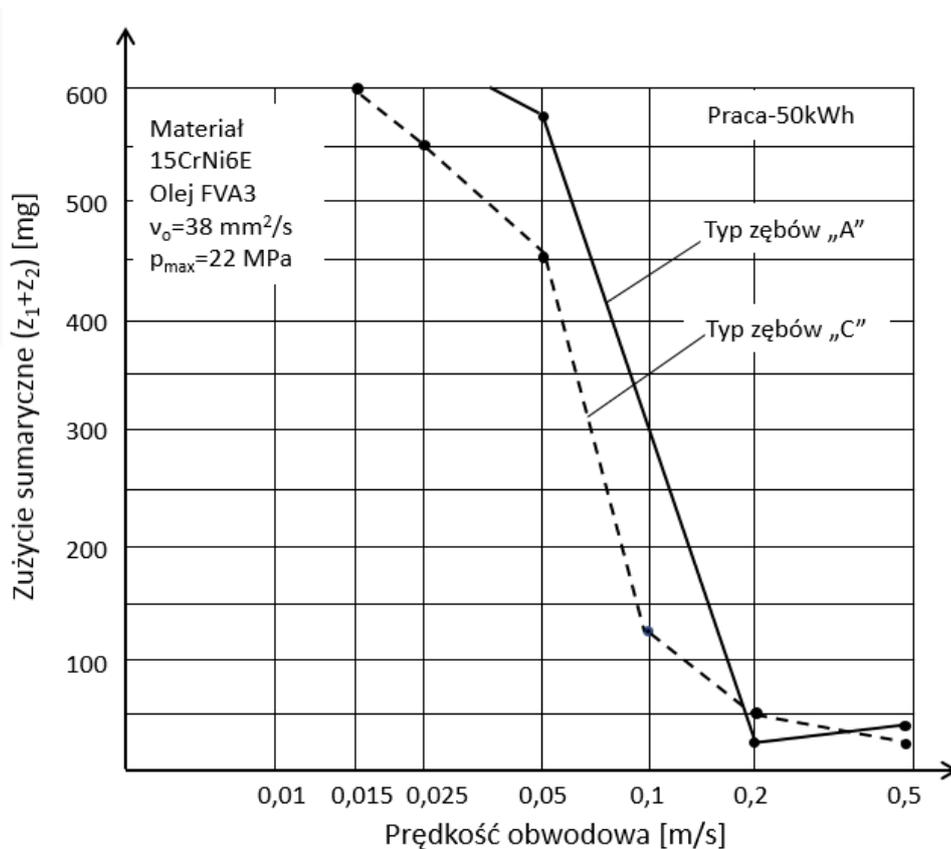
kół zębatych walcowych. W przypadku kół zębatych o ewolwentowym zarysie zębów występuje specyficzny rodzaj ruchu między powierzchniami bocznymi współpracujących zębów – toczenie ze ślizganiem [100].



Rys. 1.9. Zużycie ściernie powierzchni bocznych zębów koła zębatego walcowego [1]

Analizując kinematykę zazębienia można zauważyć, że w zależności od położenia kąтового kół zębatych względem osi wałów przekładni występuje zmienny rozkład kierunków i wartości prędkości charakterystycznych, co znacząco wpływa na rodzaje zjawisk tribologicznych w obrębie styku powierzchni bocznych zębów. Stopień zużycia powierzchni bocznej zębów jest największy w miejscu występowania największych prędkości ślizgania, natomiast najmniejszy – w biegunie zazębienia, w którym występuje czyste toczenie. Zużycie ściernie kół zębatych przyczynia się do zmiany zarysów zębów, a w konsekwencji do zwiększenia luzu wierzchołkowego i międzyzębnego, co przekłada się na zwiększenie obciążeń dynamicznych przekładni [100]. Elementami ściernymi są wszelkiego rodzaju materialne zanieczyszczenia, które znalazły się wewnątrz przekładni jako efekt błędnego uszczelnienia bądź niezachowania należytej czystości montażu, a także produkty zużycia części przekładni. Żeby nastąpiło zużycie ściernie konieczne jest, aby twardość ziaren ścierniwa była większa od twardości warstwy wierzchniej kół zębatych.

Na mechanizm i przebieg zużycia przekładni wpływa wiele czynników eksploatacyjnych. Jednym z nich jest prędkość obrotowa, z jaką pracuje przekładnia (rys. 1.10). Od jej wartości zależy wielkość obciążeń dynamicznych, grubość filmu olejowego, a także poślizgi, stanowiące główną przyczynę wydzielania się ciepła. Przyjmuje się, że wraz ze wzrostem prędkości obwodowej kół przekładni zmienia się charakter ich zużywania, począwszy od bezściernego (normalnego), przez zmęczeniowe, po zacieranie. Graniczna prędkość, przy której wśród procesów tribologicznych dominuje zużycie cienne, wynosi 0,5 m/s [100].



Rys. 1.10. Zużycie ściernie kół zębatach o dwóch typach uzębienia w funkcji prędkości obwodowej [100]

Minimalizacja negatywnych skutków tarcia między współpracującymi elementami przekładni zębatach jest możliwa m. in. poprzez stosowanie odpowiedniego smarowania czy modyfikacje warstwy wierzchniej zębów (w celu zwiększenia twardości) na drodze obróbki cieplnej, ciepłno-chemicznej lub przez nanoszenie powłok. Istotne jest także zapewnienie odpowiedniej chropowatości współpracujących powierzchni, czystości montażu i właściwej eksploatacji. Wydaje się jednak, że kluczowym działaniem zmierzającym do zapewnienia wysokiej trwałości i sprawności przekładni mechanicznych jest eliminacja tarcia ślizgowego między współpracującymi powierzchniami. Staje się to możliwe poprzez aplikację elementów tocznych pośredniczących w przekazywaniu napędu. W literaturze [np. 2.9, 2.10] można znaleźć wyniki badań eksperymentalnych wskazujące pozytywne skutki występowania tarcia tocznego w przekładniach mechanicznych. Istnieje wiele rozwiązań konstrukcyjnych przekładni z elementami tocznymi, które zostaną szczegółowo omówione w dalszej części pracy.

2. PRZEGLĄD PRZEKŁADNI MECHANICZNYCH RUCHU OBROTOWEGO

W literaturze [24, 105, 125] przekładnia jest definiowana jako mechanizm przenoszący ruch obrotowy z wału czynnego (napędzającego) na wał bierny (napędzany) z jednoczesną zmianą prędkości lub momentu obrotowego. Należy podkreślić, że powyższa definicja zakłada występowanie w przekładni ruchu obrotowego, dlatego autor w dalszej części pracy będzie używał pojęcia przekładni właśnie w takim znaczeniu.

Do podstawowych funkcji przekładni mechanicznych zalicza się [136]:

- przenoszenie energii mechanicznej z silnika do odbiornika (maszyny),
- zmianę kierunku przepływu mocy w układzie napędowym,
- sumowanie strumieni mocy,
- podział strumienia mocy,
- zmianę prędkości obrotowej,
- zmianę momentu obrotowego.

Ze względu na sposób przekazywania napędu rozróżnia się przekładnie [125]:

- mechaniczne,
- elektryczne,
- hydrauliczne,
- pneumatyczne.

Przekładnia mechaniczna to taka, której wszystkie elementy są ciałami stałymi, sztywnymi lub podatnymi [24]. Ze względu na swoją budowę przekładnie mechaniczne zasadniczo dzielą się na [105]:

- cięgnowe,
- zębate,
- cierne.

Można także dokonać podziału przekładni mechanicznych ze względu na stałość przełożenia. Wyróżnia się przekładnie o:

- stałym przełożeniu,
- zmiennym przełożeniu (skokowo lub ciągle).

Dodatkowo przekładnie mechaniczne mogą być [125]:

- przymusowe – w których przełożenie nie zależy od obciążenia,
- podatne – o przełożeniu zmieniającym się wraz z obciążeniem.

Ze względu na rodzaj powiązania współpracujących powierzchni elementów przekładni rozróżnia się przekładnie o sprzężeniu [136]:

- kształtowym – gdzie napęd przenoszony jest w wyniku zazębiania się powierzchni czynnych elementów przekładni,
- ciernym – gdzie napęd przenoszony jest przez siły tarcia,
- cierno – kształtowym.

Zadaniem przekładni mechanicznych jest m.in. zmiana wartości prędkości obrotowej, stąd wyróżnia się:

- przekładnie redukujące – zmniejszające prędkość obrotową,
- przekładnie multiplikujące – zwiększające prędkość obrotową.

W ramach każdej z powyższych kategorii istnieją szczegółowe kryteria podziału przekładni mechanicznych, które zostaną przedstawione w dalszej części pracy.

Niniejszy przegląd stanu wiedzy obejmuje klasyfikację przekładni mechanicznych oraz podstawowe informacje dotyczące ich budowy i zastosowania. Ponadto sporządzono zestawienie porównawcze parametrów użytkowych przekładni, takich jak przenoszona moc, sprawność czy przełożenie. Szczególną uwagę poświęcono przekładniom wyposażonym w elementy toczne pośredniczące w przekazywaniu momentu obrotowego.

2.1. Przekładnie cięgnowe

Przekładnie cięgnowe składają się z kół czynnych (napędzających) i kół biernych (napędzanych) połączonych cięgnem opasującym koła, przy czym rozróżnia się cięgno czynne (napędzające) oraz bierne (pędzone).

Ze względu na postać geometryczną cięgna przekładnie cięgnowe dzielą się na:

- pasowe,
- łańcuchowe,
- linowe.

Istotnym kryterium podziału jest także sposób przekazywania ruchu między kołami a cięgnem [23]. Z tego względu rozróżnia się przekładnie o sprzężeniu:

- ciernym (cięgno gładkie) – np. pasowe z pasem klinowym,
- kształtowym (cięgno kształtowe) – np. łańcuchowe, pasowe z pasem zębatym.

Cechą charakterystyczną wszystkich przekładni cięgnowych jest możliwość wielokątowego przeniesienia momentu obrotowego, co wynika z faktu, że cięgna są elementami wiotkimi. Szczegółowy podział przekładni cięgnowych ze względu na wybrane cechy konstrukcyjne i użytkowe przedstawiono na rysunku 2.1.

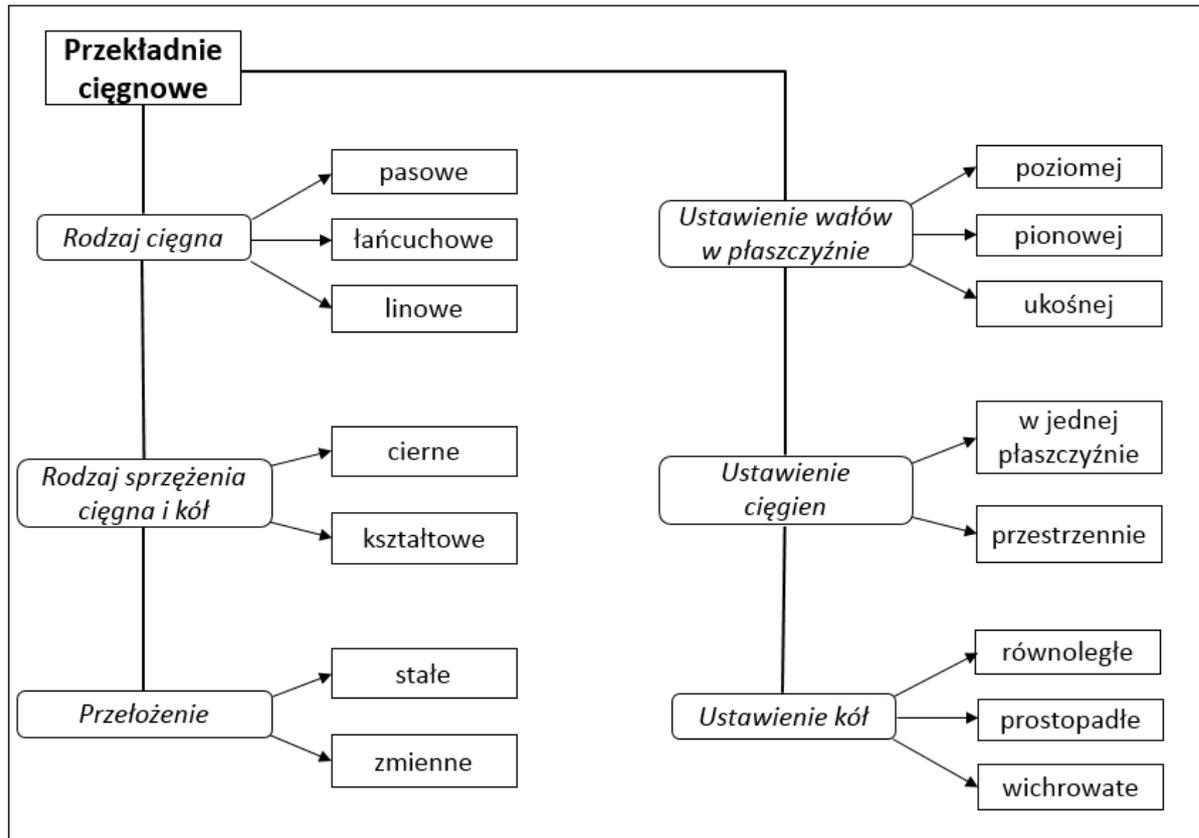
Przekładnie pasowe

Przekładnią pasową nazywamy układ, który przenosi energię mechaniczną ruchu obrotowego za pośrednictwem kół pasowych i opasującego je cięgna w postaci pasa [123]. Ze względu na rodzaj pasa przekładnie te zasadniczo dzielą się na przekładnie z:

- pasem płaskim,
- pasem okrągłym,
- pasem klinowym,
- pasem zespolonym,
- pasem zębatym (synchronicznym).

Wśród ofert producentów pasów napędowych można znaleźć także rozwiązania specjalistyczne jak pasy dwustronne, wariatorowe czy segmentowe.

Przenoszenie napędu między kołami pasowymi a cięgnem odbywa się wskutek sprzężenia ciernego – z wyjątkiem przekładni pasowych synchronicznych, w których występuje sprzężenie kształtowe.



Rys. 2.1. Klasyfikacja przekładni cięgnowych według różnych kryteriów konstrukcyjnych [na podstawie 23]

Przełożenie kinematyczne przekładni pasowych stanowi iloraz prędkości obrotowych koła biernego i koła czynnego. W przekładniach o sprzężeniu ciernym przełożenie kinematyczne jest zmienne wskutek występowania poślizgu sprężystego cięgna po kołach, natomiast w przypadku przekładni o sprzężeniu kształtowym przyjmuje się, że przełożenie kinematyczne ma stałą wartość. Przełożenie geometryczne przekładni pasowych określa się jako iloraz średnicy koła biernego i średnicy koła czynnego. Dla przekładni pasowych synchronicznych przełożenie geometryczne definiowane jest także jako iloraz liczby zębów kół pasowych.

Wśród zalet przekładni pasowych można wyróżnić [122-124]:

- prostą budowę,
- mały koszt,
- możliwość przenoszenia napędu na znaczne odległości,
- małą wrażliwość na błędy położenia osi wałów przekładni,
- płynność ruchu,
- cichobieżność,
- zdolność do tłumienia drgań,
- możliwość pracy bez smarowania (wymagane jedynie smarowanie węzłów łożyskowych wałów).

Do wad tego typu przekładni zalicza się: [122-124]:

- znaczne wymiary gabarytowe,
- małe przełożenia,

- mała trwałość pasa,
- możliwa konieczność stosowania napinacza pasa,
- duże obciążenia wałów przekładni (ze względu na napięcie pasa),
- brak stałości przełożenia kinematycznego, spowodowany poślizgiem pasa (z wyjątkiem przekładni synchronicznych),
- małą odporność na wysoką temperaturę oraz obecność zanieczyszczeń,
- sprawność mniejszą niż w przypadku przekładni zębatych czy łańcuchowych.

Ze względu na liczne zalety przekładnie pasowe są powszechnie stosowane w budowie maszyn. Przekładnie z pasem klinowym zębatym znajdują zastosowanie np. w branży motoryzacyjnej – jako pasy rozrządu. Z kolei przekładnie synchroniczne występują m.in. w napędach maszyn technologicznych, stanowiąc mechanizm przenoszący napęd z silnika na elementy wykonawcze bądź inne przekładni (np. śrubę toczną), jednocześnie zabezpieczając układ napędowy przed przeciążeniem i tłumiąc drgania.

Przekładnie łańcuchowe

Przekładnia łańcuchowa składa się z przynajmniej dwóch kół uzębionych opasanych cięgnem w postaci łańcucha i stanowi niejako połączenie przekładni pasowych z przekładniami zębatymi.

Ze względu na zastosowanie rozróżnia się następujące rodzaje łańcuchów [124]:

- napędowe (służące do przenoszenia napędu),
- obciążeniowe (stosowane np. w urządzeniach podnośnikowych),
- przenośnikowe.

Podstawowym kryterium podziału przekładni łańcuchowych jest typ budowy pasa napędowego. W technice stosuje się łańcuchy [23, 123, 124]:

- pierścieniowe,
- drabinkowe,
- zębate,
- kształtowe.

Przenoszenie napędu między kołami łańcuchowymi a cięgnem odbywa się wskutek sprzężenia kształtowego. Osiadanie łańcucha na zębach skutkuje powstaniem tzw. efektu wieloboku, który stanowi główną przyczynę występowania nierównomierności biegu łańcucha. Z tego względu w przekładniach łańcuchowych wartości kinematycznych przełożeń chwilowych są różne, natomiast przełożenie średnie jest w przybliżeniu stałe. Wartość przełożenia określa się jak w przypadku przekładni pasowej.

Duży wpływ na poprawność działania przekładni łańcuchowej ma położenie płaszczyzny osi kół łańcuchowych. Odpowiednie rozmieszczenie kół umożliwia m.in. zapewnienie swobodnego zwisu cięgna, co ułatwia wyjście łańcucha z zazębienia. Błędne zorientowanie kół łańcuchowych przekładni w przestrzeni może prowadzić do zerwania łańcucha lub wyłamania zębów kół. W odróżnieniu od przekładni pasowych przekładnie łańcuchowe nie wymagają dużego napięcia wstępnego cięgna – w praktyce wystarcza zapewnienie zwisu biernej części cięgna o wartości 1-2% odległości między kołami przekładni [23]. W celu zabezpieczenia

przekładni przed drganiami i zmniejszenia nierównomierności ruchu stosuje się różnego rodzaju rolki napinające oraz ślizgacze.

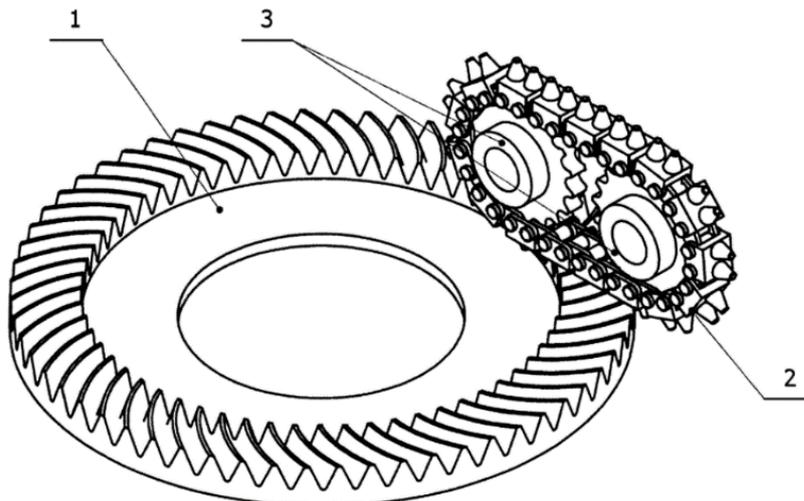
Do zalet przekładni łańcuchowych zalicza się [23, 122-124]:

- dużą sprawność (większą niż przekładni pasowych),
- stałe średnie przełożenie (brak poślizgu ciągna),
- mniejsze obciążenie wałów przekładni ze względu na brak konieczności napinania ciągna,
- częściowe łagodzenie gwałtownych szarpnięć i drgań układu napędowego,
- możliwość przenoszenia napędu na duże odległości,
- dużą odporność na działanie czynników zewnętrznych (np. zanieczyszczeń).

Przekładnie łańcuchowe posiadają także szereg wad, takich jak:

- znaczne wymiary gabarytowe,
- małe przełożenia (mniejsze niż w przypadku przekładni pasowych),
- nierównomierność ruchu (wynikająca z efektu równoległoboku),
- mała wartość dopuszczalnej prędkości liniowej,
- wymagają smarowania,
- wrażliwość na nierównoległość osi kół łańcuchowych,
- ograniczone możliwości ustawienia płaszczyzny osi kół łańcuchowych,
- nie stanowią zabezpieczenia przed przeciążeniem (w odróżnieniu od przekładni pasowych).

Przekładnie łańcuchowe są powszechnie stosowane w wielu dziedzinach techniki. Można je znaleźć chociażby w rowerach, silnikach spalinowych (rozrząd), wózkach widłowych czy elementach linii produkcyjnych (transportery).



Rys. 2.2. Przekładnia toczna z łańcuchem [112]

Istnieją także rozwiązania hybrydowe stanowiące połączenie przekładni łańcuchowych z innymi rodzajami przekładni mechanicznych. Do tej grupy zalicza się przekładnię toczną z łańcuchem (rys. 2.2) [112] składającą się z łańcucha (2) osadzonego na kołach łańcuchowych (3), w którego ogniwach zamontowane są elementy toczne przenoszące napęd na koło płaskie (1) o ewolwentowej linii zębów. Kształt elementów tocznych jest dostosowany do zarysu uzębienia czołowego.

Przekładnie linowe

Przekładnie linowe, według niektórych źródeł literaturowych, stanowią osobną grupę przekładni ciągnowych [np. 125], natomiast według innych [np. 23] zaliczane są do przekładni pasowych specjalnych. Przeznaczone są przede wszystkim do przenoszenia dużych obciążeń (naprężenia rozciągające w linie powyżej 1000 MPa [124]) przy prędkościach obrotowych do 5 m/s [23]. Swoją budową przypominają przekładnie pasowe (zwłaszcza te z pasem okrągłym) i znajdują zastosowanie m. in. we wszelkiego rodzaju wciągarkach, urządzeniach suwnicowych czy chociażby do napędu kolejek linowych. Jako cięgna stosowane są najczęściej liny wielosplotowe z tworzyw sztucznych lub stalowe. Mimo że konstrukcje przekładni linowych są w większości przypadków zbliżone do przekładni pasowych, w technice znane są oryginalne konstrukcje chronione patentami, np. [65].

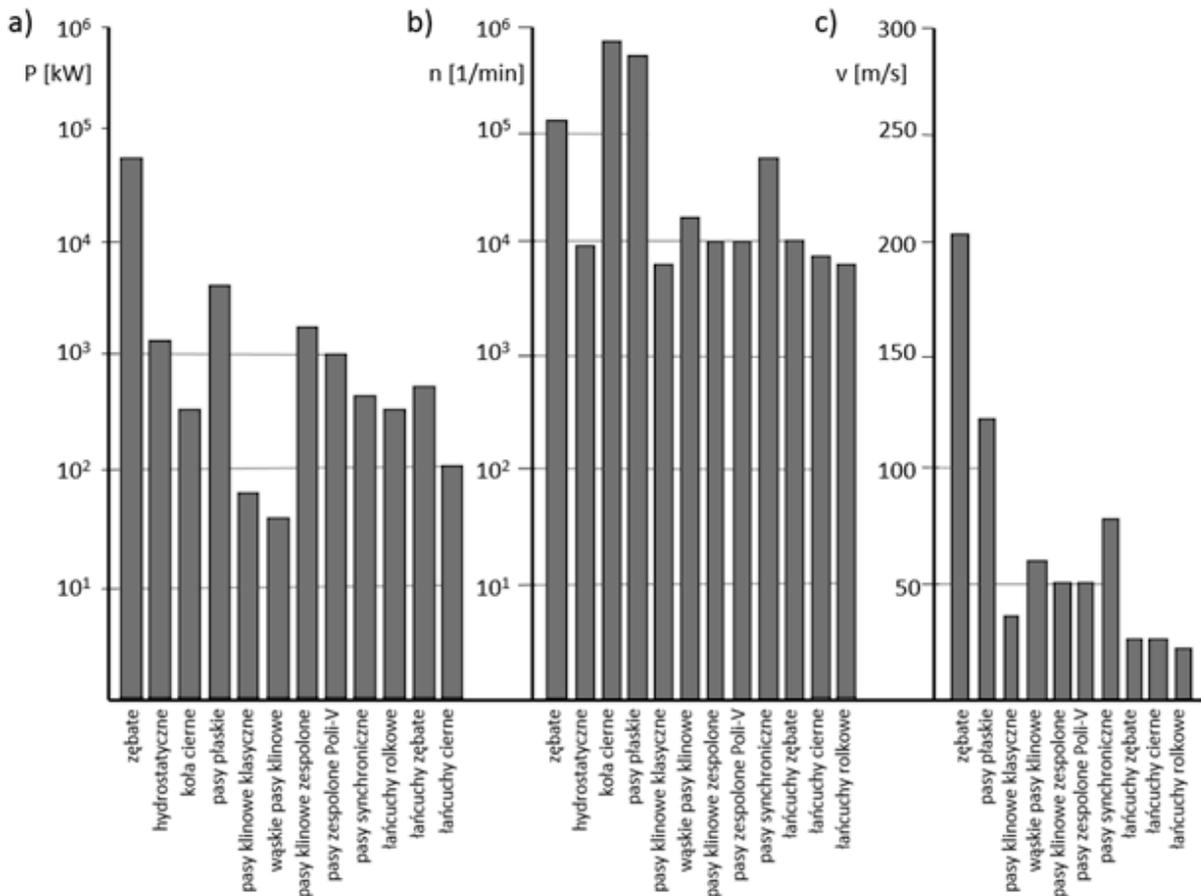
Zestawienie porównawcze przekładni ciągnowych

Na podstawie badań literaturowych sporządzono zestawienia porównawcze wybranych rodzajów przekładni ciągnowych ze względu na dopuszczalne przełożenie, sprawność, współczynnik masy do mocy i objętości w stosunku do uzyskiwanej mocy (tab. 2.1), a także osiągalne wartości mocy, prędkości obrotowej i liniowej (rys. 2.3). Uwzględniono również nierównomierność przenoszenia momentu obrotowego (rys. 2.4).

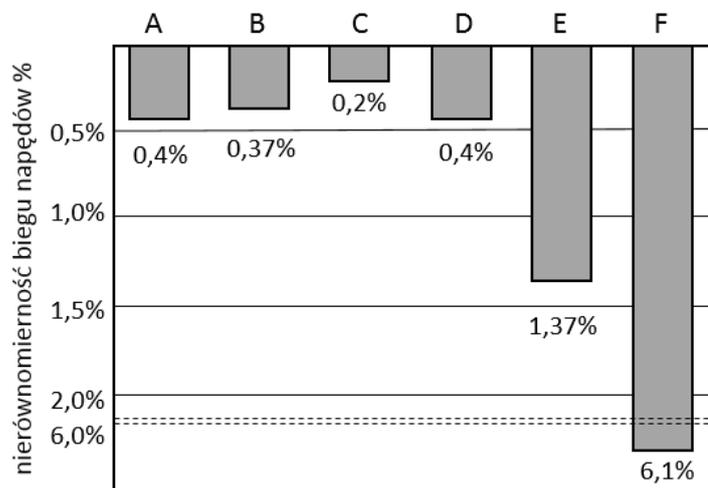
Analizując dane zwarte w tabeli i na wykresach można zauważyć, że przekładnie pasowe charakteryzują się większym przełożeniem, większą równomiernością ruchu i możliwością uzyskiwania większych prędkości liniowych w porównaniu do przekładni łańcuchowych. Wśród przekładni pasowych na szczególną uwagę zasługują przekładnie z pasem zespolonym oraz zębatym, które mają najmniejszy współczynnik objętości (masy) do mocy, dzięki czemu znajdują zastosowanie tam, gdzie występują restrykcyjne ograniczenia w zakresie dostępnej przestrzeni. Ponadto takie przekładnie mogą przenosić stosunkowo duże obciążenia oraz pracować z dużymi prędkościami obrotowymi. Natomiast przewagą przekładni łańcuchowych nad pasowymi jest możliwość uzyskania dużej mocy przy małej objętości.

Tab. 2.1. Zestawienie porównawcze wybranych przekładni ciągnowych – na podstawie [15, 23]

| Rodzaj przekładni | Zalecane przełożenie | Maksymalne przełożenie | Maksymalna sprawność [%] | Współczynnik masy do mocy [kg/kW] | Współczynnik objętości do mocy [dm ³ /kW] |
|---------------------------|----------------------|------------------------|--------------------------|-----------------------------------|--|
| Pasowa z pasem płaskim | 1 - 6 | 10 - 20 | 98 | 4,5 – 1,6 | 4,0 – 0,8 |
| Pasowa z pasem klinowym | 1 - 8 | 7 - 15 | 80 - 96 | 4,0 – 1,0 | 3,0 – 0,4 |
| Pasowa z pasem zespolonym | 1 - 15 | 35 | 86 - 98 | 2,8 – 0,3 | 1,9 – 0,2 |
| Pasowa z pasem zębatym | 1 - 8 | 9 - 12 | 98 - 99 | 3,1 – 0,2 | 2,2 – 0,3 |
| Łańcuchowa | 1 - 6 | 10 | 98 | b. d. | 0,4 – 0,2 |



Rys. 2.3. Zestawienie porównawcze wybranych rodzajów przekładni cięgowych ze względu na osiągalne wartości: a) mocy, b) prędkości obrotowej, c) prędkości liniowej [na podstawie 23]

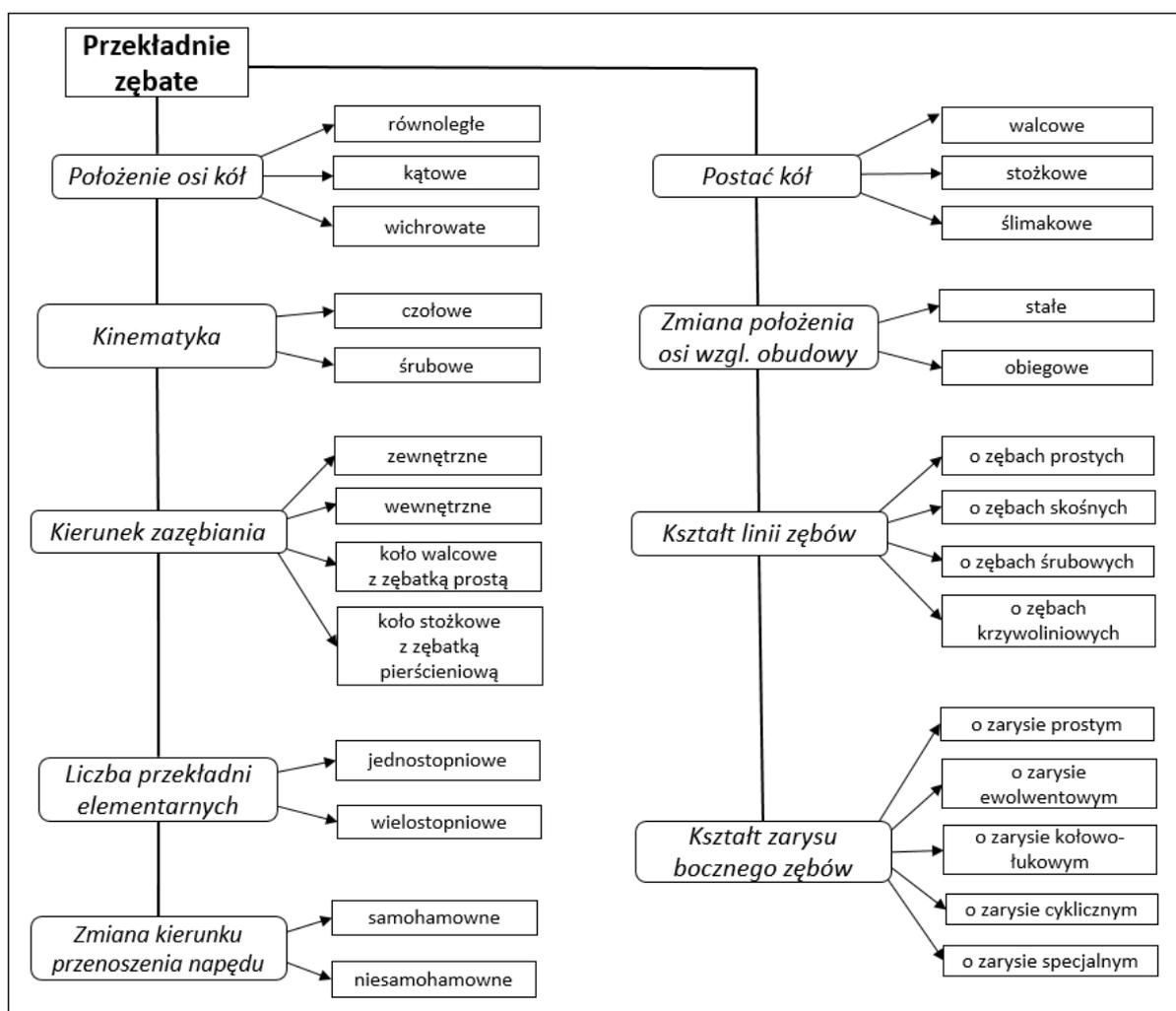


Rys. 2.4. Nierównomierność przeniesienia momentu w przekładniach cięgowych: A – z pasem klinowym, B – z pasem zespolonym, C – z pasem płaskim, D – z łańcuchem rolkowym dla koła łańcuchowego z = 36, E – z łańcuchem rolkowym dla koła łańcuchowego z = 19, F – z łańcuchem rolkowym dla koła łańcuchowego z = 9 [na podstawie 23]

2.2. Przekładnie zębate

Elementarna przekładnia zębata jest definiowana jako rodzaj przekładni mechanicznej stanowiącej mechanizm trójogniowy, w którym dwa ruchome ogniwa są kołami zębatymi i tworzą z nieruchomym ogniwem obrotową lub postępową parę kinematyczną [122]. W praktyce przekładnie zębate są najczęściej kombinacją kilku przekładni elementarnych. Warto podkreślić, że w przekładniach zębatych napęd między współpracującymi kołami jest przenoszony poprzez ich sprzężenie kształtowe [124].

Istnieje wiele kryteriów podziału przekładni zębatych, które nie są w pełni usystematyzowane. Przedstawionej poniżej klasyfikacji (rys. 2.5) dokonano na podstawie badań literatury [15, 23, 24, 82, 97, 105, 108, 122-125, 127, 136].



Rys. 2.5. Klasyfikacja przekładni zębatych [opracowanie własne]

Przekładnie walcowe

Przekładnie zębate walcowe składają się z co najmniej dwóch kół zębatych w postaci walców. W praktyce są to najczęściej przekładnie czołowe o nieruchomych oraz równoległych (względnie wchrowatych) osiach kół.

Sprzężenie kinematyczne kół jest możliwe dzięki równomiernemu rozmieszczeniu na ich obwodzie zębów o odpowiednim zarysie. Kształt zarysu zębów decyduje o charakterze

współpracy stykających się powierzchni, a także odpowiada za stałość przełożenia kinematycznego. Pożądane jest, by zęby stykających się kół odtaczały się po sobie bez poślizgu. Zarys boczny zęba powinien być skonstruowany tak, żeby spełniać podstawowe prawo zazębienia (prawo Willisa), które stanowi, że aby można było zachować stałe, niezmiennie w czasie przełożenie, to wspólna dla obu zarysów normalna w każdym punkcie chwilowego styku musi przechodzić przez biegun zazębienia – tzn. stały punkt dzielący odległość między środkami okręgów tocznych kół w stałym stosunku, równym przełożeniu przekładni [136].

Najczęściej spotykane są zęby o zarysie ewolwentowym, do zalet których zalicza się m.in. niezuchłość na zmianę odległości osi współpracujących kół oraz dużą sprawność. Problemem są natomiast znaczne poślizgi międzyzębne oraz małe pole dolegania, co przekłada się na duże jednostkowe naciski powierzchniowe [105]. Ten rodzaj zarysu zastąpił stosowane wcześniej zarysy cykliczne (hipocykloidalne, epicykloidalne i ortocykloidalne), które mimo małych poślizgów międzyzębnych i dużej wytrzymałości są bardzo wrażliwe na zmianę odległości między osiami kół zębatych. Koła z takim zarysem pracują prawidłowo jedynie przy małych prędkościach obrotowych i obciążeniach, a ich wytwarzanie wiąże się z trudnościami natury technologicznej [136]. Znane są także koła zębate o zarysie kołowo-łukowym (Wildhabera – Nowikowa), zapewniające wzajemne toczenie się powierzchni współpracujących zębów po sobie, co przekłada się na zwiększenie nośności kół zębatych i sprawności przekładni. Mimo swych zalet przekładnie z zębami Wildhabera – Nowikowa nie zostały rozpowszechnione na szeroką skalę [122]. W praktyce stosuje się koła o zmodyfikowanym (przesuniętym) zarysie zębów, co powoduje m.in. zmniejszenie sił dynamicznych w zazębieniu, czy wzrost cichobieżności przekładni.

Istotny wpływ na prawidłową współpracę kół zębatych ma także kształt linii zębów. Wraz z rozwojem techniki koła o zębach prostych zostały zastąpione kołami o zębach skośnych, łukowych lub daszkowych. Do ich zalet zalicza się możliwość przeniesienia przez przekładnię większych obciążeń (większa powierzchnia styku kół), cichobieżność oraz większą równomierność ruchu. Podobnie jak w przypadku zarysu bocznego, w praktyce stosuje się modyfikacje linii zębów, przez co mają one beczułkowaty kształt [122].

Przełożenie kinematyczne przekładni zębatych walcowych jest określone przez iloraz prędkości obrotowych (kątowych) koła napędzającego i napędzanego, natomiast przełożenie geometryczne to iloraz średnicy koła napędzanego i średnicy koła napędzającego.

Walcowe przekładnie zębate są najczęściej stosowanymi przekładniami mechanicznymi, co wynika z szeregu zalet, do których można zaliczyć m.in. [105, 122]:

- bardzo dużą sprawność (98-99% dla przekładni elementarnej),
- możliwość przenoszenia dużych obciążeń,
- równomierność ruchu,
- stałość przełożenia,
- zwartą budowę,
- niski stosunek objętości do mocy,
- szeroki zakres zastosowań.

Największymi wadami przekładni walcowych są:

- ograniczona wartość przełożenia dla przekładni elementarnej (maksymalnie 12),
- wrażliwość na zanieczyszczenia,

- konieczność zapewnienia odpowiedniego smarowania,
- przenoszenie napędu na stosunkowo małą odległość,
- hałaśliwość.

Mimo że przekładnie zębate walcowe są znane od bardzo dawna, nadal stanowią obiekt prac badawczych inżynierów i naukowców, o czym świadczą liczne patenty przyznane w tej dziedzinie. W bazach patentowych można znaleźć wiele rozwiązań dotyczących kształtu zarysu boku zęba zmierzających do zwiększenia wytrzymałości przekładni [17, 70] lub ograniczenia hałasu [38]. Ponadto pojawiają się rozwiązania zmierzające do zapewnienia bezluzowej pracy przekładni walcowych [138], a także będące połączeniem przekładni walcowych z przekładniami innego rodzaju – np. planetarnymi [6, 90].

Przekładnie stożkowe

W przekładniach stożkowych koła zębate mają zęby nacięte na pobocznicę stożka, a osie kół są nachylone względem siebie o pewien kąt, który może być ostry, prosty (tzw. przekładnie ortogonalne [123]) lub rozwarty. Ponadto osie kół stożkowych mogą krzyżować się lub jedynie leżeć w płaszczyznach do siebie prostopadłych – przy czym oś jednego z kół jest odsunięta od płaszczyzny środkowej drugiego koła o pewną wartość. Tego typu przekładnie noszą nazwy hipoidalnych oraz spiroidalnych i zostaną omówione w dalszej części pracy. Szczególnym przypadkiem kół zębatych stożkowych są tzw. koła koronowe (zwane również kołami płaskimi). Podstawowym kryterium podziału kół stożkowych jest kształt linii zębów. Wyróżnia się przekładnie o [136]:

- zębach prostych – w których linie zębów przechodzą przez osie stożków lub są styczne do okręgu współśrodkowego, praktycznie nie stosowane,
- kołowo-łukowej linii zębów,
- palloidalnej linii zębów – w których linie zębów są odcinkami ewolwenty rozwiniętej z okręgu współśrodkowego,
- cykloidalnej linii zębów – w których linie zębów są wydłużonymi epicykloidami lub hipocykloidami.

Linie zębów kół stożkowych są najczęściej modyfikowane tak, aby nadać im beczułkowaty kształt, co wpływa korzystnie na rozkład naprężeń kontaktowych.

Do zalet przekładni stożkowych można zaliczyć [122, 136]:

- płynność pracy,
- cichobieżność,
- dużą nośność.

Natomiast wśród wad przekładni stożkowych należy wyróżnić:

- skomplikowaną technologię wykonania kół zębatych,
- wrażliwość przekładni na niedokładności wykonania i montażu.

Pośród ciekawych rozwiązań konstrukcyjnych przekładni stożkowych, objętych ochroną patentową, można znaleźć m.in. unikalne kształty zarysów [40] oraz linii zębów [144]. Przedmiotem patentów są także przekładnie stożkowe stosowane w mechanizmach różnicowych pojazdów, często zintegrowane z innego rodzaju przekładniami – np. [12].

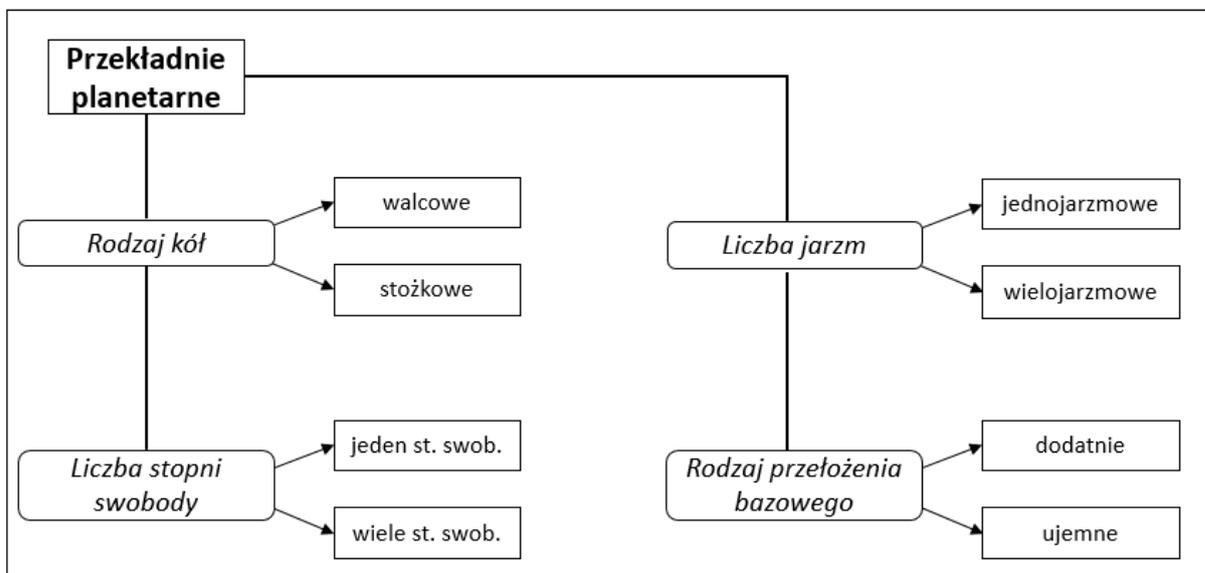
Przekładnie planetarne

Przekładnie planetarne zaliczane są do grupy przekładni obiegowych, to znaczy takich, w których oś co najmniej jednego z kół zębatach jest ruchoma względem obudowy przekładni. Cechą wspólną wszystkich przekładni planetarnych jest współosiowość wału czynnego i biernego oraz wielodrożność przepływu mocy [97]. Pod pojęciem przekładni planetarnych rozumie się w domyśle przekładnie obiegowe wyposażone w koła zębata (walcowe lub stożkowe). Podstawowa przekładnia tego typu składa się z dwóch współosiowych kół centralnych, z których koło o uzębieniu zewnętrznym zwane jest kołem słonecznym, a o uzębieniu wewnętrznym – kołem pierścieniowym. Są one ze sobą sprzężone za pośrednictwem kół o ruchomych osiach (zwanymi satelitarnymi), rozmieszczonych równomiernie względem osi wałów przekładni i łożyskowanych na jarzmie.

Klasyfikacja przekładni planetarnych nie została jednoznacznie określona [97], jednak w literaturze [68, 153, 174] można znaleźć następujący podział przekładni obiegowych:

- przekładnie 2K-H, w których dwa wały połączone są z kołami centralnymi, a trzeci z jarzmem,
- przekładnie 3K, w których wszystkie 3 wały połączone są z kołami centralnymi,
- przekładnie K-H-V składające się z koła centralnego o uzębieniu wewnętrznym, współpracującego z kołami planetarnymi osadzonymi na jarzmie, a także z mechanizmu przenoszącego napęd na wał wyjściowy (np. przekładnie cykloidalne, które zostaną omówione w dalszej części pracy),
- przekładnie K-V-V jako szczególny rodzaj przekładni obiegowej bezjarzmowej.

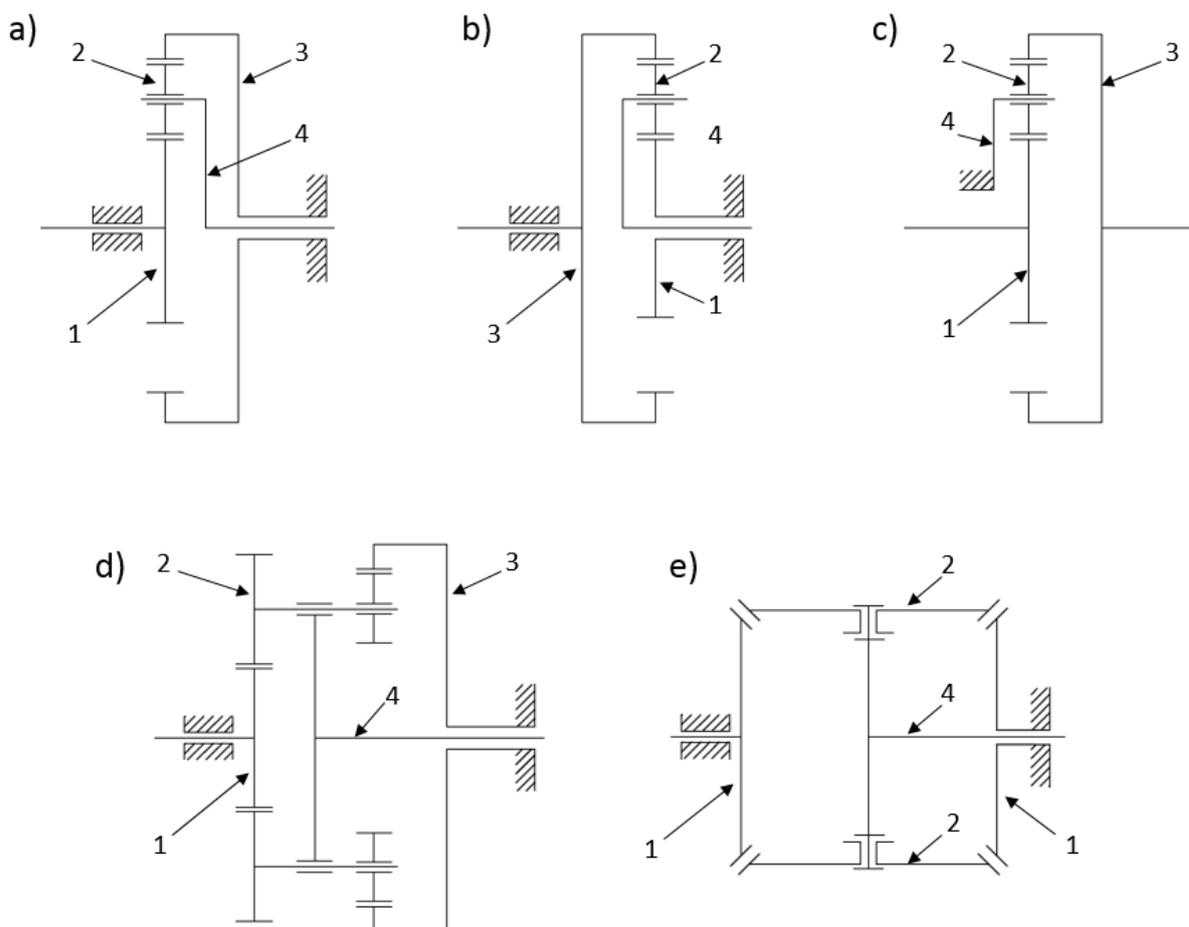
Bardziej klarowne jest rozróżnienie tego typu przekładni na podstawie kryteriów kinematyczno-konstrukcyjnych, które przedstawiono na rysunku 2.6.



Rys. 2.6. Klasyfikacja przekładni planetarnych [na podstawie 97]

Ze względu na strukturę przestrzenną wyróżnia się przekładnie płaskie, w których tory ruchu wszystkich punktów są równoległe do jednej płaszczyzny [122], oraz przestrzenne. Cechą charakterystyczną przekładni planetarnych jest możliwość posiadania więcej niż jednego stopnia swobody, a ich liczba odpowiada liczbie współrzędnych niezbędnych do opisu

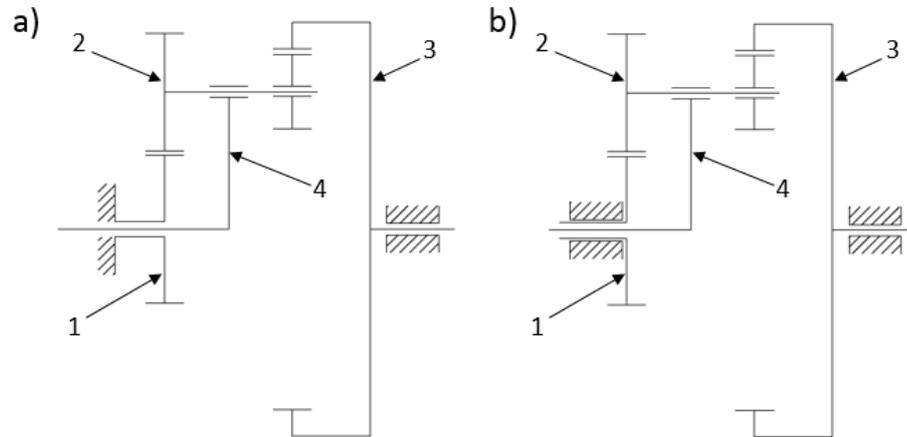
położenia wszystkich członów przekładni [122]. Konsekwencją istnienia wielu stopni swobody jest możliwość sumowania mocy pochodzącej z kilku napędów (tzw. przekładnie sumujące) lub rozdzielenia mocy na kilka odbiorników (przekładnie różnicowe) [136]. Wybrane warianty kinematyczne przekładni planetarnych przedstawiono na rysunku 2.7, natomiast różnicę między przekładniami o jednym i dwóch stopniach swobody na rys. 2.8.



Rys. 2.7. Warianty kinematyczne przekładni planetarnych: 1 – koło słoneczne, 2 – koło planetarne, 3 – koło pierścieniowe, 4 – jarzmo; a) przekładnia płaska z nieruchomym kołem pierścieniowym, b) przekładnia płaska z nieruchomym kołem słonecznym, c) przekładnia płaska z nieruchomym jarzmem, d) przekładnia przestrzenna z kołami walcowymi, e) przekładnia przestrzenna z kołami stożkowymi

Ze względu na występowanie ruchu postępowego osi kół zębatych, wyznaczenie przełożenia przekładni planetarnej wymaga zastosowania ściśle określonych metod. W praktyce stosuje się metodę analityczną Willisa oraz metodę graficzno-analityczną Kutzbacha. Pierwsza z nich – stosowana dla przekładni o maksymalnie dwóch stopniach swobody – polega na przyjęciu założenia, że jarzmo przekładni planetarnej jest nieruchome. Wyznaczane wówczas wielkości noszą nazwę bazowych [136]. Znak przełożenia odpowiada kierunkowi obrotów kół centralnych przekładni: przełożenie jest dodatnie, gdy kierunki obrotów kół są zgodne, a ujemne dla kierunków przeciwnych. Dla dodatniej wartości przełożenia bazowego istnieje ryzyko, że sprawność przekładni będzie ujemna, a przekładnia

stanie się samohamowna [97]. Warto podkreślić, że istnieje możliwość płynnej zmiany przełożenia przekładni przez zahamowanie w czasie pracy jednego z jej elementów [136].



Rys. 2.8. Liczba stopni swobody przekładni planetarnych: 1 – koło słoneczne, 2 – koło planetarne, 3 – koło pierścieniowe, 4 – jarzmo; a) jeden stopień swobody, b) dwa stopnie swobody

Aby zapewnić prawidłowy montaż i funkcjonowanie przekładni planetarnej, powinna ona spełniać trzy podstawowe warunki [122]:

- warunek współosiowości – odległości osi współpracujących par kół muszą być sobie równe,
- warunek sąsiedztwa – wartość luzu pomiędzy okręgami wierzchołkowymi sąsiednich kół obiegowych musi być większa od wartości luzu minimalnego dla danej przekładni (najczęściej równej modułowi zębów),
- warunek równomiernego rozmieszczenia kół planetarnych.

Obliczenia takich parametrów przekładni planetarnych jak rozkład sił, przenoszona moc czy sprawność zależą od struktury przestrzennej przekładni oraz wynikającego z niej rozkładu obciążenia na poszczególnych kołach – szczegółowe wzory i procedury można znaleźć w literaturze [82, 97, 122, 136].

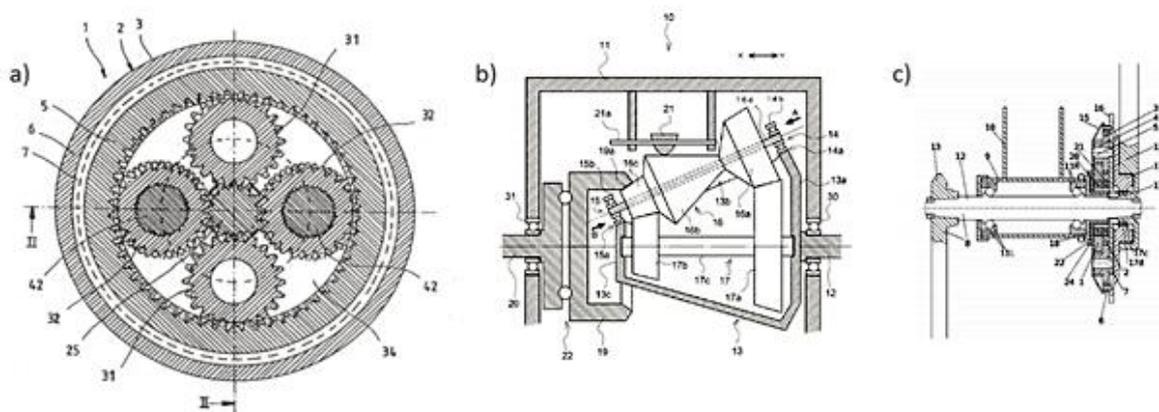
Przekładnie planetarne, w porównaniu do przekładni o osiach stałych, wyróżniają się następującymi zaletami:

- możliwość uzyskania dużych przełożeń i przenoszenia dużej mocy przy małych wymiarach gabarytowych,
- kompaktowa budowa,
- możliwość płynnej zmiany przełożenia.

Do wad przekładni planetarnych zalicza się:

- skomplikowaną kinematykę,
- złożoną konstrukcję,
- skomplikowane procedury obliczeniowe,
- wrażliwość na błędy wykonania i montażu.

Ze względu na unikalną budowę i wynikające z niej zalety, przekładnie planetarne znalazły zastosowanie w wielu dziedzinach techniki, np. w lotnictwie, motoryzacji, w napędach maszyn i urządzeń technologicznych, robotów czy sprzętu AGD.



Rys. 2.9. Opatentowane konstrukcje przekładni planetarnych: a) bezjarzmowa [46], b) planetarny wariator cierny [110], c) przekładnia planetarna zintegrowana z kołem łańcuchowym [91]

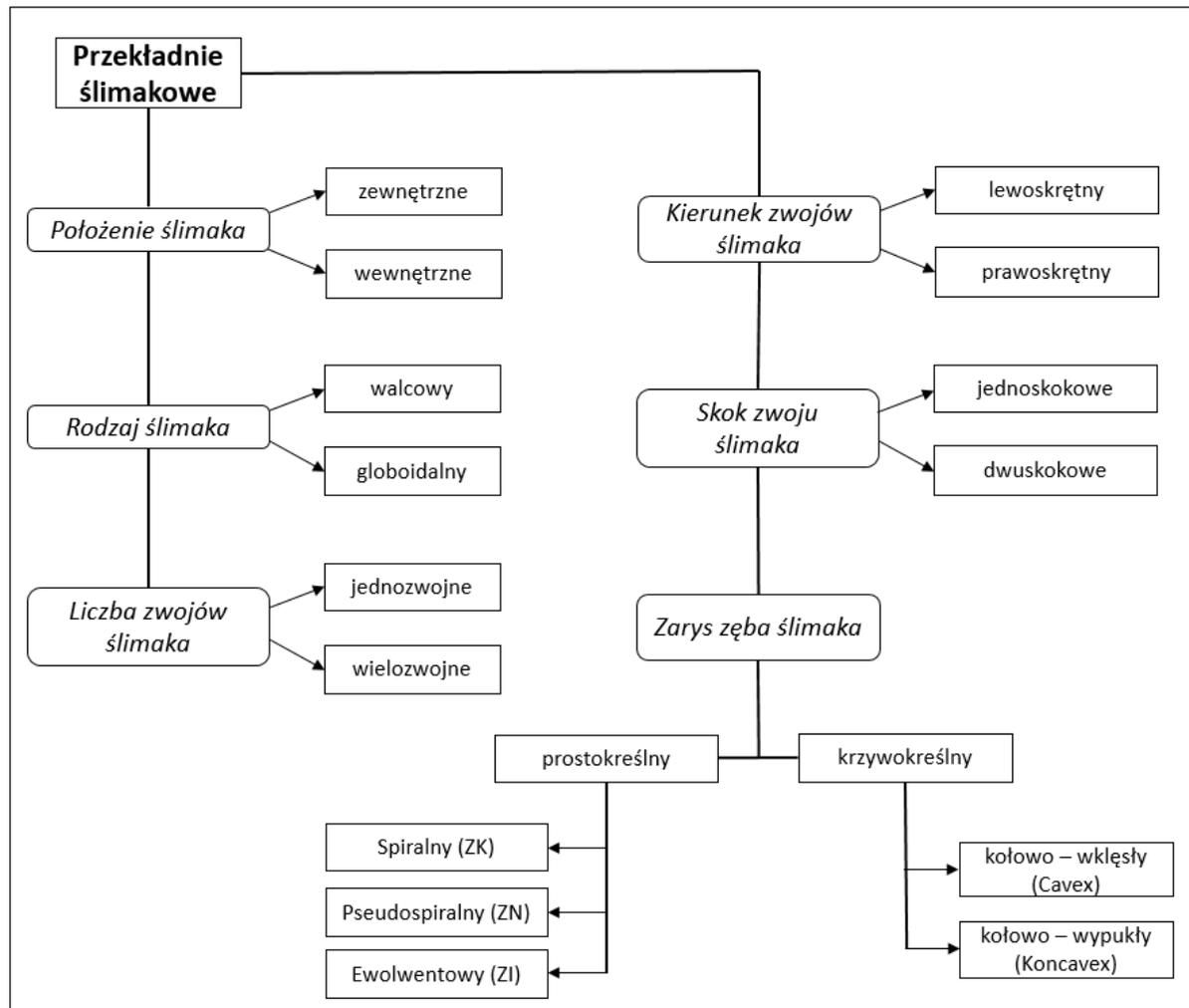
Wśród rozwiązań chronionych patentami można znaleźć m.in. przekładnie planetarne bezjarzmowe [46], cierne o zmiennym przełożeniu [110], a także kompaktowe przekładnie zintegrowane z kołami łańcuchowymi w mechanizmach napędowych rowerów [91]. Wymienione konstrukcje przedstawiono na rysunku 2.9.

Przekładnie ślimakowe

Przekładnia ślimakowa stanowi szczególny przypadek przekładni zębatej składającej się z pary kół zębatych o uzębieniu śrubowym i wichrowatych, prostopadłych do siebie osiach. Koło czynne zwane jest ślimakiem i ma postać śruby modułowej o skoku będącym wymiarną częścią liczby π . Natomiast koło bierne – nazywane kołem ślimakowym bądź ślimacznica – jest kołem walcowym o specjalnie ukształtowanym wieńcu zębatym [136].

W oparciu o badania literatury [15, 105, 122, 132, 136] sporządzono klasyfikację przekładni ślimakowych, którą przedstawiono na rysunku 2.10. Zasadniczo przekładnie ślimakowe różnią się na podstawie kształtu, położenia i geometrii zwoju (zwojów) ślimaka.

W zależności od sposobu ustawienia narzędzia skrawającego o prostej linii ostrza uzyskuje się ślimaki spiralne, pseudospiralne (konwolutowe) oraz ewolwentowe. W przypadku ślimaków spiralnych (ZK) przedłużenie krawędzi skrawającej ostrza narzędzia przecina oś obrotu ślimaka. Powstały zarys zęba w przekroju osiowym odpowiada zarysowi ostrza, a zarys w przekroju czołowym stanowi spiralę Archimedesusa. Ślimaki pseudospiralne (ZN) powstają wówczas, gdy przedłużenie krawędzi skrawającej ostrza mija oś ślimaka w niewielkiej odległości – tzn. oś płaszczyzny narzędzia jest pochylona względem osi ślimaka (w tym przypadku zarys w przekroju czołowym ślimaka to konwoluta). Natomiast, gdy oś narzędzia jest pochylona względem osi ślimaka tak, że przedłużenie krawędzi skrawającej jest styczne do walca o średnicy równej średnicy okręgu zasadniczego, wówczas zarys ślimaka w przekroju czołowym to ewolwenta. Ślimaki ewolwentowe oznacza się symbolem ZI.



Rys. 2.10. Klasyfikacja przekładni ślimakowych

Sprawność przekładni ślimakowych zależy przede wszystkim od wymiarów geometrycznych zwojów ślimaka i ma związek z samohamownością przekładni – przekładnia ślimakowa jest samohamowna, gdy jej sprawność ma wartość mniejszą niż 50% [122]. Ponadto, aby zapewnić samohamowność przekładni, musi być spełniony warunek, że kąt wzniosu linii zwoju ślimaka ma mniejszą wartość niż pozorny kąt tarcia zależny od współczynnika tarcia oraz normalnego kąta zarysu.

W odróżnieniu od przekładni walcowych, przekładnie ślimakowe ulegają najczęściej zużyciu ściernemu i zatarciu, dlatego też podstawowe obliczenia dotyczą wytrzymałości zmęczeniowej na naciski powierzchniowe [122]. W celu ograniczenia ryzyka wystąpienia zatarcia stosuje się m.in. przesunięcie zarysu uzębienia koła ślimakowego oraz dobór materiałów na parę ślimak – koło ślimakowe o właściwościach przeciwiernych (np. stal – brąz). Warto podkreślić, że ze względu na większą powierzchnię styku ślimaka i koła ślimakowego przekładnie globoidalne charakteryzują się mniejszym zużyciem i większą sprawnością w porównaniu do przekładni ślimakowych walcowych – kosztem większej wrażliwości na błędy wykonania i montażu.

Do zalet przekładni ślimakowych zalicza się:

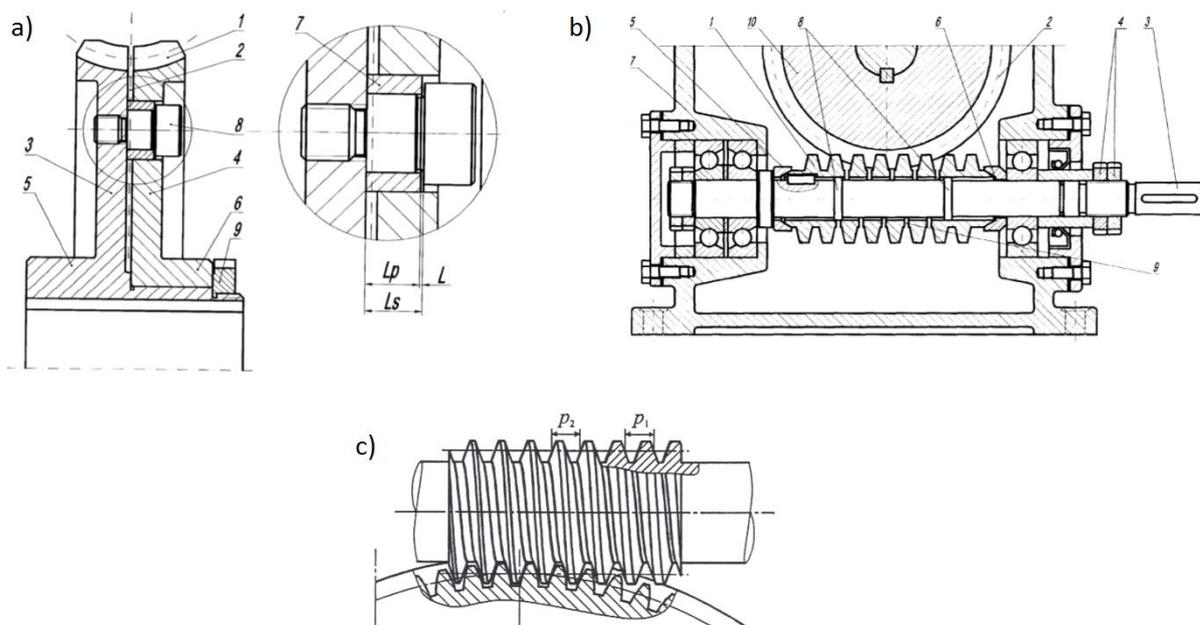
- możliwość uzyskania dużych przełożeń na jednym stopniu przekładni,
- kompaktową budowę,

- równomierność ruchu,
- cichobieżność,
- możliwość budowy przekładni samohamownej (kosztem sprawności).

Wśród wad tego typu przekładni należy wymienić:

- trudności technologiczne związane z wykonaniem ślimaka i ślimacznicy,
- wrażliwość na błędy wykonania i montażu,
- stosunkowo małą sprawność,
- skłonność do nagrzewania się.

Nieustanny rozwój w dziedzinie przekładni ślimakowych można zaobserwować na przykładzie licznych patentów krajowych i międzynarodowych, dotyczących głównie konstrukcji przekładni bezluzowych. Wśród tego typu rozwiązań znajdują się przekładnie z dzielonymi kołami ślimakowymi, umożliwiającymi precyzyjne ustawienie części koła względem siebie [61], przekładnie z możliwością osiowego przesuwu ślimaka [62], a także przekładnie ze ślimakami dwuskokowymi [101, 141].



Rys. 2.11. Bezluzowe przekładnie ślimakowe: a) z dzielonym kołem ślimakowym [61], b) z przesuwym osiowo ślimakiem [62], c) ze ślimakiem dwuskokowym [141]

Pośród licznych patentów można znaleźć także przekładnie ślimakowe zintegrowane z łożyskami tocznymi [119] czy kompaktowe przekładnie zaimplementowane w kluczach ręcznych [103]. Wybrane rozwiązania przedstawiono na rysunku 2.11.

Przekładnie hipoidalne

Pod względem budowy, przekładnie hipoidalne zbliżone są do przekładni stożkowych o osiach nierównoległych (najczęściej prostopadłych) i zębach łukowo kołowych [59]. Zasadnicza różnica pomiędzy ww. wynika z faktu, że oś zębniaka przesunięta jest względem osi koła zębatego. W literaturze [122, 158] przekładnie hipoidalne definiowane są jako takie,

w których wzajemne przesunięcie osi (tzw. przesunięcie hipoidalne a) jest mniejsze od połowy średniej tworzącej stożka podziałowego koła:

Cechą charakterystyczną tego typu przekładni jest konstrukcja zapewniająca większy kąt pochylenia linii zęba oraz większą podziałkę czołową zębniaka niż koła zębatego [59]. Z powyższego wynika, że średnica zębniaka przekładni hipoidalnej jest większa od średnicy zębniaka odpowiadającej jej przekładni stożkowej, co jednocześnie świadczy o zwiększonej wytrzymałości przekładni hipoidalnych (w stosunku do przekładni stożkowych).

Ze względu na zarys zęba wyróżnia się dwa podstawowe typy przekładni hipoidalnych:

- z symetrycznym zarysem zęba,
- z niesymetrycznym zarysem zęba, gdzie kąt zarysu zęba po stronie czynnej jest większy od kąta zarysu po stronie biernej.

W porównaniu do przekładni stożkowych przekładnie hipoidalne charakteryzują się następującymi zaletami:

- spokojniejszy charakter współpracy kół zębatych,
- możliwość przenoszenia o około 30% większych obciążeń,
- zwiększona wytrzymałość zmęczeniowa,
- możliwość uzyskania większych przelożeń.

Do podstawowych wad przekładni hipoidalnych zalicza się:

- występowanie poślizgu pomiędzy kołami,
- dużą wrażliwość na niedokładności wykonania i montażu,
- mniejszą sprawność (w porównaniu do przekładni stożkowych); sprawność przekładni hipoidalnej jest odwrotnie proporcjonalna do wielkości przesunięcia między osiami.

Przekładnie hipoidalne, ze względu na swoje zalety, znalazły zastosowanie m.in. w konstrukcjach napędów ruchów obrotowych obrabiarek, a także w mostach napędowych pojazdów.

Przekładnie spiroidalne

Przekładnie spiroidalne to szczególny przypadek przekładni hipoidalnych, w których występuje znaczne przesunięcie pomiędzy osiami a , większe od połowy promienia okręgu podziałowego koła. Przekładnia spiroidalna składa się z zębniaka w postaci ślimaka oraz koła płaskiego lub stożkowego. Ze względu na kształt ślimaka wyróżnia się przekładnie spiroidalne:

- ze ślimakiem stożkowym (współpracującym z kołem stożkowym),
- ze ślimakiem walcowym (współpracującym z kołem płaskim).

W płaskich przekładniach spiroidalnych ślimak walcowy ma uzwojenie w postaci gwintu metrycznego, a uzębienie czołowe koła płaskiego ewolwentową linię zębów [31, 141]. Istnieją dwa podstawowe przypadki kojarzenia ślimaka i koła płaskiego: gdy kierunek zwojów ślimaka i kierunek pochylenia zębów koła płaskiego są zgodne, wówczas linia zębów w kształcie ewolwenty skróconej; natomiast, gdy kierunki są przeciwne – linia zębów ma kształt ewolwenty wydłużonej. Niezwykle ważne zagadnienie związane z przekładniami spiroidalnymi to zapewnienie równomierności przenoszenia ruchu. W przekładniach ze ślimakiem walcowym warunek ten zapewnia ewolwentowa linia zębów koła płaskiego. Nastawianie luzu międzyzębnego w tego typu przekładni odbywa się poprzez osiowy przesuw koła płaskiego lub promieniowy przesuw ślimaka. W przypadku przekładni wyposażonych

w ślimak dwuskokowy nastawianie luzów realizowane jest poprzez przesuw ślimaka wzdłuż jego osi.

Stożkowe przekładnie spiroidalne występują w kilku wariantach konstrukcyjnych, w których osie ślimaka i koła stożkowego mogą być względem siebie zarówno prostopadłe jak i wichrowate. Płaszczyzna, na której nacięto zęby koła stożkowego może być pochylona w kierunku zewnętrznej średnicy koła lub pochylona w kierunku wewnętrznym. Podobnie jak w przypadku przekładni płaskich, stożkowe przekładnie spiroidalne mają najczęściej ewolwentową linię zębów.

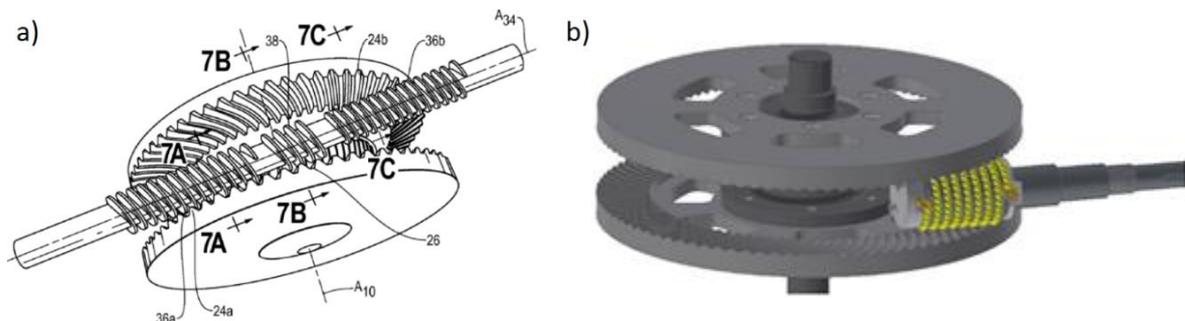
Przekładnie spiroidalne charakteryzują się następującymi zaletami [141]:

- duża dokładność pozycjonowania,
- wysoki wskaźnik zazębienia, co wpływa korzystnie na trwałość przekładni i możliwość przenoszenia dużych obciążeń,
- równomierność ruchu,
- możliwość uzyskania bardzo dużych przełożeń na jednym stopniu,
- możliwość budowy przekładni samohamownej.

Do podstawowych wad przekładni spiroidalnych zalicza się:

- bardzo dużą wrażliwość na błędy wykonania i montażu,
- stosunkowo małą sprawność.

Ze względu na swoje zalety, przekładnie spiroidalne znalazły zastosowanie w precyzyjnych pozycjonerach i stołach obrotowych CNC.

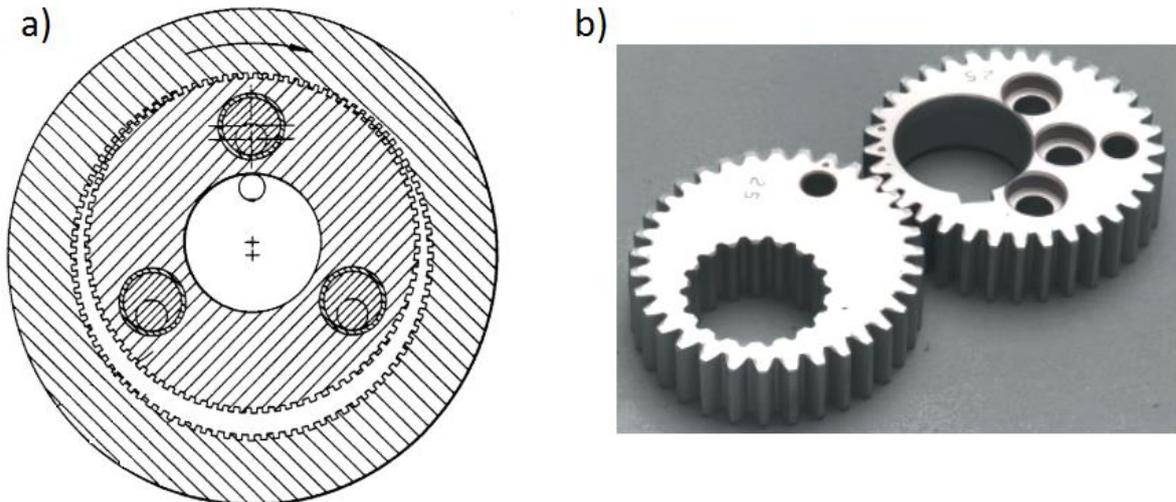


Rys. 2.12. a) Hybrydowa przekładnia spiroidalna, połączona z przekładnią ślimakową [63],
b) toczna przekładnia spiroidalna [113]

Wśród oryginalnych rozwiązań przekładni spiroidalnych można wyróżnić hybrydową przekładnię spiroidalną z dwoma kołami płaskimi, połączoną z przekładnią ślimakową [63], czy też przekładnię wyposażoną w elementy toczne pośredniczące w transmisji napędu ze ślimaka na koło płaskie [98]. Wybrane warianty konstrukcji przekładni według ww. patentów przedstawiono na rysunku 2.12.

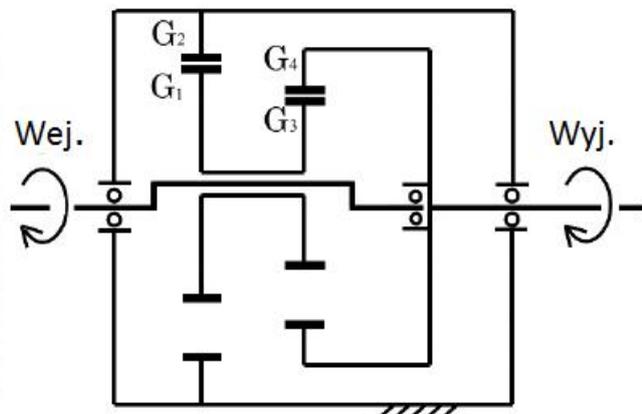
Przekładnie mimośrodowe

Analizując rozwiązania konstrukcyjne przekładni mechanicznych można spotkać się z pojęciem przekładni mimośrodowych, jednakże tym mianem określane są przekładnie o bardzo zróżnicowanej budowie. Zasadniczo wyróżnia się mimośrodowe przekładnie obiegowe (rys. 2.13a) oraz przekładnie z nieruchomymi osiami kół zębatach (rys. 2.13b).



Rys. 2.13. a) Mimośrodowa przekładnia obiegowa [35], b) przekładnia mimośrodowa zębata [166]

Mimośrodowe przekładnie obiegowe stanowią szczególny przypadek konstrukcji przekładni planetarnych. Przekładnia w wariantcie przedstawionym na rysunku 2.13a składa się z koła planetarnego osadzonego mimośrodowo na wale wejściowym przekładni, które obtacza się po uzębieniu wewnętrznym koła pierścieniowego. W kole planetarnym znajdują się 3 otwory, po powierzchni których obtaczają się osadzone na jarzmie rolki, przenosząc napęd na wał wyjściowy. Wśród innych rozwiązań można znaleźć m.in. dwustopniową mimośrodową przekładnię obiegową, przedstawioną na rysunku 2.14.

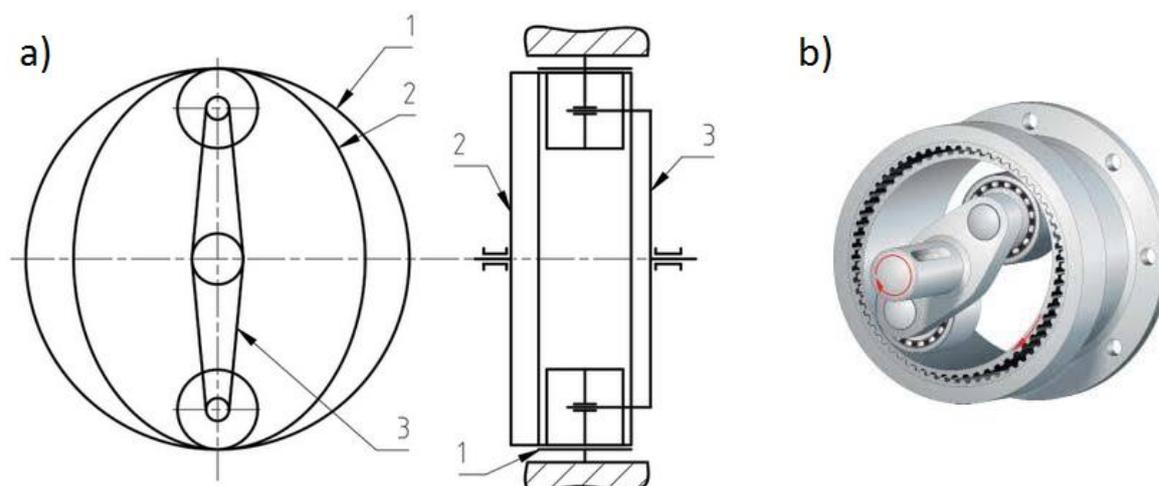


Rys. 2.14. Dwustopniowa mimośrodowa przekładnia obiegowa [139]

Przekładnie mimośrodowe z nieruchomymi osiami kół zębatach budową i zasadą działania są zbliżone do przekładni o nieokrągłych (eliptycznych) kołach zębatach. Składają się z walcowych kół zębatach o otworach montażowych przesuniętych promieniowo względem osi koła podziałowego (rys. 2.13b). Znamionną cechą tego typu przekładni jest zmienność przełożenia w czasie, co sprawia, że znajdują one zastosowanie w układach maszyn i urządzeń pracujących cyklicznie, stanowiąc alternatywę dla mechanizmów krzywkowych. Należy jednak podkreślić, że przekładnie mimośrodowe nie stanowią obiektu zainteresowań wielu badaczy i nie są rozpowszechnione w praktyce. Szczegółowe informacje dotyczące geometrii i wytrzymałości mimośrodowych przekładni zębatach można znaleźć w literaturze [89, 177].

Przekładnie falowe

Przekładniami falowymi (harmonicznymi) nazywa się przekładnie obiegowe, w których jedno z kół zębatach zostało zastąpione uzębionym wieńcem podatnym. Podstawowy model przekładni falowej przedstawiono na rysunku 2.15. Składa się ona ze sztywnego koła o uzębieniu wewnętrznym współpracującego z podatnym wieńcem o uzębieniu zewnętrznym, który jest przemieszczany i deformowany za pośrednictwem generatora fali (generatora odkształcenia). Istnieją różne rozwiązania konstrukcyjne generatorów, a wśród najczęściej spotykanych należy wskazać symetrycznie rozmieszczone 2 lub 4 rolki (łożyska toczne) osadzone na wspólnym jarzmie oraz krzywkę z łożyskiem podatnym [108]. Bardzo często stosuje się generator dwufalowy, deformujący wieńiec na kształt elipsy [97]. Wartość promienia rolki (krzywki) deformującej wieńiec musi być dobrana tak, aby uzyskać wyraźne strefy zazębienia (na dużej osi elipsy wieńca) oraz strefy, w których zęby mijają się luzem (na małej osi elipsy).



Rys. 2.15. a) Model jednostopniowej przekładni falowej z generatorem dwufalowym:
 1 – koło sztywne o uzębieniu wewnętrznym, 2 – wieńiec podatny o uzębieniu zewnętrznym,
 3 – generator powodujący odkształcenie wieńca, b) model CAD przekładni falowej [149]

Aby możliwe było prawidłowe funkcjonowanie przekładni falowej konieczne jest, by liczba fal odkształcenia (odpowiadająca liczbie stref zazębienia) wytworzonych przez generator odpowiadała różnicy liczby zębów kół przekładni [124]. Z tego względu w przypadku przekładni dwufalowej liczba zębów wieńca podatnego jest o 2 większa od liczby zębów koła sztywnego.

Cechą charakterystyczną przekładni harmonicznej jest możliwość wystąpienia różnicy w wartości podziałek uzębienia koła sztywnego i wieńca podatnego [97]. Zęby mogą mieć zarys trójkątny, ewolwentowy korygowany lub specjalny. W przypadku przekładni o przełożeniu $i < 100$ o jej trwałości decyduje wytrzymałość zmęczeniowa wieńca podatnego, natomiast dla przełożeń $i > 100$ kluczowa jest wytrzymałość zmęczeniowa generatora fali [124]. Szczegółowe informacje dotyczące geometrii, kinematyki i wytrzymałości przekładni falowych można znaleźć w literaturze [32, 49, 108].

Przekładnie falowe na tle innych przekładni mechanicznych wyróżniają się licznymi zaletami, takimi jak [27, 32, 108, 124]:

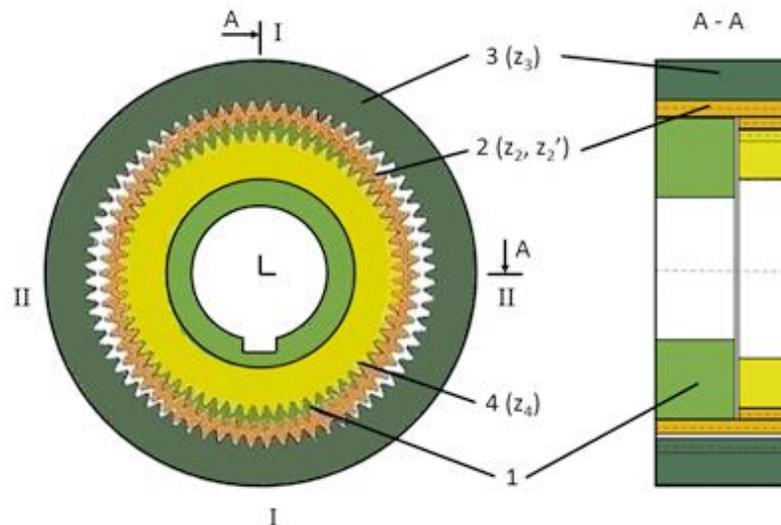
- możliwość uzyskania bardzo dużych przełożeń na jednym stopniu (rzędu $i = 350$),
- zwarta budowa (duża wartość współczynnika przełożenia do objętości),
- duża sprawność (na poziomie przekładni planetarnych),
- duży stopień zazębienia (rzędu 60-80%),
- cichobieżność,
- równomierność ruchu,
- dokładność pozycjonowania.

Do wad przekładni harmonicznych zalicza się:

- bardzo dużą wartość przełożenia minimalnego (w zależności od materiałów użytych do budowy przekładni $i_{\min} = 50-65$),
- mały zakres przenoszonych mocy i obciążeń,
- trudności technologiczne związane z wykonaniem generatora fali i wieńca podatnego.

Ze względu na swoją specyfikę, przekładnie harmoniczne znalazły zastosowanie przede wszystkim w napędach robotów, obrabiarek oraz innych maszyn i urządzeń precyzyjnych – gdy nie są przenoszone duże obciążenia – a także w lotnictwie i przemyśle kosmicznym.

Na przestrzeni lat powstało wiele wariantów konstrukcyjnych przekładni falowych. W literaturze i bazach patentowych można znaleźć m.in. wiele rozwiązań konstrukcyjnych przekładni falowych dwustopniowych. Na rysunku 2.16 przedstawiono jedno z nich [49].



Rys. 2.16. Model dwustopniowej przekładni falowej: 1 – krzywkowy generator fali, 2 – wieńiec podatny o uzębieniu wewnętrznym (z_2) i zewnętrznym (z_2'), 3 – stałe koło sztywne o uzębieniu wewnętrznym (z_3), 4 – ruchome koło sztywne o uzębieniu zewnętrznym (z_4) [49]

Przekładnia składa się z krzywkowego generatora fali (stanowiącego człon wejściowy), na którym osadzony jest wieńiec podatny posiadający na jednym końcu uzębienie zewnętrzne, a na drugim wewnętrzne. Pierwszy stopień przekładni stanowi koło sztywne 3 o uzębieniu wewnętrznym (z_3) oraz część wieńca podatnego 2 o uzębieniu zewnętrznym (z_2), natomiast drugi stopień składa się z części wieńca podatnego 2 o uzębieniu wewnętrznym (z_2') oraz ruchomego koła sztywnego 4 o uzębieniu zewnętrznym (z_4), będącego członem wyjściowym przekładni. Na każdym stopniu zazębienie występuje w dwóch obszarach (przekładnia dwufalowa), rozmieszczonych co 90° względem siebie. Pośród innych rozwiązań przekładni

falowych można znaleźć również przekładnie hybrydowe, będące połączeniem przekładni falowej z innego typu przekładnią mechaniczną [60], czy bardziej zaawansowane mechanizmy, w których zastosowano m.in. kombinacje przekładni pasowych i łańcuchowych oraz wprowadzono wał pośredniczący leżący poza osią głównych wałów przekładni [120].

Zestawienie porównawcze przekładni zębatych

Ze względu na liczną literaturę dotyczącą przekładni zębatych, a także występujący często brak spójności danych w niej zawartych, sporządzenie wiarygodnego zestawienia parametrów przekładni zębatych jest zadaniem niezwykle trudnym i pracochłonnym. W tabeli 2.2 przedstawiono wyniki badań literatury [15, 18, 23, 81, 108, 122-124, 127, 134, 136] pod względem osiągniętych i dopuszczalnych parametrów techniczno-użytkowych przekładni zębatych, takich jak przełożenie, sprawność, moc czy prędkość obwodowa.

Tab. 2.2. Zestawienie porównawcze wybranych jednostopniowych przekładni zębatych redukujących

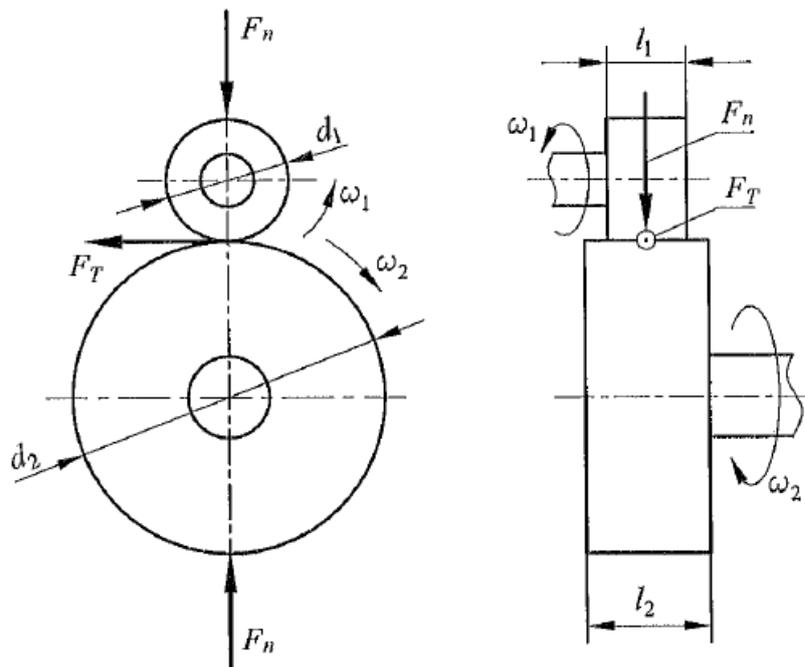
| Rodzaj przekładni | Zakres przełożeń | Zakres sprawności [%] | Maksymalna prędkość obwodowa [m/s] | Maksymalna przenoszona moc [kW] |
|-------------------------------|------------------|-----------------------|------------------------------------|---------------------------------|
| Walcowa – zęby proste | 1 – 8 | 97 – 99 | 20 – 25 | 3000 |
| Walcowa – zęby śrubowe | 1 – 10 | 97 – 99 | 25 – 50 | |
| Walcowa – zęby daszkowe | 1 – 20 | 97 – 99 | 150 | |
| Stożkowa – zęby proste | 1 – 5 | 97 – 98 | 5 – 20 | 500 |
| Stożkowa – zęby śrubowe | 1 – 8 | 97 – 99 | 20 | |
| Ślimakowa – ślimak walcowy | 5 – 300 | 20 – 98 | 20 – 30 | 250 – 500 |
| Ślimakowa – ślimak dwuskokowy | 3 – 100 | 50 – 98 | 20 | |
| Hipoidalna | 10 – 50 | 50 – 92 | 20 | 250 – 500 |
| Spiroidalna | 10 – 120 | 40 – 97 | 20 – 30 | b.d. |
| Planetarna | 3 – 12 | 98 – 99 | 50 – 100 | 2000 |
| Falowa | 50 – 350 | 30 – 85 | b.d. | b.d. |

Analizując powyższą tabelę, można zauważyć, że największym ograniczeniem przekładni walcowych i stożkowych jest maksymalne przełożenie możliwe do uzyskania na jednym stopniu redukcji. Natomiast przekładnie mechaniczne silnie redukujące (np. ślimakowe, hipoidalne, spiroidalne czy falowe) odbiegają od pozostałych osiąganą sprawnością. Kompromisowym rozwiązaniem konstrukcyjnym zdają się być przekładnie planetarne charakteryzujące się zwartą budową i możliwością pracy przy dużych prędkościach liniowych.

2.3. Przekładnie cierne

Mianem przekładni ciernych określa się grupę beczęgnowych przekładni mechanicznych, w których napęd między wałem czynnym i biernym przenoszony jest poprzez sprzężenie cierne kół przekładni, przy czym między powierzchniami czynnymi może występować element pośredniczący.

Podstawowa przekładnia cierna (rys. 2.17) składa się z dwóch kół, docięniętych do siebie określoną siłą, w której ruch koła biernego jest wymuszony przez koło czynne. Działanie na jedno z kół siły docisku powoduje powstanie obwodowej siły tarcia, umożliwiając przeniesienie napędu z wału czynnego na wał bierny przekładni.



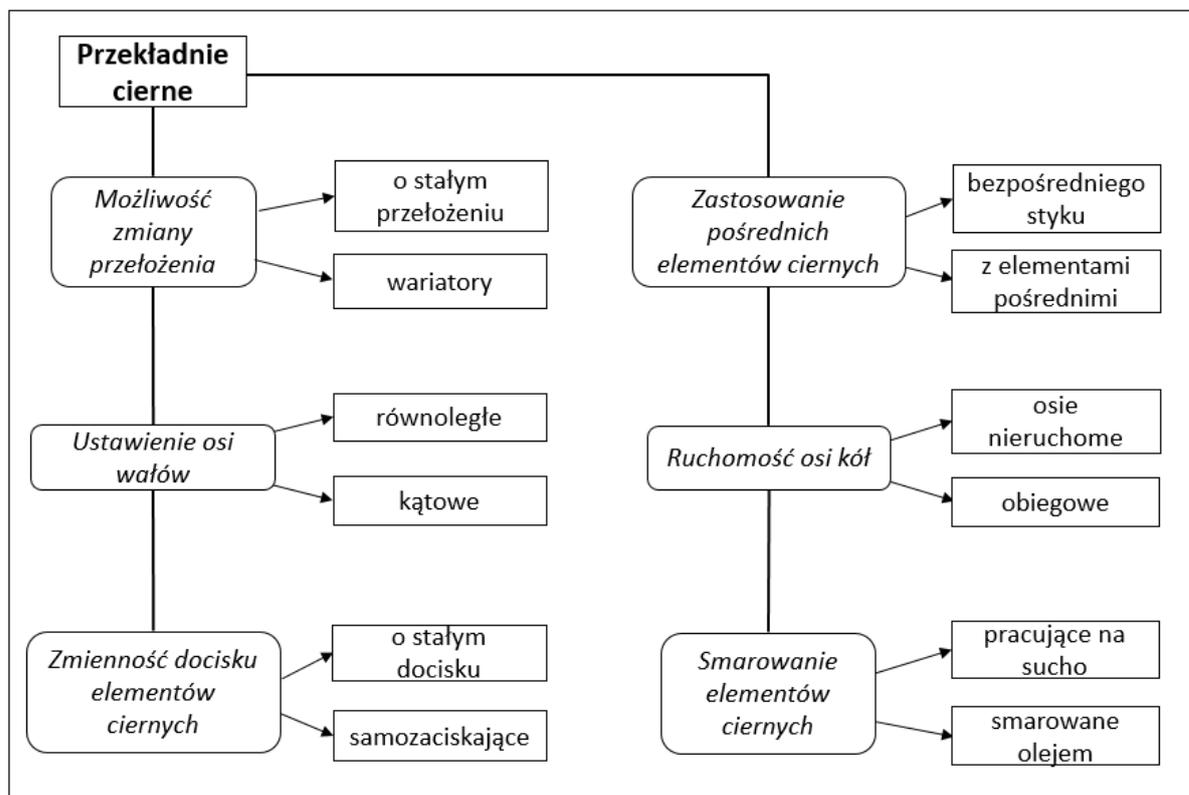
Rys. 2.17. Schemat ideowy przekładni cierniej: d_1 – średnica nominalna koła czynnego, d_2 – średnica nominalna koła biernego, ω_1 – prędkość kątowa koła czynnego, ω_2 – prędkość kątowa koła biernego, l_1 – szerokość koła czynnego, l_2 – szerokość koła biernego, F_n – siła docisku kół, F_T – siła tarcia, v – prędkość obwodowa [136]

Moc przenoszona przez przekładnię cierną zależy od współczynnika tarcia μ między współpracującymi powierzchniami, siły docisku F_n , a także prędkości obrotowej wałów przekładni ω_1 (ω_2) i średnicy kół ciernych d_1 (d_2).

Na podstawie badań literatury [4, 67, 122, 136] sporządzono klasyfikację przekładni ciernych, którą przedstawiono na rysunku 2.18. Głównymi kryteriami podziału są stałość bądź zmienność przełożenia, wzajemne ustawienie osi wałów przekładni, a także ruchomość osi kół. W praktyce najczęściej występują przekładnie cierne z możliwością ciągłej zmiany przełożenia.

W przypadku współpracy kół ciernych o identycznym zarysie bieżni styk między nimi ma charakter linowy, a pole styku w teorii kształt prostokąta. Natomiast koła o różnym zarysie stykają się punktowo, a pole styku ma kształt eliptyczny. Wymiary pola zależą od siły docisku kół. Niezwykle istotnym zadaniem stojącym przed projektantem tego typu przekładni jest odpowiedni dobór materiałów pary cierniej. Kojarzenie materiałów powinno być takie, by tarcie toczne było możliwie małe, co można uzyskać, gdy występuje duża wartość współczynnika

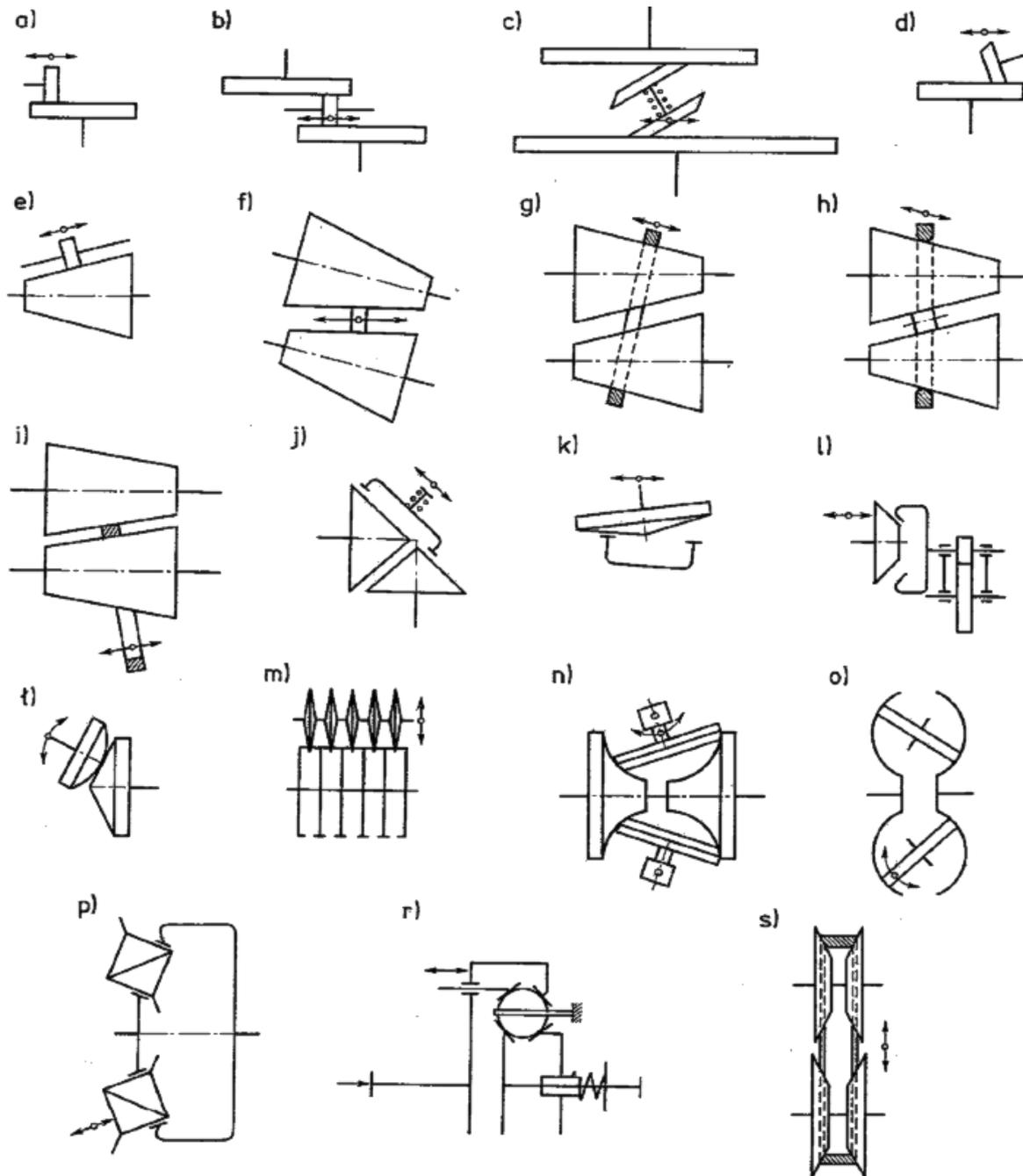
tarcia, duża wartość modułu Younga, a także mała histereza odkształceniowa [122]. Od materiałów na koła cierne wymaga się również dużej odporności na zużycie zmęczeniowe i zużycie ściernie (twardość powierzchni) oraz dobrego odprowadzania ciepła. Wśród najczęściej stosowanych par ciernych spotyka się: stal hartowana – stal hartowana, żeliwo – stal, żeliwo – żeliwo, tworzywo sztuczne – stal, tworzywo sztuczne – żeliwo, guma – stal oraz guma – żeliwo [122].



Rys. 2.18. Klasyfikacja przekładni ciernych

Istnieje bardzo wiele wariantów konstrukcji przekładni ciernych – wybrane z nich przedstawiono na rysunku 2.19. Wraz z rozwojem szeroko rozumianej techniki ze strony przemysłu pojawiły się nowe potrzeby i wymagania względem przekładni ciernych. Obecnie można zaobserwować wzrost znaczenia przekładni wyposażonych w elementy toczne pośredniczące w przekazywaniu napędu. Przekładniom tego typu (m.in. kulowym i toroidalnym) poświęcono osobny rozdział niniejszej pracy.

Cechą charakterystyczną przekładni ciernych jest występowanie poślizgu między współpracującymi powierzchniami kół, co wpływa niekorzystnie na sprawność i stałość przełożenia. Wyróżnia się trzy rodzaje poślizgów: sprężysty, geometryczny i całkowity [67]. Pierwszy z nich jest konsekwencją obwodowych odkształceń sprężystych powierzchni kół w strefie ich styku. Rozciąganie i ściskanie elementów powierzchni współpracujących kół ciernych powoduje powstawanie poślizgu sprężystego. Dla kół wykonanych z materiałów metalowych jest on niewielki (ze względu na ograniczone odkształcenia sprężyste), natomiast dla materiałów elastycznych (np. guma) wartości poślizgu sprężystego są znaczne (do 3%) [67].



Rys. 2.19. Wybrane warianty konstrukcji przekładni ciernych: a), b), c), d) czołowe, e) f) z bębniami stożkowymi i krążkiem czołowym, g) ze sztywnym pierścieniem, h) ze sztywnym pierścieniem i rolką odciążającą łożyska, i) z wewnętrznym pierścieniem pośredniczącym, j), k) stożkowe o osiach nierównoległych, l) stożkowe z przekładnią zębatą, ł) stożkowe z elementem kulistym, m) wielotarczowe, n), o) toroidalne, p) z rolkami stożkowymi, r) kulowe, s) z rozsuwanymi tarczami stożkowymi [122]

Różnice w prędkościach obwodowych współpracujących kół ciernych są przyczyną powstawania poślizgu geometrycznego, który znacząco wpływa na zużycie bieżni kół. Natomiast poślizg całkowity może wystąpić w warunkach utraty sprzężenia ciernego współpracujących powierzchni, co prowadzi do szybkiego i nierównomiernego zużycia kół.

Przekładnie cierne charakteryzują się następującymi zaletami [4, 67, 122, 136]:

- proste do wykonania kształty kół ciernych,

- zwarta budowa,
- możliwość bezstopniowej zmiany przełożenia,
- możliwość uzyskania przekładni nawrotnej,
- cichobieżność,
- brak obciążeń dynamicznych, co pozwala na pracę przy dużych prędkościach obrotowych,
- możliwość pracy w warunkach tarcia suchego.

Wśród największych wad przekładni ciernych należy wymienić [4, 67, 122, 136]:

- konieczność stosowania rozwiązań konstrukcyjnych zapewniających odpowiedni docisk współpracujących elementów ciernych,
- duże obciążenia wałów i łożysk,
- niestałość przełożenia – ze względu na występowanie poślizgów,
- niemożność przenoszenia dużych obciążeń,
- mała możliwość łagodzenia nierównomierności przenoszonego obciążenia,
- stosunkowo mała sprawność,
- duża wrażliwość na zmianę temperatury i wilgotności otoczenia.

Przekładnie cierne są stosowane przede wszystkim do bezstopniowej, płynnej zmiany przełożenia pod niewielkim obciążeniem. Można je spotkać w maszynach technologicznych (prasy cierne, młoty kuźnicze), układach napędowych pojazdów czy w niewielkich urządzeniach elektrotechnicznych. Są również często stosowane tam, gdzie nie jest możliwe lub nie jest korzystne użycie przekładni wymagających pracy w warunkach pełnego smarowania.

Spotykane w praktyce parametry przekładni ciernych przedstawiono w tabeli 2.3.

Tab. 2.3. Parametry techniczno – użytkowe przekładni ciernych [na podstawie 4, 23, 122]:

| Zakres przełożen | Zakres sprawności [%] | Maksymalna prędkość obwodowa [m/s] | Maksymalna przenoszona moc [kW] | Stosunek objętości do mocy [dm ³ /kW] | Stosunek masy do mocy [kg/kW] |
|------------------|-----------------------|------------------------------------|---------------------------------|--|-------------------------------|
| 1 – 6 | 60 – 95 | 25 | 250 | 16÷ 2 | 24÷6 |

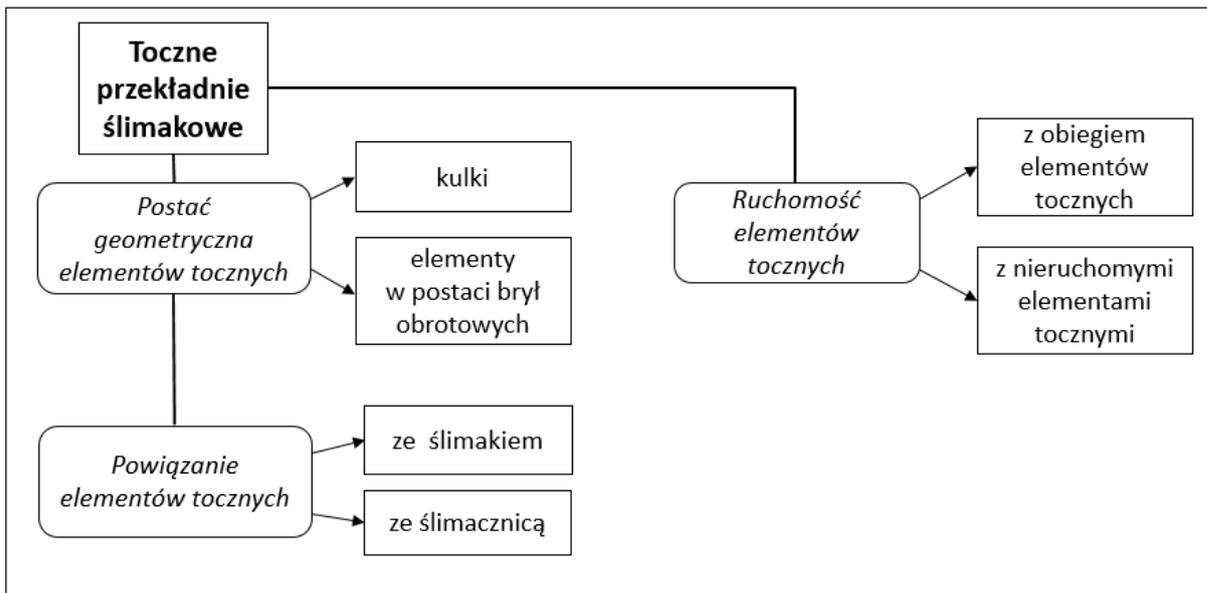
2.4. Przekładnie wyposażone w elementy toczne pośredniczące w przekazywaniu napędu

W przekładniach ciernych przekazanie napędu z wału czynnego na bierny odbywa się wskutek sprzężenia tarcowego współpracujących powierzchni. Istnieją jednak przekładnie, w których moment obrotowy przenoszony jest za pośrednictwem tarcia tocznego (tzw. przekładnie toczne), często na drodze sprzężenia cierno-kształtowego lub wyłącznie kształtowego. W ostatnich latach można zaobserwować wzrost znaczenia przekładni mechanicznych z elementami tocznymi. Niniejszy rozdział stanowi wybiórczy przegląd rozwiązań konstrukcyjnych przekładni tocznych pod względem ich budowy i uzyskiwanych przez nie parametrów techniczno – użytkowych.

Przekładnie ślimakowe toczne

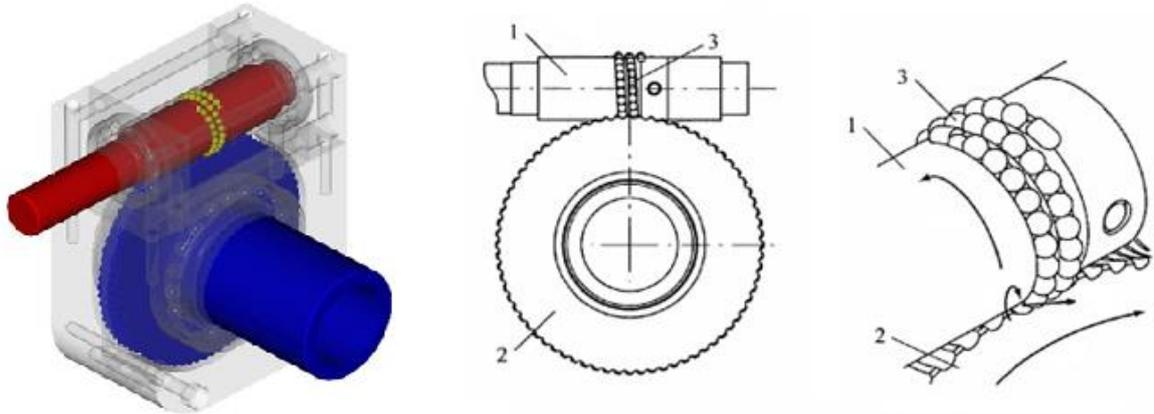
Koncepcja tocznej przekładni ślimakowej zakłada zastosowanie elementów tocznych, które pośredniczą w przenoszeniu napędu ze ślimaka na ślimacznicę. Pierwsze próby opracowania prototypu takiej przekładni podejmowano już w latach 60. XX wieku [133]. Ze względu na mnogość wariantów konstrukcyjnych, a także ich stosunkowo małe rozpowszechnienie, toczne przekładnie ślimakowe stanowią obiekt badań i zainteresowań nielicznych badaczy, a znalezienie opracowań literaturowych dotyczących ich budowy i eksploatacji jest zadaniem niezwykle trudnym. Analizując opisy patentowe, można dokonać ogólnej klasyfikacji tego typu przekładni, którą przedstawiono na rysunku 2.20.

Istnieją trzy zasadnicze kryteria podziału tocznych przekładni ślimakowych. Ich konstrukcje różnią się przede wszystkim postacią geometryczną elementów tocznych. Mogą być one powiązane ze ślimakiem lub ślimacznicą, pozostawać nieruchome bądź znajdować się w obiegu zamkniętym. W praktyce najczęściej spotyka się elementy toczne w postaci kulek (będących w obiegu względem ślimaka – rzadziej zębów ślimacznicy) oraz elementy w kształcie walców lub stożków powiązanych ze ślimacznicą.

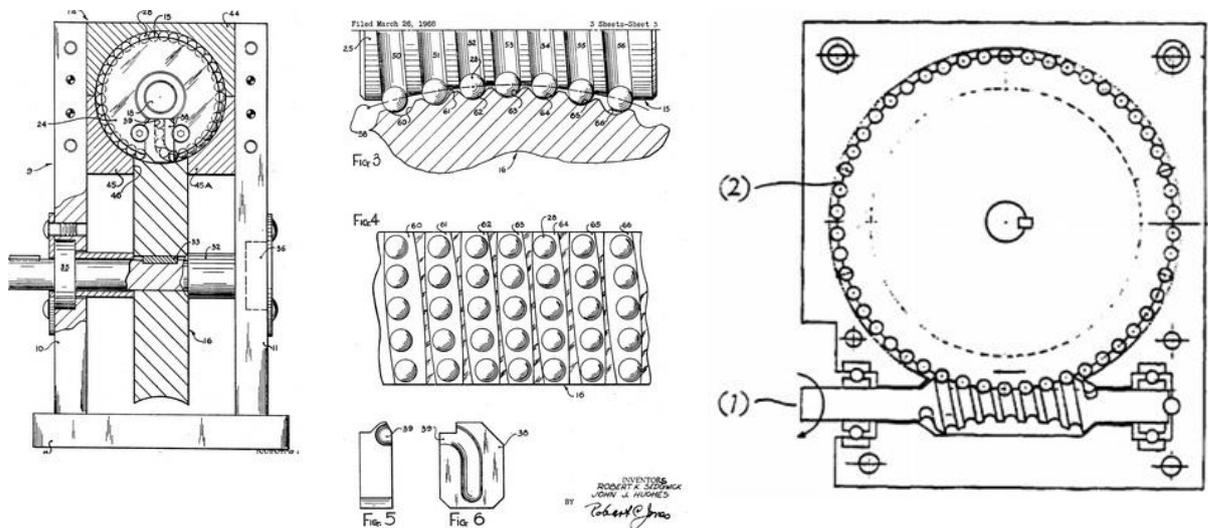


Rys. 2.20. Klasyfikacja tocznych przekładni ślimakowych

W przypadku przekładni ślimakowych z kulkami kluczowym zagadnieniem konstrukcyjnym jest zapewnienie odpowiedniego przemieszczania się (cyrkulacji) elementów tocznych. Na przestrzeni lat powstały koncepcje zakładające obieg kulek względem ślimaka (rys. 2.21, 2.22) – na wzór śruby tocznej – oraz idee polegające na powiązaniu kulek ze ślimacznicą (rys. 2.23, 2.24). W pierwszym przypadku istnieje możliwość zastosowania jedynie ślimaka walcowego – dzięki temu prędkości liniowe kulek są stałe, co gwarantuje stabilną pracę przekładni. Natomiast powiązanie elementów tocznych ze ślimacznicą umożliwia zastosowanie ślimaka globoidalnego [41]. Takie rozwiązanie pozwala na przenoszenie większych obciążeń – ze względu na dużą liczbę elementów tocznych pośredniczących w przekazywaniu napędu. Oryginalnym, aczkolwiek niezwykle trudnym do wykonania, rozwiązaniem jest koncepcja zapewnienia obiegu kulek względem zębów ślimacznicy (rys. 2.24).

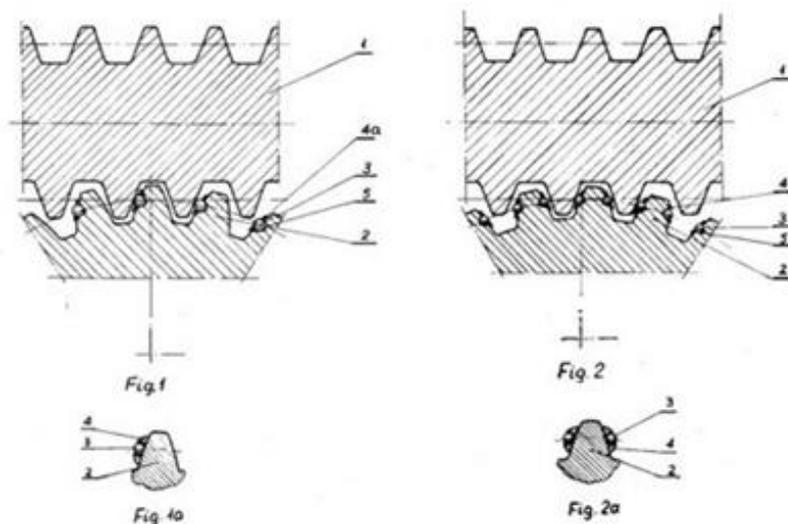


Rys. 2.21. Toczna przekładnia ślimakowa z obiegiem kulek: 1 – ślimak, 2 – ślimacznica, 3 – elementy toczne [na podstawie 142, 168]



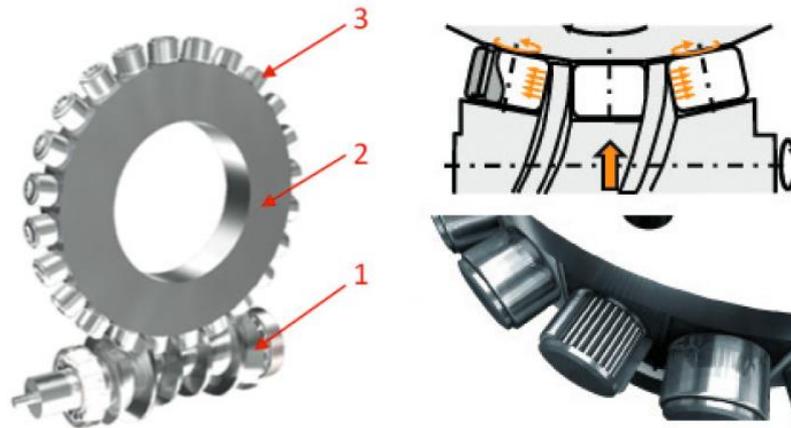
Rys. 2.22. Toczna przekładnia ślimakowa z obiegiem kulek [133]

Rys. 2.23. Przekładnia ślimakowa globoidalna z elementami tocznymi: 1 – ślimak globoidalny, 2 – ślimacznica z elementami tocznymi [41]



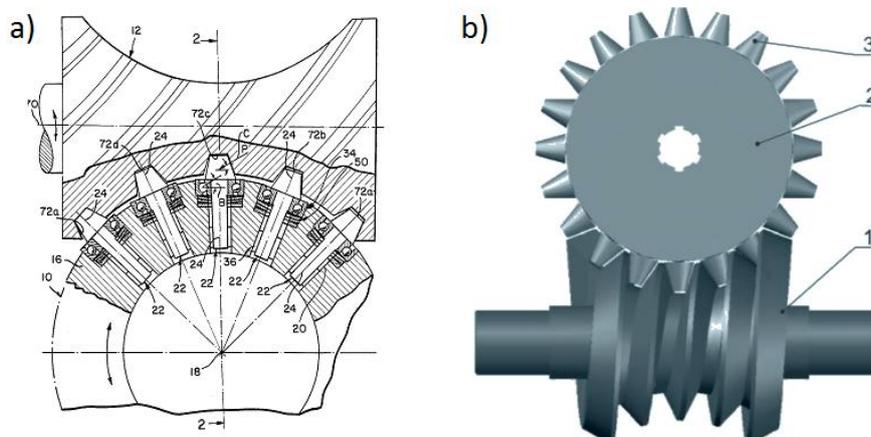
Rys. 2.24. Przekładnia ślimakowa toczna z elementami tocznymi przemieszczającymi się po powierzchni zębów ślimacznicy [109]

W ciągu ostatnich lat koncepcja toczonej przekładni ślimakowej ewoluowała w kierunku zastąpienia kulek elementami tocznymi w postaci brył obrotowych osadzonych na sworzniach zamocowanych w ślimacznicy w taki sposób, by odebrać możliwość ruchu postępowego i zapewnić wyłącznie ruch obrotowy. Jednym z obecnie produkowanych rozwiązań tego typu jest przekładnia *RollerDrive* [169], pokazana na rysunku 2.25. Składa się ona z koła ślimakowego, którego uzębienie zostało zastąpione walcowymi zespołami tocznymi osadzonymi za pośrednictwem łożysk igiełkowych na sworzniach umieszczonych w korpusie koła ślimakowego. Powierzchnie zewnętrzne elementów toczych współpracują ze ślimakiem walcowym o specjalnym zarysie zwoju. Przekładnie *RollerDrive* znajdują zastosowanie w stołach obrotowo-uchyłnych CNC [169].



Rys. 2.25. Przekładnia *RollerDrive*: 1 – ślimak walcowy, 2 – korpus koła ślimakowego, 3 – zespoły toczone [86]

Podjęmowano także próby aplikacji elementów toczych osiowo symetrycznych w przekładniach ze ślimakiem globoidalnym [np. 9, 137]. Dzięki temu zwiększa się powierzchnia zazębienia, co przekłada się na możliwość przenoszenia przez przekładnię większych obciążeń. Stosowane w tym przypadku elementy toczone mają najczęściej kształt ściętych stożków. Wybrane warianty konstrukcji toczych przekładni globoidalnych przedstawiono na rysunku 2.26.



Rys. 2.26. Toczone przekładnie ślimakowe ze ślimakiem globoidalnym: a) według patentu [9], b) według patentu [137]: 1 – ślimak globoidalny, 2 – korpus koła ślimakowego, 3 – zespoły toczone z elementami w postaci ściętych stożków [57]

W porównaniu do klasycznych przekładni ślimakowych przekładnie z elementami tocznymi charakteryzują się:

- większą sprawnością,
- większą trwałością, sztywnością i dokładnością pozycjonowania,
- możliwością pracy z dużymi prędkościami obwodowymi.

Do wad tocznych przekładni ślimakowych zalicza się:

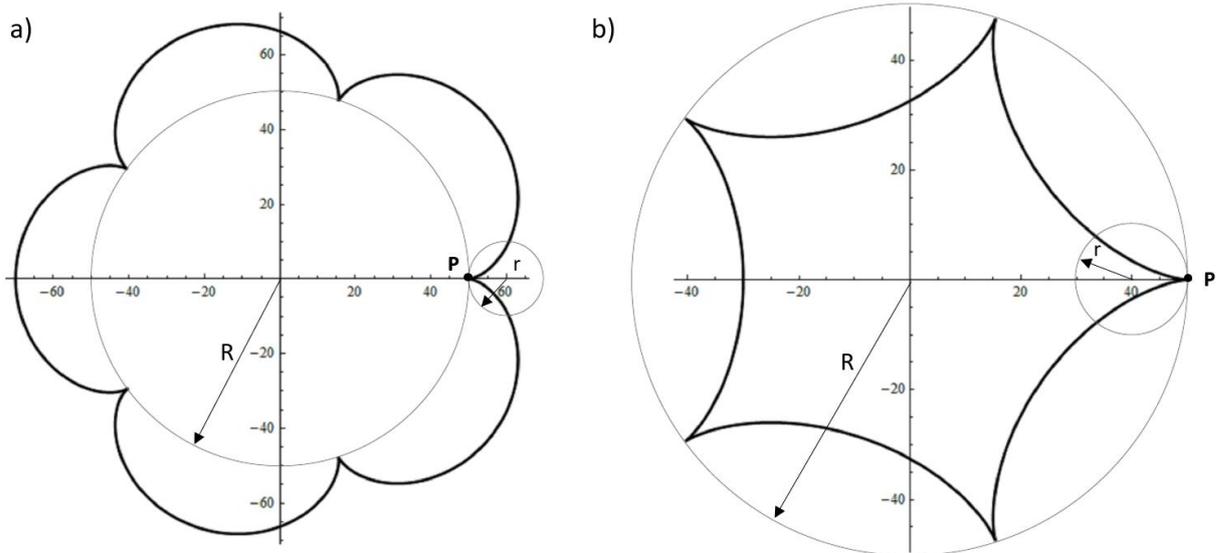
- możliwość przenoszenia stosunkowo niewielkich obciążeń, co wynika z dyskretnego charakteru współpracy elementów tocznych z powierzchnią ślimaka i ślimacznicy (w przypadku przekładni z kulkami) lub z ograniczonej nośności łożysk, w których zamontowane są zespoły toczne (w przypadku przekładni z elementami walcowymi i stożkowymi),
- skomplikowaną budowę, podwyższającą koszty produkcji i eksploatacji.

W literaturze brakuje jednoznacznych danych dotyczących parametrów osiągniętych przez przekładnie ślimakowe toczne. Na podstawie analizy licznych patentów można wnioskować, że takie parametry jak przełożenie oraz stosunek objętości przekładni do osiąganego przełożenia są porównywalne z klasycznymi przekładniami ślimakowymi. Sprawność tocznych przekładni ślimakowych jest większa, jednak nie dorównuje sprawności przekładni zębatych walcowych [18, 145, 146].

Przekładnie cykloidalne

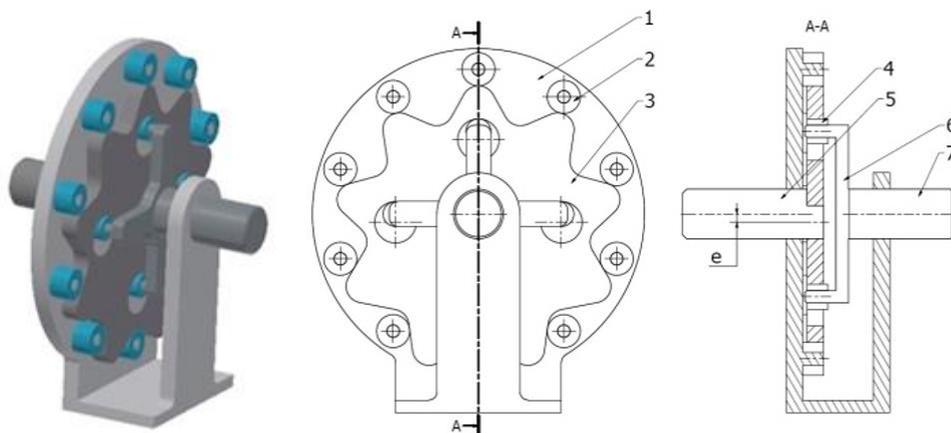
Przekładnie cykloidalne zaliczane są do kategorii obiegowych przekładni kształtowo-tocznych. Ich nazwa wywodzi się od rodzaju krzywej opisującej kształt kół obiegowych, natomiast w literaturze [np. 16, 128] nazywane są również przekładniami trochoidalnymi, a często także K-H-V. Autor niniejszej pracy pod pojęciem przekładni cykloidalnych rozumie przekładnie obiegowe o zazębieniu wewnętrznym, w których koła obiegowe mają uzębienie zewnętrzne o zarysie cykloidalnym [16]. Idea przekładni cykloidalnej została po raz pierwszy opisana w latach 20. XX w., natomiast pierwsze patenty i opracowania dotyczące jej kinematyki i geometrii zaczęły pojawiać się w latach 60. XX w. [16].

Cykloida zwykła to cykliczna krzywa płaska zakreślana przez punkt P leżący na okręgu o promieniu r toczącym się bez poślizgu po prostej l [13]. Cykloidy wydłużone (gdy punkt P leży na zewnątrz koła o promieniu r) i skrócone (gdy punkt P leży wewnątrz koła o promieniu r) zwane są trochoidami – przekładniom trochoidalnym poświęcono osobny rozdział pracy. Istnieją dwa szczególne przypadki cykloidy mające praktyczne zastosowanie w przekładniach mechanicznych. Pierwszym z nich jest epicykloida – krzywa, którą zakreśla punkt P leżący na okręgu o promieniu r toczącym się bez poślizgu po zewnętrznej stronie okręgu zasadniczego o promieniu R . Natomiast hipocykloida powstaje wówczas, gdy okrąg o promieniu r toczy się bez poślizgu po wewnętrznej stronie okręgu zasadniczego. O kształcie tych krzywych w głównej mierze decyduje iloraz wartości promieni koła zasadniczego i koła odtaczanego – jest to tzw. moduł cykloidy [16]. Omawiane krzywe dla ilorazu $R/r = 5$ przedstawiono na rysunku 2.27.



Rys. 2.27. Cykloidy dla ilorazu $R/r = 5$: a) epicykloida, b) hipocykloida, R – promień okręgu zasadniczego, r – promień okręgu odtaczanego, P – punkt kreślący krzywą

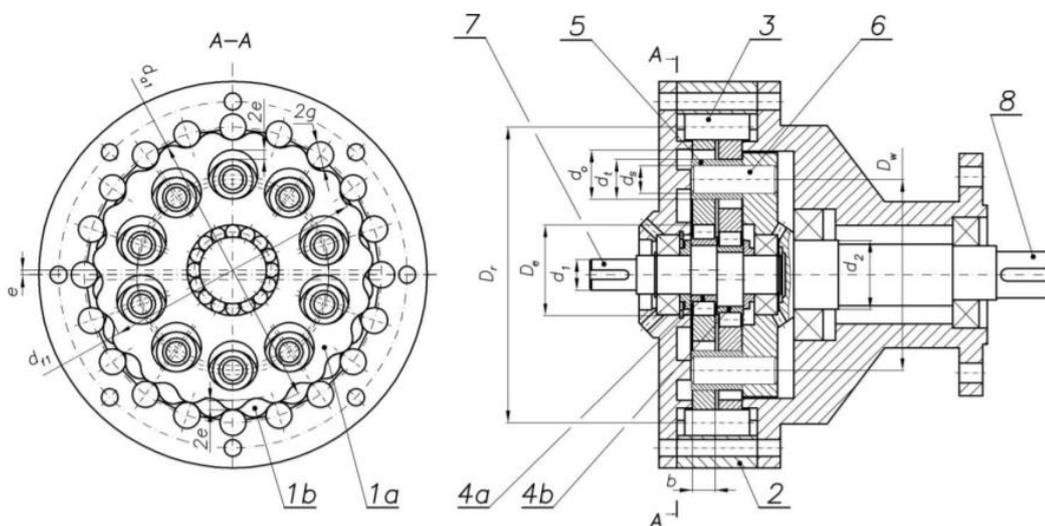
Rysunek 2.28 przedstawia ideę jednostopniowej przekładni cykloidalnej. Obracający się wał wejściowy powoduje obtaczanie się mimośrodowo zamontowanego koła o cykloidalnym zarysie po powierzchniach zewnętrznych elementów toczonej (w postaci rolek) zamocowanych równomiernie na obwodzie korpusu przekładni (stanowią one niejako uzębienie wewnętrzne). Na wale wyjściowym osadzone jest jarzmo wyposażone w elementy toczone, których powierzchnie zewnętrzne są styczne do powierzchni otworów w kole cykloidalnym. Obracające się koło cykloidalne powoduje ruch toczny rolek w otworach, dzięki czemu następuje przeniesienie momentu obrotowego z wału wejściowego na wał wyjściowy.



Rys. 2.28. Schemat ideowy jednostopniowej przekładni cykloidalnej: 1 – korpus, 2, 4 – elementy toczone, 3 – koło cykloidalne, 5 – wał wejściowy, 6 – jarzmo, 7 – wał wyjściowy, e – mimośród [86]

Charakter współpracy głównych komponentów w przekładniach cykloidalnych wskazuje, że można je zaliczyć do kategorii przekładni toczonej. W przekładni przedstawionej na rysunku 2.29 pary toczone stanowią: obiegowe koła cykloidalne $1a$ i $1b$ oraz rolki 3 koła nieruchomego, tuleje 5 obtaczające się w otworach kół obiegowych, a także łożyska $4a$ i $4b$, osadzone na wale wejściowym 7, na których zamontowane są koła obiegowe.

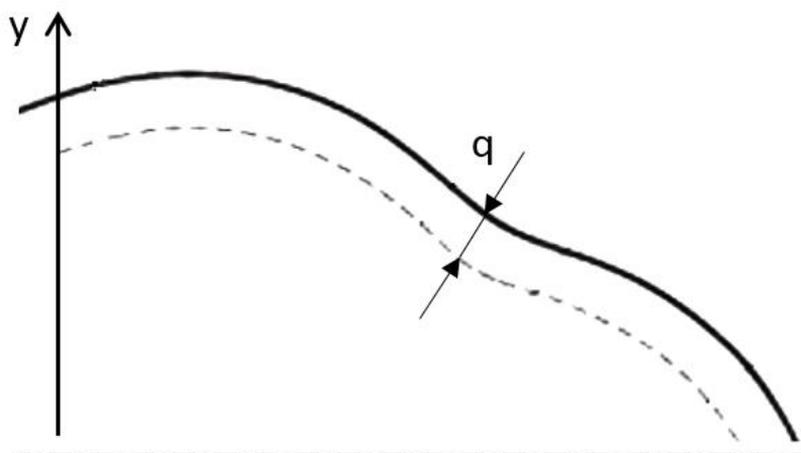
W przekładni cykloidalnej z jednym kołem obiegowym występuje niezrównoważenie sił masowych, dlatego w praktyce najczęściej spotyka się przekładnie z dwoma identycznymi kołami obiegowymi rozmieszczonymi względem siebie o kąt 180° (rys. 2.29).



Rys. 2.29. Budowa jednostopniowej przekładni cykloidalnej z dwoma kołami obiegowymi:
 1a, 1b – koła obiegowe o zarysie cykloidalnym, 2 – nieruchome koło centralne, 3 – rolki,
 4a, 4b – łożyska toczne kół obiegowych, 5 – tuleje, 6 – sworznie, 7 – wał wejściowy,
 8 – wał wyjściowy, e – mimośród [5]

Dla prawidłowej pracy przekładni cykloidalnej konieczne jest, by różnica liczby rolek koła centralnego i liczby zębów obiegowego koła cykloidalnego wynosiła co najmniej 1. W praktyce koło centralne ma 1-3 rolek więcej niż liczba zębów koła obiegowego [43].

W uzębieniu niemodyfikowanym krzywa opisująca kształt kół obiegowych jest ekwidystantą (krzywą offsetową) epicykloidy skróconej. Oznacza to, że powstały zarys jest odsunięty o wartość q (równą promieniowi rolki koła centralnego) w kierunku normalnym do epicykloidy (rys. 2.30). Szczegółowe analizy kinematyczne i geometryczne przekładni cykloidalnych oraz wzory opisujące kształt kół obiegowych można znaleźć w literaturze [5, 16, 80, 82, 172].



Rys. 2.30. Ekwidystanta (krzywa offsetowa) opisująca kształt zarysu obiegowych kół cykloidalnych:
 q – promień rolek koła centralnego

Cechą charakterystyczną niemodyfikowanego zazębienia przekładni cykloidalnej jest brak luzów [16], jednak uzyskanie dokładnego odwzorowania zarysu kół obiegowych w procesie technologicznym staje się niemal niemożliwe. Dlatego też istnieje konieczność wprowadzenia korekcji kształtu krzywej offsetowej w celu eliminacji niekorzystnych skutków błędów wykonania głównych elementów przekładni. Najnowsze osiągnięcia w tej dziedzinie zostały przedstawione w literaturze [14, 21, 80, 131].

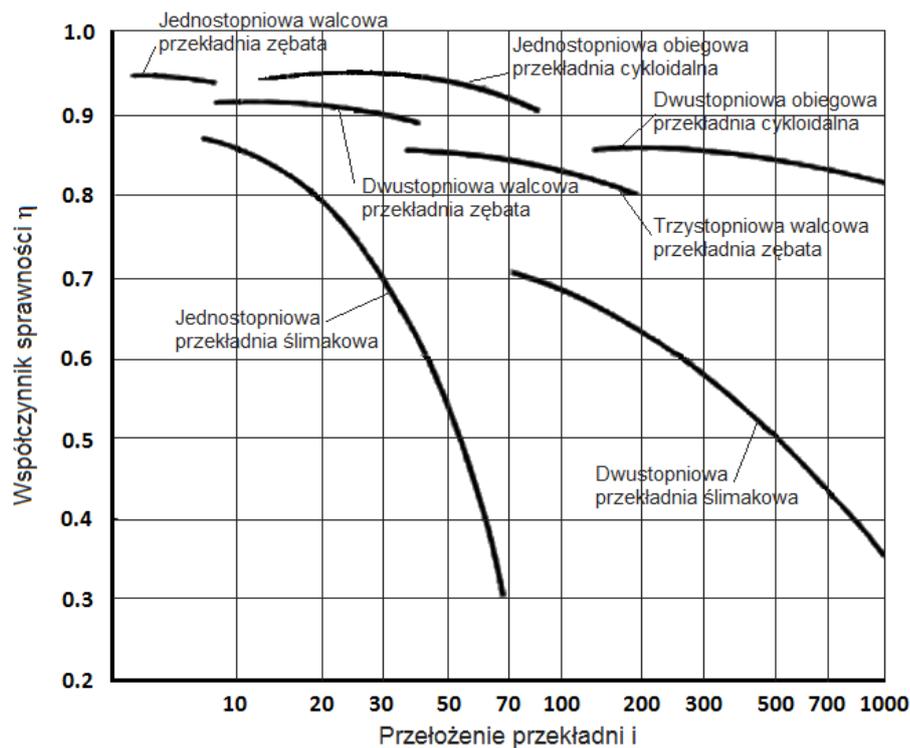
Przekładnie cykloidalne charakteryzują się następującymi zaletami [5, 16, 80]:

- możliwość uzyskania dużego przełożenia na jednym stopniu,
- zwarta budowa i małe wymiary gabarytowe,
- małe wartości luzu,
- cichobieżność,
- duża równomierność ruchu,
- łagodny rozruch i hamowanie,
- możliwość szybkiej zmiany kierunku obrotów wałów przekładni,
- duża sprawność (według [7, 135, 155]), dochodząca do 94% (rys. 2.31).

Do wad przekładni cykloidalnych zalicza się:

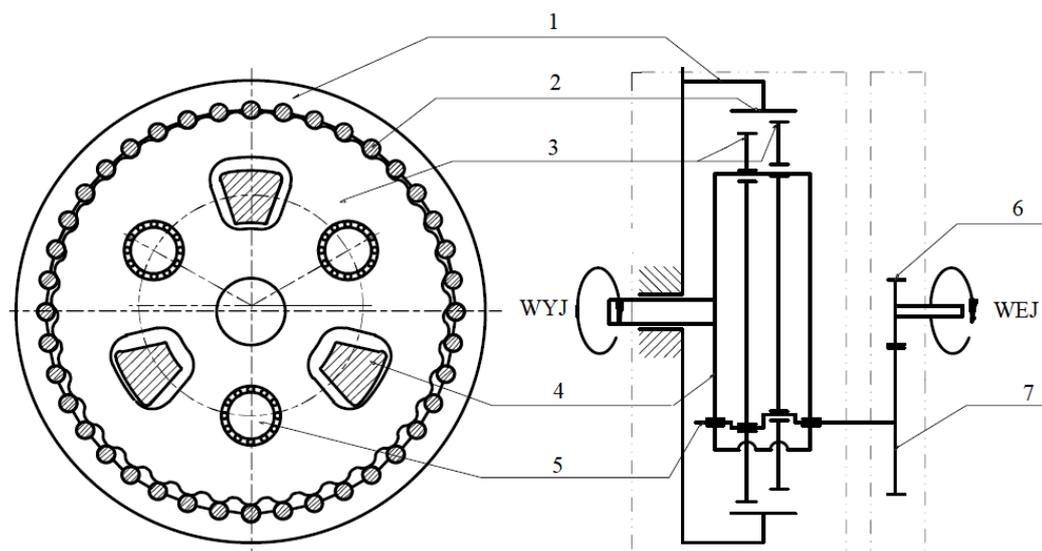
- wrażliwość na błędy wykonania głównych komponentów przekładni i ich montażu,
- skomplikowaną geometrię uzębienia, wymagającą stosowania precyzyjnych technologii kół zębatych.

W ostatnich latach można zaobserwować wzrost znaczenia przekładni cykloidalnych, o czym świadczy ich dość powszechne stosowanie w maszynach i urządzeniach technologicznych, robotach przemysłowych, systemach transportowych, czy urządzeniach medycznych. Wśród najnowszych tendencji rozwojowych można wskazać konstrukcje przekładni cykloidalnych magnetycznych [95].



Rys. 2.31. Porównanie sprawności przekładni cykloidalnych z innymi przekładniami zębatymi [16]

W ostatnich latach obiektem szczególnego zainteresowania badaczy są przekładnie typu *RV reducer*, stanowiące połączenie przekładni planetarnej walcowej i cykloidalnej. Ze względu na dużą sztywność przekładnie tego typu znajdują zastosowanie przede wszystkim w robotach przemysłowych [37, 173]. Schemat ideowy pokazano na rysunku 2.32.



Rys. 2.32. Schemat przekładni typu *RV reducer*: 1 – korpus, 2 – rolki, 3 – koła cykloidalne, 4 – jarzmo, 5 – wałek korbowy, 6 – koło słoneczne, 7 – koło planetarne [na podstawie 37]

Przekładnie trochoidalne

Przekładnie trochoidalne zaliczane są do przekładni obiegowych i stanowią szczególny przypadek konstrukcyjny przekładni cykloidalnych. Autor niniejszej pracy jako takie przekładnie rozumie przekładnie obiegowe, w których koło centralne ma uzębienie wewnętrzne o zarysie trochoidalnym. W literaturze można znaleźć liczne opracowania dotyczące pomp zębatych z kołami trochoidalnymi [np. 26, 27, 55], jednak nie stanowią one przedmiotu niniejszego opracowania. Należy także zaznaczyć, że w niektórych źródłach literaturowych tego typu przekładnie nazywane są przekładniami z zębikiem tocznym (*roller pinion*) – zostaną one opisane w dalszej części pracy.

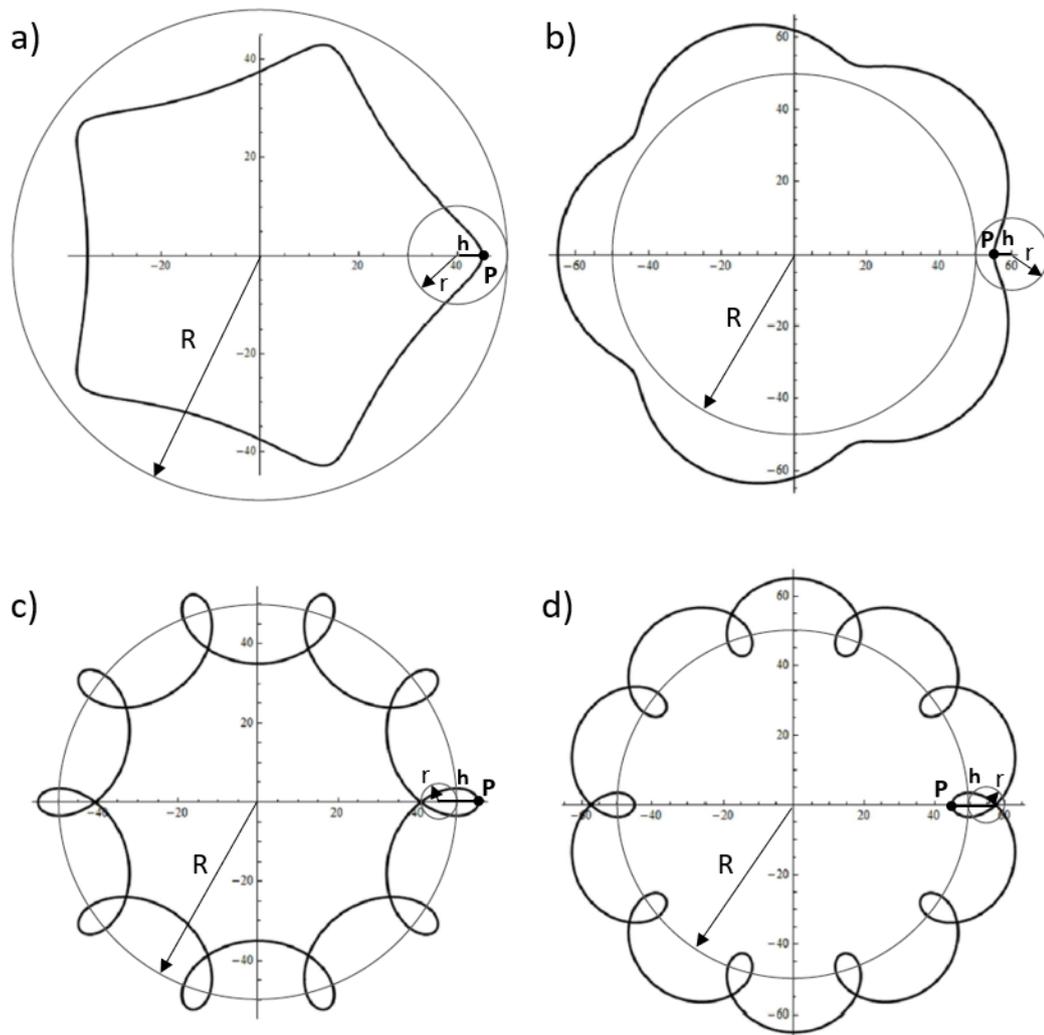
Trochoida to rodzaj cyklicznej krzywej płaskiej (stanowiącej szczególny przypadek cykloidy) zakreślanej przez punkt P związany z okręgiem odtaczanym o promieniu r toczącym się bez poślizgu po okręgu zasadniczym o promieniu R [13]. Poszczególne przypadki trochoid zostały przedstawione na rysunku 2.33. W zależności od położenia punktu P względem okręgu odtaczanego wyróżnia się trochoidy wydłużone (punkt P leży na zewnątrz okręgu odtaczanego w odległości h) oraz skrócone (punkt P leży wewnątrz okręgu odtaczanego w odległości h). Ze względu na wzajemne położenia okręgu odtaczanego zasadniczego trochoidy dzielą się na epitrochoidy (gdy okrąg odtaczany toczy się po zewnętrznej stronie okręgu zasadniczego) oraz hipotrochoidy (gdy okrąg odtaczany toczy się po wewnętrznej stronie okręgu zasadniczego).

Przykład konstrukcji przekładni trochoidalnej przedstawiono na rysunku 2.34 [130]. Składa się ona z wału czynnego, na którym osadzony jest mimośrodowo pierścień o walcowej powierzchni zewnętrznej, gdzie osadzone jest łożysko kulkowe. Na powierzchni zewnętrznej łożyska umieszczono elementy toczne w postaci kulek (rozmieszczonych równomiernie

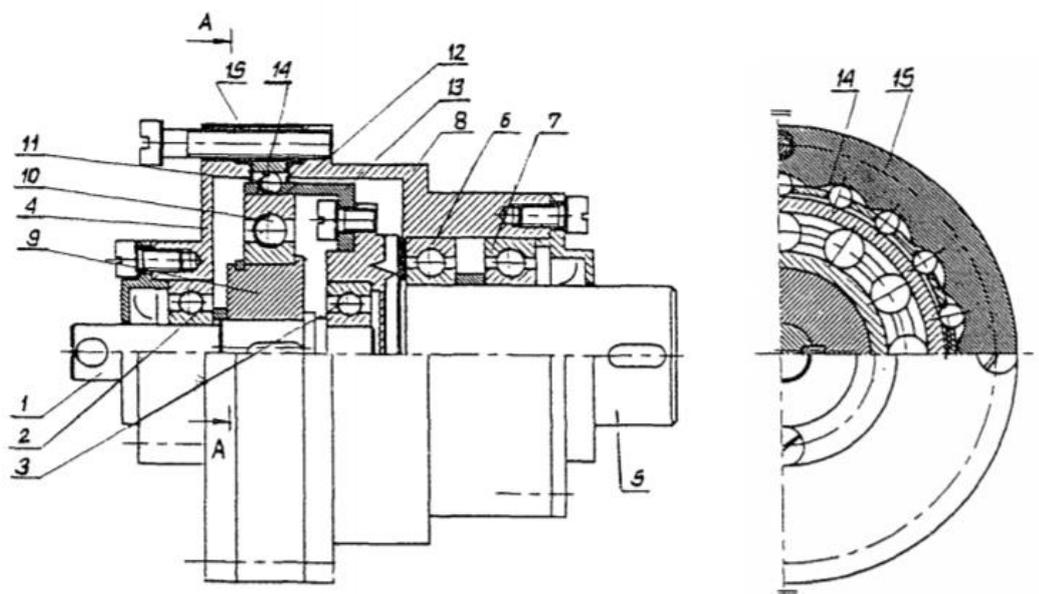
w koszyczku połączonym z wałem biernym), które współpracują z trochoidalnym uzębieniem wewnętrznym koła stałego, stanowiącego obudowę zewnętrzną przekładni, przenosząc napęd z wału czynnego na wał bierny. Obrót wału czynnego wymusza ruch obrotowy pierścienia mimośrodowego, powodując promieniowe przemieszczanie się kulek, które wchodzi we wręby międzyzębne koła stałego, co przekłada się na obrót koszyczka, a tym samym wału biernego.

Podobnie jak w przypadku przekładni cykloidalnych liczba zębów koła centralnego jest różna od liczby elementów tocznych. Gdy liczba kulek jest większa od liczby zębów koła stałego, to kierunki obrotów wałów przekładni są przeciwny, natomiast w przypadku, gdy większa jest liczba zębów, wówczas kierunki są zgodne.

W celu lepszego wyrównoważenia przekładni, a tym zapewnienia jej stabilnej pracy, stosuje się przekładnie dwumimośrodowe, której przykład został opisany w [129]. Szczegółowe analizy geometryczne i kinematyczne przekładni trochoidalnych opisano w [76, 128], natomiast obliczenia geometryczne uzębienia można znaleźć w literaturze dotyczącej pomp zębatych [26, 27, 55]. Przełożenie oblicza się analogicznie jak w przypadku przekładni cykloidalnych.



Rys. 2.33. Trochoidy: a) hipotrochoida wydłużona, b) epitrochoida wydłużona, c) hipotrochoida skrócona, d) epitrochoida skrócona, R – promień okręgu zasadniczego, r – promień okręgu odtaczanego, P – punkt kreślący krzywą, h – odległość punktu P od okręgu odtaczanego



Rys. 2.34. Przekładnia trochoidalna: 1 – wał czynny, 2, 3 – łożyska wału czynnego, 4 – pokrywa, 5 – wał bierny, 6, 7 – łożyska wału biernego, 8 – pokrywa, 9 – pierścień mimośrodowy, 10 – łożysko kulkowe, 11 – elementy toczone (kulki), 12, 13 – koszyczek, 14, 15 – koło zębate o uzębieniu wewnętrznym trochoidalnym [130]

Do zalet przekładni trochoidalnych, podobnie jak w przypadku przekładni cykloidalnych, zalicza się [76, 128]:

- dużą wartość wskaźnika zazębienia, co wpływa korzystnie na możliwość przenoszenia dużych obciążeń,
- możliwość uzyskania bardzo dużych przełożeń na jednym stopniu,
- dużą równomierność ruchu,
- korzystny stosunek masy do dopuszczalnego momentu na wale wyjściowym,
- dużą sprawność.

Wśród wad tego typu przekładni należy wyróżnić:

- dużą wrażliwość na błędy wykonania i montażu.

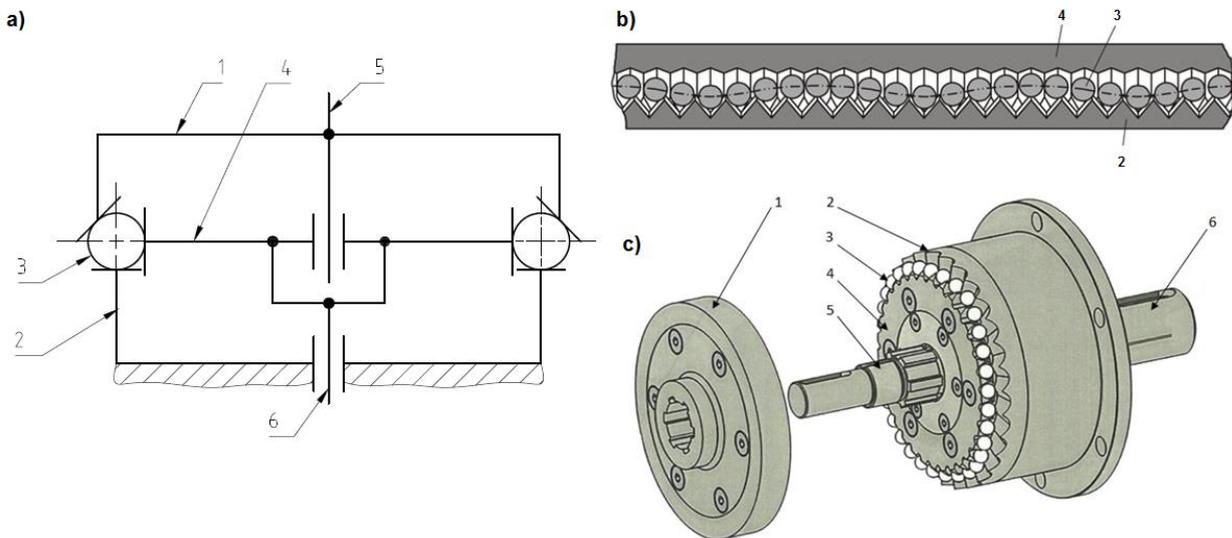
Przekładnie trochoidalne znajdują podobne zastosowania jak przekładnie cykloidalne, jednak nie są tak rozpowszechnione.

Kulkowa przekładnia falowa

Ciekawym rozwiązaniem przekładni toczonej jest kulkowa przekładnia falowa produkowana przez firmę *Detlev Hofmann GmbH*, będąca przedmiotem patentu [42].

Budowę i zasadę działania tej przekładni przedstawiono na rysunku 2.35. Na wale wejściowym 5 zamontowana jest specjalnie wyprofilowana krzywka 1, której powierzchnia czynna składa się z określonej liczby pochyłonych fal. Obrót wału (a tym samym krzywki) powoduje obtaczanie się kulek 3 po uzębieniu czołowym głównego (nieruchomego) koła zębatego 2, wprawiając w ruch obrotowy centralne koło zębate 4 połączone sztywno z wałem wyjściowym 6.

Aby zapewnić prawidłowe funkcjonowanie przekładni, liczba elementów toczonech musi być większa od liczby krzywych (fal) stanowiących zarys krzywki oraz różna od liczby zębów nieruchomego koła zębatego o uzębieniu czołowym.



Rys. 2.35. Kulkowa przekładnia falowa: a) schemat kinematyczny, b) zasada działania zazębienia [160], c) model CAD przekładni [86]: 1 – krzywka, 2 – nieruchome koło zębate o uzębieniu czołowym, 3 – elementy toczone (kulki), 4 – centralne koło zębate, 5 – wał wejściowy, 6 – wał wyjściowy

Kulkowa przekładnia falowa do tej pory nie doczekała się opracowań literaturowych. Według producenta, najważniejszymi zaletami przekładni są:

- możliwość przenoszenia dużych obciążeń, ze względu na fakt, że jednocześnie napęd jest przenoszony przez 40% kulek,
- duża równomierność ruchu i sztywność,
- możliwość pracy z dużymi prędkościami obrotowymi,
- duża sprawność.

Jako wadę przekładni można wskazać bardzo skomplikowaną geometrię, co powoduje wysoką wrażliwość na błędy technologiczne, a także znacząco podnosi koszty produkcji.

Ze względu na swoje zalety, kulkowe przekładnie falowe znalazły zastosowanie m.in. w stołach obrotowych sterowanych numerycznie [160].

Podobne rozwiązanie konstrukcyjne przekładni z kulkami zaproponowała firma *Kamo Seiko Co.* [51, 163]. W tej konstrukcji napęd z wału czynnego na bierny przenoszony jest poprzez kulki współpracujące z czołowymi kołami krzywkowymi o specjalnej geometrii.

Przekładnie z zębnikiem tocznym

Pierwsze patenty dotyczące konstrukcji przekładni z zębnikiem tocznym (*roller pinion gear*) pojawiły się na początku XXI w. [3]. Niektóre źródła [np. 106] określają tego typu przekładnie mianem trochoidalnych (ze względu na krzywą opisującą zarys zębów koła krzywkowego). W ostatnich latach można zaobserwować wzrost znaczenia przekładni z zębnikiem tocznym, czego dowodem są liczne patenty [np. 39, 50, 157]. Omawiana

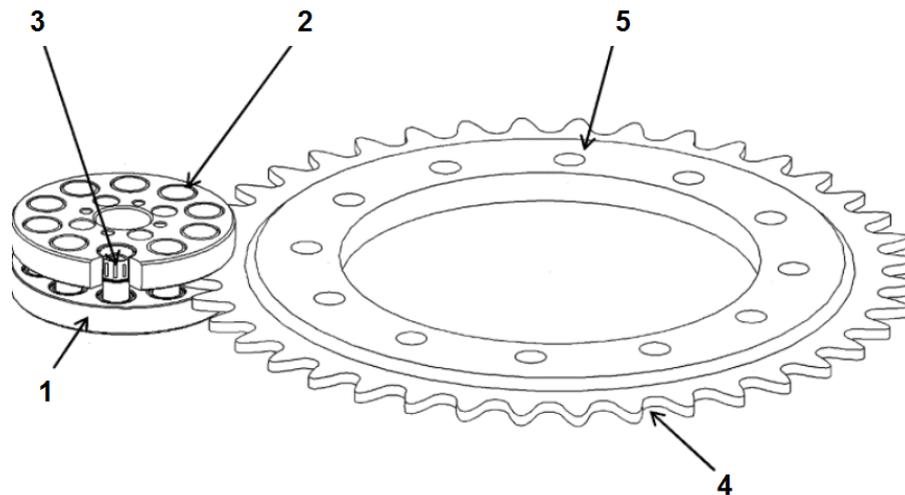
przekładnia występuje także w wariantcie konstrukcyjnym z listwą zębatą (zębatką), dzięki czemu możliwa jest zamiana ruchu obrotowego na ruch postępowy.

Budowa przekładni z zębniakiem tocznym (rys. 2.36) jest zbliżona do klasycznej przekładni zębatej walcowej o zazębieniu zewnętrznym. Składa się ona z zębniaka (stanowiącego człon wejściowy przekładni) wyposażonego w łożyskowane rolki, współpracującego z kołem krzywkowym o trochoidalnym zarysie zewnętrznym. Napęd z członu czynnego na bierny jest przenoszony całkowicie poprzez tarcie toczne między rolkami i powierzchniami czynnymi koła krzywkowego. Istnieją także rozwiązania konstrukcyjne, w których koło krzywkowe ma mniejszą liczbę wrębów niż liczba rolek i pełni niejako rolę zębniaka [3]. W tym przypadku występuje zazębienie wewnętrzne. Przełożenie przekładni oblicza się podobnie jak w przypadku klasycznych przekładni zębatych walcowych.

Znalezienie opracowań literaturowych dotyczących tego typu przekładni jest niezwykle trudne. W nielicznych artykułach [np. 106, 148] przedstawiono wyniki analiz kinematycznych i geometrycznych oraz zbadano wpływ wybranych parametrów przekładni na niedokładność jej pracy.

Przekładnie z zębniakiem tocznym charakteryzują się licznymi zaletami [3, 148]:

- duża trwałość,
- duża sztywność i dokładność pozycjonowania,
- bezluzowość,
- możliwość pracy z dużymi prędkościami obrotowymi,
- duża sprawność.



Rys. 2.36. Budowa przekładni z zębniakiem tocznym: 1 – korpus zębniaka, 2 – rolka, 3 – łożysko rolki, 4 – koło krzywkowe, 5 – otwory montażowe [106]

Do wad tego typu przekładni zalicza się:

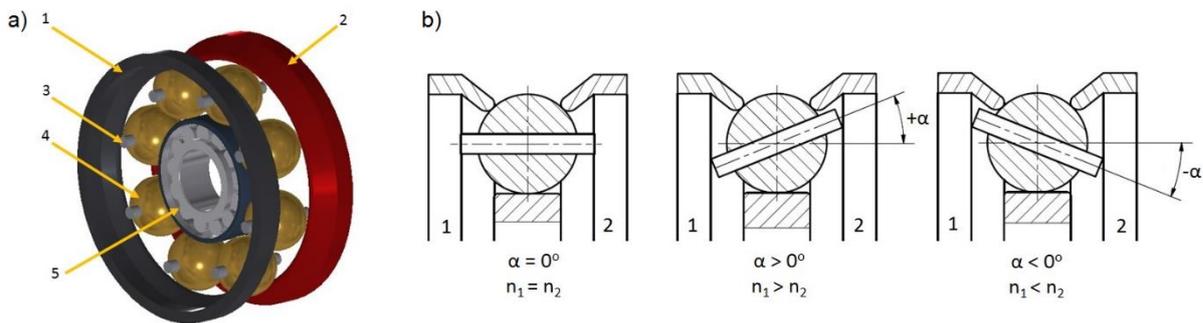
- duże wymiary gabarytowe,
- niemożność uzyskania dużych przełożeń.

Przekładnie z zębniakiem tocznym znalazły zastosowanie m.in. w aparaturze medycznej, urządzeniach indeksujących oraz niewielkich wrzecionach urządzeń pomiarowych i maszyn technologicznych [3, 148].

Przekładnie toczone o bezstopniowej zmianie przełożenia

Wariatory toczone to przekładnie, w których istnieje możliwość zmiany przełożenia pod obciążeniem w sposób ciągły. W literaturze krajowej [np. 4, 67] zaliczane są do kategorii przekładni ciernych. Warto podkreślić, że w wariatorach toczonej istnieje jedynie sprzężenie ciernie między współpracującymi elementami. Znanych jest wiele rozwiązań konstrukcyjnych przekładni toczonej o zmiennym przełożeniu, jednak na przestrzeni lat szczególne uznanie przemysłu zyskały dwa typy przekładni – wariatory kulowe i wariatory toroidalne.

Budowa i zasada działania wariatora kulowego została przedstawiona na przykładzie przekładni *NuVinci®* [161] firmy *Fallbrook Technologies* (rys. 2.37).



Rys. 2.37. a) budowa i b) zasada działania wariatora kulowego: 1 – pierścień wejściowy, 2 – pierścień wyjściowy, α – kąt pochylenia kulek, n_1 – prędkość obrotowa pierścienia wejściowego, n_2 – prędkość obrotowa pierścienia wyjściowego

Składa się ona z pierścienia wejściowego 1 i wyjściowego 2, elementów toczonej 4 w postaci kulek, stykających się z pierścieniami i osadzonych na osiach 3, oraz z umieszczonej centralnie łożyskowanej tulei 5, pełniącej rolę prowadzenia kulek. Przyłożenie do pierścienia wejściowego momentu obrotowego powoduje obtaczanie się kulek po tulei centralnej. Jednocześnie wprowadzone w ruch kulki przenoszą napęd na pierścień wyjściowy. W zależności od kąta pochylenia osi elementów toczonej (regulowanego specjalnym mechanizmem) przekładnia działa jako reduktor bądź multiplikator (co przedstawiono na rysunku 2.37b). Ponadto może ona działać jako przekładnia nawrotna. W celu zmiany kierunku obrotów elementów przekładni należy unieruchomić jeden z pierścieni, a moment obrotowy przyłożyć do tulei centralnej. Kierunek obrotu pierścienia wyjściowego zależy wówczas od kąta pochylenia osi elementów toczonej. Podobne rozwiązania konstrukcyjne stanowią przedmiot ochrony patentowej [np. 25, 64].

Schematy kinematyczne najczęściej stosowanych wariatorów kulowych przedstawiono na rysunku 2.38. Przekładnie te, oprócz struktury kinematycznej, różnią się między sobą przede wszystkim sposobem prowadzenia i docisku kulek.

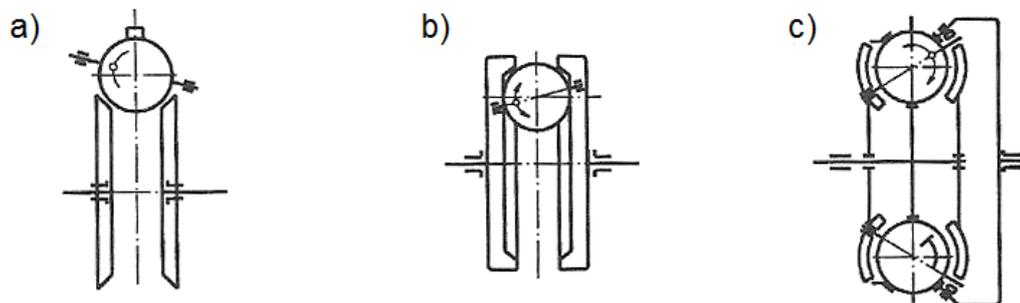
Do zalet wariatorów kulowych zalicza się [28, 67, 161]:

- kompaktową i stosunkowo prostą budowę,
- możliwość pracy jako przekładnia nawrotna.

Jako największe wady tego typu przekładni wymienia się:

- małą wartość maksymalnego przełożenia ($i_{\max}=12$ [67]),
- duży wpływ przełożenia na sprawność przekładni (np. $\eta = 0,9$ dla $i = 1$ oraz $\eta = 0,3$ dla $i = 10$ [67]),

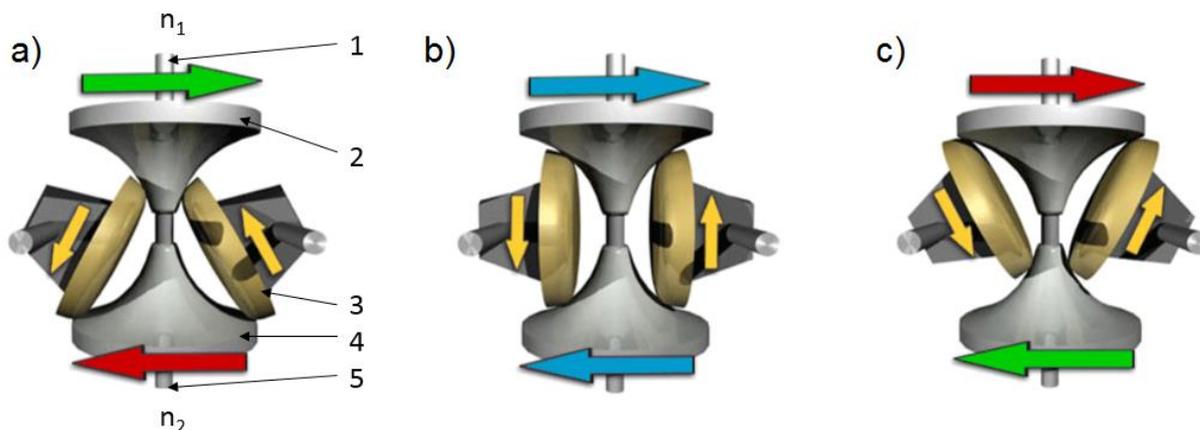
- możliwość występowania poślizgów, co wpływa niekorzystnie na dokładność pracy przekładni.



Rys. 2.38. Schematy kinematyczne wariatorów kulowych: a) z pierścieniami wypukłymi, b) z pierścieniami wklęsłymi, c) wariator planetarny [na podstawie 67]

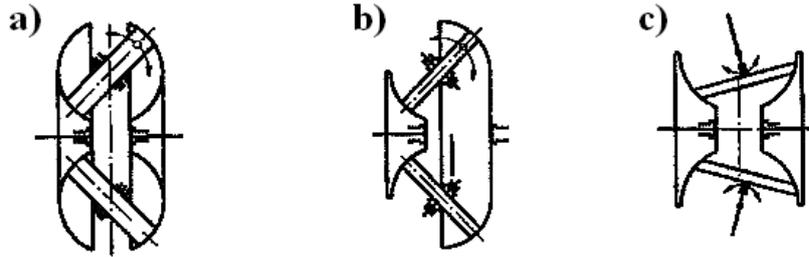
Przekładnie toczne kulowe o zmiennym przełożeniu znajdują zastosowanie m.in. w napędach rowerów, stanowiąc kompaktowe rozwiązanie możliwe do zaimplementowania w piastach kół.

Drugą, stosunkowo rozpowszechnioną, grupą wariatorów tocznych są przekładnie toroidalne, o czym świadczą liczne patenty, m.in. [54, 88]. Przekładnie te składają się z dwóch kół ciernych o torusowych, wklęsłych powierzchniach tocznych oraz z wahliwie osadzonych rolek pośredniczących, zaciskanych między tarczami [67]. Przełożenie przekładni (a tym samym prędkości obrotowe wału czynnego i biernego) nastawia się poprzez zmianę kąta nachylenia rolek względem kół ciernych. Budowę i zasadę działania jednostopniowej przekładni toroidalnej przedstawiono na rysunku 2.39, natomiast szczegółowe analizy geometryczne, kinematyczne i dynamiczne opisano np. w [19, 67, 102, 151, 152].



Rys. 2.39. Budowa i zasada działania jednostopniowego wariatora toroidalnego: 1 – wał wejściowy, 2 – koło cierne czynne, 3 – rolki pośredniczące, 4 – koło cierne bierne, 5 – wał wyjściowy, n_1 – prędkość obrotowa wału wejściowego, n_2 – prędkość obrotowa wału wyjściowego, a) $n_1 > n_2$, b) $n_1 = n_2$, c) $n_1 < n_2$ [na podstawie 159]

Przekładnie toroidalne występują w kilku wariantach konstrukcyjnych, które przedstawiono na rysunku 2.40. Najczęściej stosowaną odmianą jest przekładnia z kołami półtorusowymi (*half toroidal*) (rys. 2.40c).



Rys. 2.40. Schematy kinematyczne wariatorów toroidalnych: a) przekładnia pierwszego rodzaju z torusowymi kołami wklęsłymi (*full toroidal* [151]), b) z kołem półtorusowym i kołem wklęsłym, c) z kołami półtorusowymi (*half toroidal* [151]) [na podstawie 67]

Wśród zalet przekładni toroidalnych wymienia się:

- mały poślizg geometryczny między kołami (co przekłada się na dużą dokładność pracy przekładni),
- stosunkowo dużą sprawność (dochodzącą do 90% [19, 102, 151, 152]).

Do wad tego typu przekładni zalicza się:

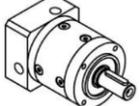
- małą wartość maksymalnego przełożenia,
- duże wymagania dotyczące jakości (gładkości) powierzchni kół po obróbce,
- wrażliwość na błędy montażu,
- ograniczoną wartość maksymalnego obciążenia (według [151] do 400 Nm).

Przekładnie toroidalne znalazły praktyczne zastosowanie m.in. w skrzyniach biegów samochodów, a najbardziej znanym przykładem ich stosowania były skrzynie *Extroid CVT*, montowane w pojazdach marki *Nissan* [159], składające się z dwustopniowej przekładni toroidalnej z kołami półtorusowymi.

2.5. Zestawienie porównawcze wybranych przekładni mechanicznych ruchu obrotowego dostępnych na rynku

W poprzednich rozdziałach pracy omówiono podstawowe rodzaje przekładni mechanicznych ruchu obrotowego, z uwzględnieniem parametrów i osiągow wymienionych w literaturze. Analizując dane literaturowe można dojść do wniosku, że nie zawsze są one spójne, a niekiedy tych danych po prostu nie ma. Dlatego też autor niniejszej pracy dokonał zestawienia porównawczego oferowanych na rynku przekładni o zbliżonych parametrach użytkowych. W tabeli 2.4 przedstawiono porównanie klasycznych przekładni zębatych o przełożeniu $i \approx 10$ oraz nominalnym obciążeniu wału biernego $M \approx 10-100$ Nm, natomiast tabela 2.5 zawiera dane odpowiadających im przekładni z elementami tocznymi pośredniczącymi w przekazywaniu napędu.

Tabela 2.4. Parametry techniczno-użytkowe wybranych przekładni zębatych [na podstawie 162, 164, 170]

| Rodzaj przekładni | Producent, model | Przełożenie | Obciążenie nominalne [Nm] | Maks. wymiar gabarytowy [mm] | Masa [kg] | Sprawność [%] |
|-------------------|---|-------------|---------------------------|------------------------------|-----------|---------------|
| walcowa | Kacperek HM-141  | 10,86 | 28 | ≈120 | 2,5 | 96 – 98%* |
| stożkowa | Tramec T56B  | 10,17 | 120 | ≈180 | 4,5 | 95% |
| planetarna | Li-Ming PB44  | 10 | 12 | ≈90 | 0,6 | 97% |
| ślimakowa | Kacperek MRA-02  | 10 | 9 | ≈90 | 1,2 | 83% |

* na podstawie badań literatury

Tabela 2.5. Parametry techniczno-użytkowe wybranych przekładni tocznych [na podstawie 163, 165, 167, 169]:

| Rodzaj przekładni | Producent, model | Przełożenie | Obciążenie nominalne [Nm] | Maks. wymiar gabarytowy [mm] | Masa [kg] | Sprawność [%] |
|------------------------------------|--|-------------|---------------------------|------------------------------|-----------|---------------|
| cykloidalna | Nabtesco GH-7  | 11,24 | 69 | ≈80 | 8 | 80-94%* |
| ślimakowa toczna | Sankyo – Seisakusho Roller Gear C055B  | 16 | 45 | ≈120 | b.d. | do 80%* |
| z zębnikiem tocznym (trochoidalna) | Nexen RPS12  | 11,2 | 106 | ≈430 | 20 | 99% |
| kulkowa falowa | Kamo JFR60  | 10,5 | 8,5 | ≈80 | 1,1 | 70% |

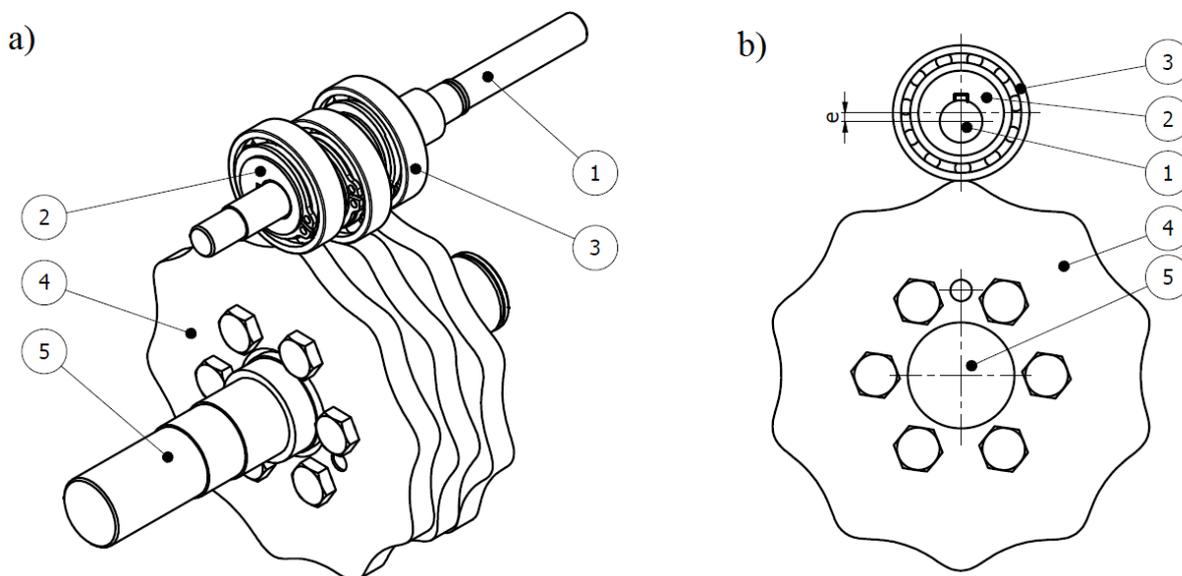
* na podstawie badań literatury

Porównując dane zawarte w powyższych tabelach można zauważyć, że przekładnie toczne mają zbliżone wymiary gabarytowe do klasycznych przekładni zębatych o podobnych parametrach, jednak – ze względu na bardziej skomplikowaną budowę – są od nich znacznie cięższe. Przedstawione powyżej przekładnie charakteryzują się podobną sprawnością, ale nie ulega wątpliwości, że trwałość przekładni tocznych jest znacznie większa. Na szczególną uwagę zasługują przekładnie z zębniakiem tocznym, które cechują się prostą budową i bardzo dużą sprawnością, lecz ustępują innym przekładniom pod względem maksymalnego osiąganego przełożenia i wymiarów gabarytowych.

3. KONCEPCJA TOCZNEJ PRZEKŁADNI MIMOŚRODOWEJ ORAZ CEL I ZAKRES PRACY

Celem niniejszej pracy jest opracowanie podstaw teoretycznych, konstrukcja i budowa nowej przekładni mechanicznej ruchu obrotowego z elementami tocznymi pośredniczącymi w przekazywaniu napędu, a także przeprowadzenie badań symulacyjnych i eksperymentalnych mających na celu weryfikację analiz teoretycznych. Wyniki badań przedstawione w rozprawie pozwolą na porównanie tocznej przekładni mimośrodowej z innego typu przekładniami dostępnymi na rynku, a co za tym idzie na określenie jej potencjału wdrożeniowego.

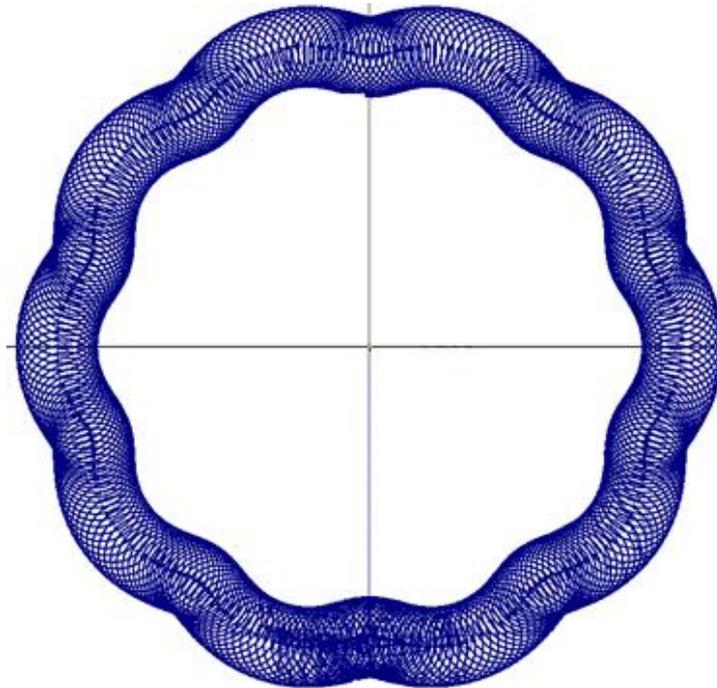
Toczna przekładnia mimośrodowa, według zgłoszenia patentowego [114], jest przekładnią o równoległych, lecz nie pokrywających się osiach wałów, która swoją strukturą przestrzenną przypomina połączenie jednostopniowej przekładni walcowej czołowej o zazębieniu zewnętrznym z jednostopniową przekładnią cykloidalną. Rysunek 3.1 przedstawia ideę nowej przekładni. Składa się ona z wału wejściowego 1, na którym osadzone są mimośrodowe elementy toczne. W prezentowanym rozwiązaniu składają się one z tulei mimośrodowej 2 z osadzonym na niej łożyskiem tocznym 3. Obrót wału wejściowego 1 powoduje obtaczanie się zewnętrznych powierzchni elementów tocznych po powierzchniach czynnych kół krzywkowych 4 osadzonych współosiowo na wale wyjściowym 5, wprawiając go w ruch obrotowy. Należy podkreślić, że osie wałów nie przemieszczają się ani względem siebie, ani względem obudowy przekładni.



Rys. 3.1. Koncepcja tocznej przekładni mimośrodowej [114]: a) rzut izometryczny, b) widok z przodu na jedną parę: mimośrodowy element toczny – koło krzywkowe; 1 – wał wejściowy, 2 – tuleja mimośrodowa, 3 – łożysko toczne, 4 – koło krzywkowe, 5 – wał wyjściowy, e – mimośród

Każdemu mimośrodowemu elementowi tocznemu odpowiada jedno koło krzywkowe. Ponadto współpracujące pary: element toczny – koło krzywkowe są rozmieszczone równomiernie względem osi wałów tak, aby ograniczyć niewyrównoważenie całej przekładni. Ciągłość styku między współpracującymi powierzchniami czynnymi elementów przekładni zapewnia specjalny kształt kół krzywkowych (rys. 3.2). Przełożenie kinematyczne przekładni

równe jest stosunkowi prędkości kątowych jej wałów, natomiast przełożenie geometryczne odpowiada liczbie wrębów koła krzywkowego.



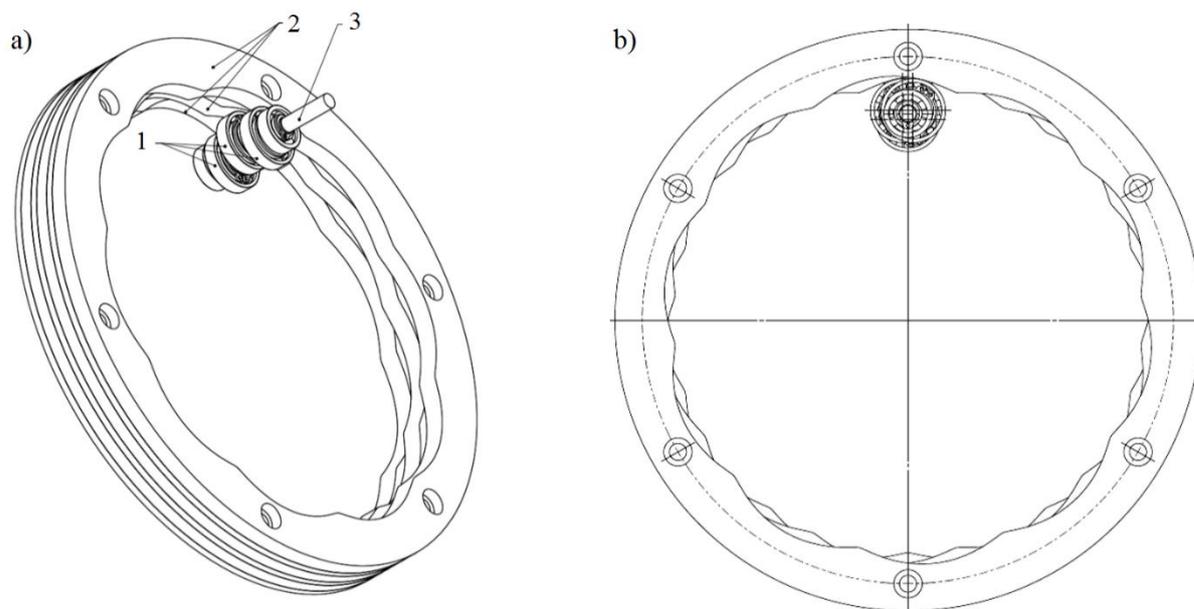
Rys. 3.2. Obwiednia ruchu elementu tocznego wyznaczająca kształt koła krzywkowego

Należy podkreślić, że przełożenie przekładni jest stałe, co wynika z przenoszenia napędu z wału wejściowego na wał wyjściowy przez sprzężenie kształtowe elementów tocznych i kół krzywkowych. Dzięki temu przekładnia nie jest samohamowna, co oznacza, że napęd może być przyłożony do wału wejściowego (wówczas przekładnia działa jako reduktor) lub do wału wyjściowego (przekładnia działa jako multiplikator).

Jak już wspomniano, o stałości przełożenia tocznej przekładni mimośrodowej decyduje kształt zarysu koła krzywkowego, będący obwiednią ruchu mimośrodowego elementu tocznego i koła krzywkowego dla zakładanego przełożenia. Pokazany na rysunku 3.2 zarys powstaje, gdy oś otworu elementu tocznego zakreśla wyobrażalny okrąg o środku w osi wału wyjściowego i promieniu równym odległości wałów przekładni. Korpus elementu tocznego (tuleja mimośrodowa) podczas jednego (wyobrażalnego) obiegu względem osi wału wyjściowego wykonuje obroty wokół osi wału wejściowego w liczbie odpowiadającej zakładanemu przełożeniu przekładni. Kształt zarysu kół krzywkowych zależy zatem od:

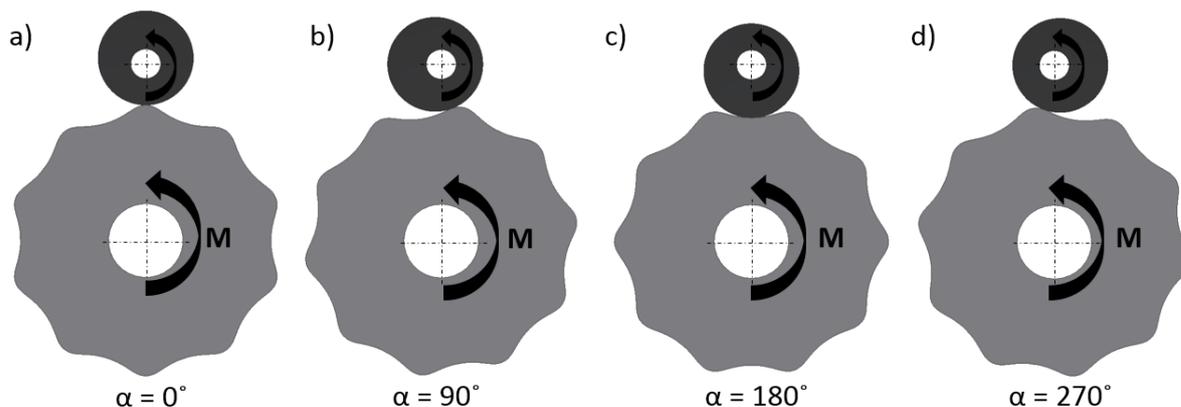
- przełożenia przekładni,
- przyjętej wartości mimośrodu,
- odległości między osiami wałów przekładni,
- przyjętej średnicy zewnętrznej elementów tocznych.

Istnieje również możliwość zbudowania przekładni, w której koła krzywkowe zostaną zastąpione pierścieniami krzywkowymi o wewnętrznym zarysie odpowiadającym obwiedni zewnętrznej, przedstawionej na rysunku 3.2. Toczna przekładnia mimośrodowa o zazębieniu wewnętrznym (rys. 3.3) jest tematem zgłoszenia patentowego [99], nie stanowi jednak przedmiotu niniejszej rozprawy.



Rys. 3.3. Idea tocznej przekładni mimośrodowej o zazębieniu wewnętrznym [99]:
 a) rzut izometryczny, b) widok z przodu; 1 – mimośrodowe elementy toczne,
 2 – pierścienie krzywkowe, 3 – wał wejściowy

Istotnym zagadnieniem związanym z budową tocznej przekładni mimośrodowej jest minimalna liczba par: mimośrodowy element toczny – koło krzywkowe. Przy zastosowaniu tylko jednej pary (rys. 3.4) przekładnia będzie przenosiła napęd jedynie dla położenia kąтового wału wejściowego $\alpha \in (0^\circ, 180^\circ)$ (rys. 3.4b, 3.4c oraz 3.5a), natomiast dla kąta $\alpha \in (180^\circ, 360^\circ)$ (rys. 3.4a i 3.4d) element toczny będzie działał hamująco. Ponadto, w omawianym przypadku występuje bardzo duże niewyrównoważenie dynamiczne przekładni.

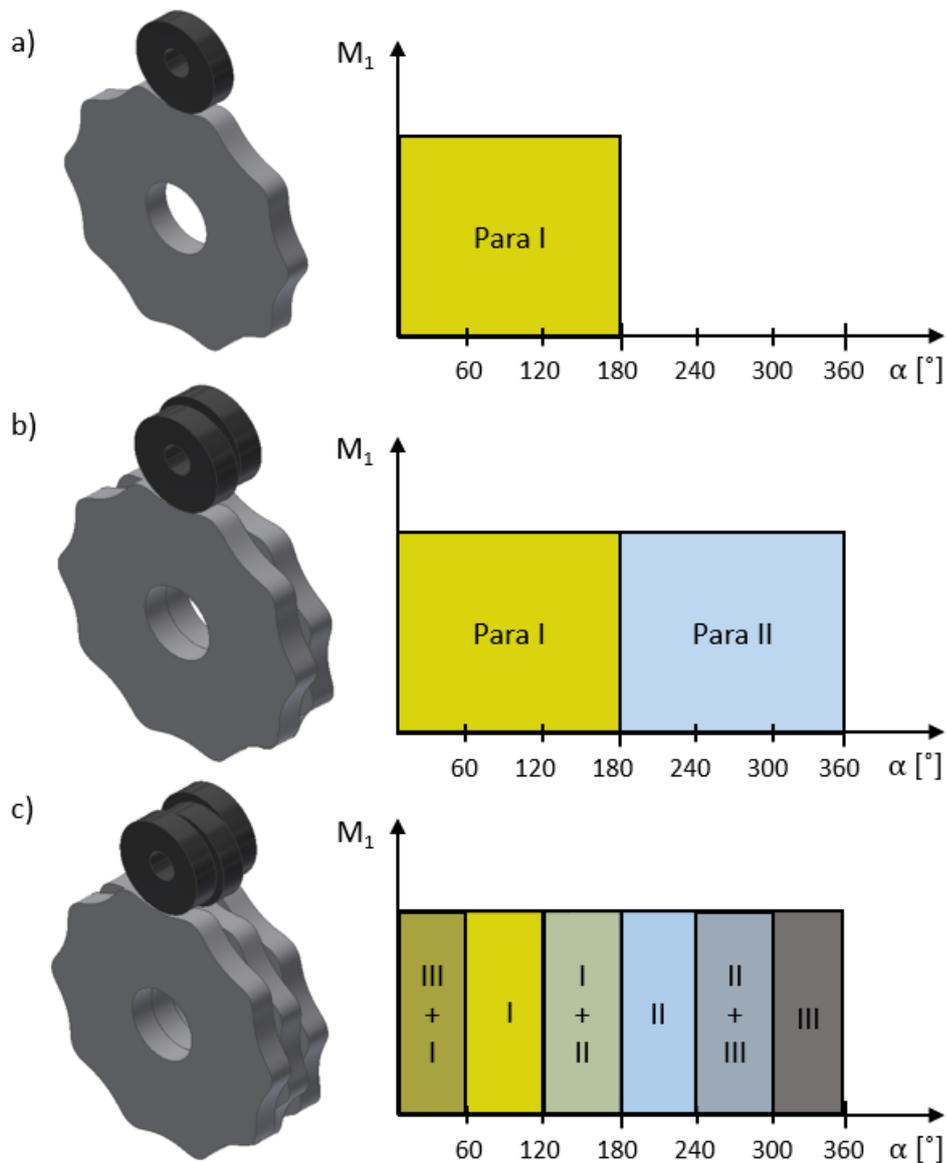


Rys. 3.4. Sprężenie kształtowe między mimośrodowym elementem tocznym i kołem krzywkowym dla jednej współpracującej pary przy kolejnych położeniach kątowych wału wejściowego (a-d):
 α – kąt obrotu wału wejściowego przekładni, M – moment obciążający przekładnię

Zastosowanie dwóch par: mimośrodowy element toczny – koło krzywkowe (rys. 3.5b) rozmieszczonych względem siebie o $\frac{1}{2}$ podziałki kątowej (będącej ilorzem kąta pełnego i wartości przełożenia przekładni) wydaje się być wystarczające. Istnieje jednak ryzyko, że w punktach odpowiadających ekstremum funkcji opisującej kształt kół krzywkowych (dla $\alpha = 0^\circ$ oraz $\alpha = 180^\circ$, tzn. w wierzchołkach i dnach wrębów koła krzywkowego) przekładnia

nie będzie przenosiła napędu, z uwagi na położenie zarysów kół krzywkowych względem powierzchni zewnętrznych mimośrodowych elementów toczonech.

Poprzez zastosowanie trzech (i więcej) współpracujących par uzyskuje się ciągłość przenoszenia napędu i lepsze wyrównowanie przekładni (rys. 3.5c). Większa liczba kół wpływa także korzystnie na możliwość przenoszenia przez przekładnię dużych obciążeń, co wynika z większej liczby powierzchni styku współpracujących komponentów. Należy zauważyć, że zwiększanie liczby współpracujących par prowadzi do znacznego wydłużenia wałów przekładni, co powoduje wzrost kosztów wytworzenia komponentów przekładni i pogorszenie jej sztywności. Analizy zawarte w niniejszej rozprawie będą dotyczyły modelu z trzema parami: mimośrodowy element toczone – koło krzywkowe.



Rys. 3.5. Przenoszenie momentu obrotowego przez poszczególne pary: mimośrodowy element toczone – koło krzywkowe w zależności od położenia kąтового wału wejściowego przekładni:

- a) dla jednej współpracującej pary, b) dla dwóch par rozmieszczonych o 1/2 podziałki kątowej względem osi wału wejściowego, c) dla trzech par rozmieszczonych co 1/3 podziałki kątowej względem osi wału wejściowego

Niniejsza rozprawa swoim zakresem obejmuje:

- przegląd istniejących rozwiązań przekładni mechanicznych, ze szczególnym uwzględnieniem przekładni wyposażonych w elementy toczne pośredniczące w przekazywaniu napędu,
- przedstawienie koncepcji tocznej przekładni mimośrodowej,
- analizę geometryczną, kinematyczną i wytrzymałościową nowej przekładni,
- badania symulacyjne tocznej przekładni mimośrodowej i analizę ich wyników,
- opracowanie konstrukcji i budowę prototypu nowej przekładni,
- opracowanie konstrukcji i budowę stanowiska do badań eksperymentalnych,
- wykonanie badań doświadczalnych prototypu przekładni i analizę ich wyników.

4. ANALIZA GEOMETRYCZNA I KINEMATYCZNA PRZEKŁADNI

Analiza kinematyczna tocznej przekładni mimośrodowej o zazębieniu zewnętrznym [114] została przeprowadzona w oparciu o studia literatury dotyczącej projektowania przekładni cykloidalnych oraz przekładni z zębniakiem tocznym [5, 16, 71, 80, 82, 172].

W celu wyznaczenia równań opisujących kształt powierzchni czynnych kół krzywkowych rozpatrzono współpracę jednej pary zespół mimośrodowy – koło krzywkowe. Jako parametry wejściowe przyjęto:

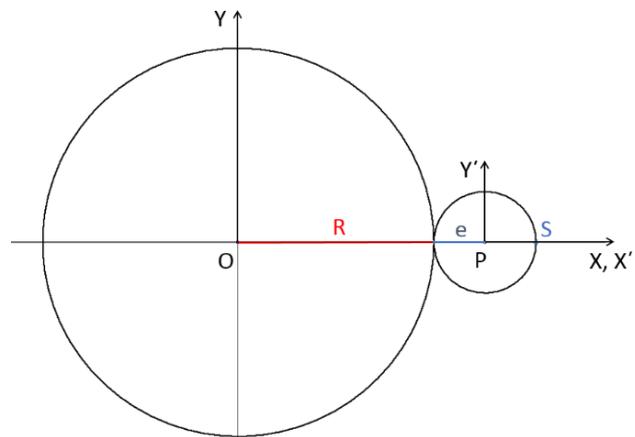
- a – odległość między osiami wałów przekładni,
- e – wartość mimośrodu,
- R_B – promień zewnętrzny elementu tocznego,
- i – przełożenie przekładni, przy czym:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = n_K, \quad (4.1)$$

gdzie:

ω_1 – prędkość kątowna wału wejściowego,
 ω_2 – prędkość kątowna wału wyjściowego,
 n_K – liczba wrębów koła krzywkowego.

Środek O globalnego układu współrzędnych kartezjańskich (OXY) określono w osi wału wyjściowego (rys. 4.1). Przyjęto także lokalny układ współrzędnych ($PX'Y'$), którego środek P znajduje się w osi wału wejściowego. Wykreślono okrąg (O, R) oraz okrąg (P, e), które są do siebie zewnętrznie styczne.



Rys. 4.1. Układy współrzędnych kartezjańskich przyjęte w analizie kinematycznej przekładni

Wartość promienia R jest równa różnicy a i e . Na okręgu (P, e) wyznaczono punkt S , który stanowi środek łożyska tocznego.

Na rys. 4.2 przedstawiono ruch środka elementu tocznego S względem środka globalnego układu współrzędnych O . Należy podkreślić, że w rzeczywistej przekładni osie wałów są nieruchome, natomiast wyobraźalny ruch punktu P odpowiada ruchowi obrotowemu okręgu (O, R). Okrąg (P, e) przemieszcza się stycznie do okręgu (O, R), wykonując podczas jednego obiegu względem punktu O obroty wokół punktu P w liczbie odpowiadającej przełożeniu przekładni. Innymi słowy, okrąg (P, e) toczy się z poślizgiem po okręgu (O, R). Położenie punktu P względem punktu O jest opisane przez kąt φ , natomiast położenie punktu S względem punktu P wyraża kąt α . Rozpatrzono dwa przypadki ruchu okręgów względem siebie. W pierwszym (rys. 4.2a) kierunki obrotów wału wejściowego i wyjściowego są przeciwny, w drugim (rys. 4.2b) zgodne.

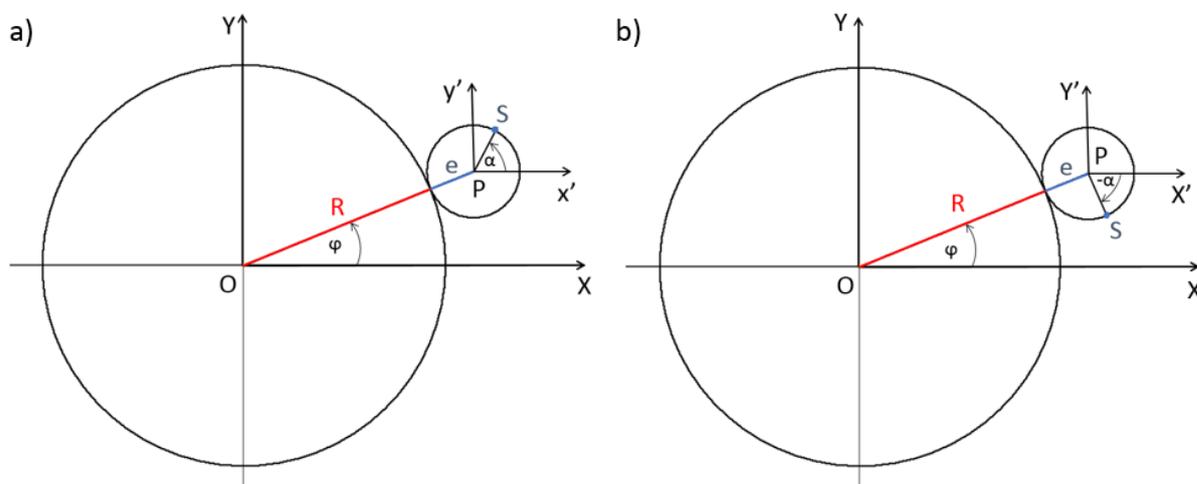
Równanie ruchu punktu S w globalnym układzie współrzędnych dla przeciwnych kierunków obrotów wałów (rys. 4.2a) ma postać:

$$\begin{aligned} x_S(\varphi) &= (R + e) \cdot \cos(\varphi) + e \cdot \cos(\alpha), \\ y_S(\varphi) &= (R + e) \cdot \sin(\varphi) + e \cdot \sin(\alpha), \end{aligned} \quad (4.2)$$

gdzie:

$$\alpha = \varphi \cdot (i + 1),$$

$$R = a - e.$$



Rys. 4.2. Przemieszczanie się środka elementu tocznego S w globalnym układzie współrzędnych OXY :
a) przy przeciwnych kierunkach obrotów wałów przekładni, b) przy zgodnych kierunkach obrotów wałów przekładni

W przypadku, gdy zakłada się zgodne kierunki obrotów wałów przekładni (rys. 4.2b), równania ruchu punktu S przyjmują postać:

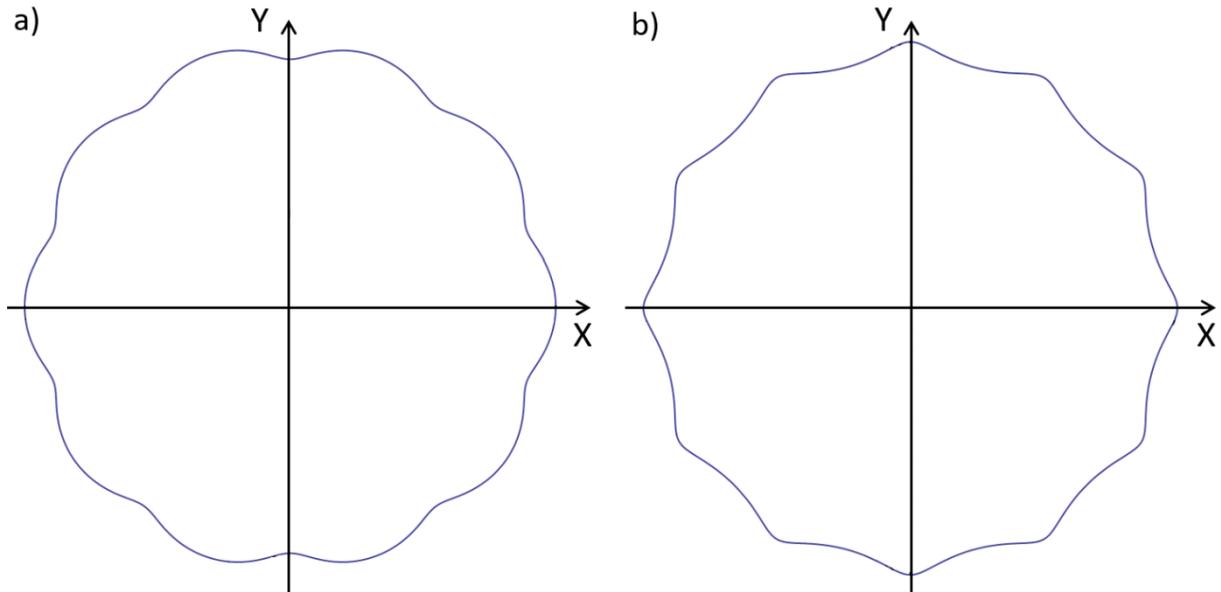
$$\begin{aligned} x_S(\varphi) &= (R + e) \cdot \cos(\varphi) + e \cdot \cos(\alpha), \\ y_S(\varphi) &= (R + e) \cdot \sin(\varphi) - e \cdot \sin(\alpha). \end{aligned} \quad (4.3)$$

Na rysunku 4.3 przedstawiono krzywe, jakie zakreśla punkt S w obu omawianych przypadkach dla przyjętych danych wejściowych (tab. 4.1). Znając położenie w czasie środka łożyska S względem środka globalnego układu współrzędnych O , można wyznaczyć krzywą opisującą kształt powierzchni czynnych kół krzywkowych.

Tabela 4.1. Dane wejściowe do analizy kinematycznej i geometrycznej

| Parametr | a [mm] | e [mm] | R_B [mm] | I |
|----------|----------|----------|------------|-----|
| Wartość | 60 | 2 | 16 | 10 |

Analizując charakter współpracy elementu tocznego i koła krzywkowego, można dojść do wniosku, że dokonując odsunięcia równoległego (offsetowego) krzywej zakreślonej przez środek elementu tocznego S o wartość równą jego promieniowi R_B w kierunku do wewnątrz, otrzymany zostanie zarys powierzchni czynnej koła krzywkowego. Powstała w ten sposób krzywa zwana jest krzywą równoległą [33] lub offsetową [73, 87] bądź ekwidystantą [16]. Podstawy matematyczne przesunięcia równoległego zostały opisane w literaturze [33, 73, 83, 87, 154].



Rys. 4.3. Krzywe zakreślone przez środek elementu tocznego S : a) przy przeciwnych kierunkach obrotów wałów przekładni, b) przy zgodnych kierunkach obrotów wałów przekładni

Równania parametryczne krzywej offsetowej opisującej kształt kół krzywkowych (x_K , y_K) w globalnym układzie współrzędnych mają postać:

$$\begin{aligned} x_K(\varphi) &= x_S(\varphi) - \delta \cdot N_x(\varphi), \\ y_K(\varphi) &= y_S(\varphi) + \delta \cdot N_y(\varphi), \end{aligned} \quad (4.4)$$

gdzie:

δ – wartość przesunięcia krzywej (w tocznej przekładni mimośrodowej $\delta = R_B$),

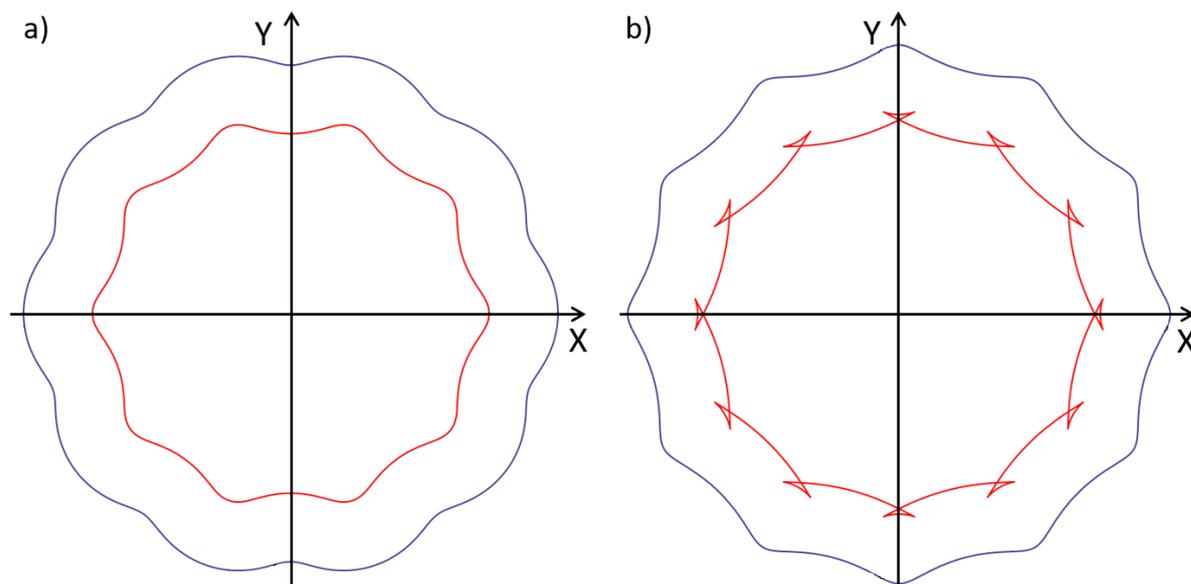
$N_x(\varphi)$ – składowa x jednostkowego wektora normalnego do krzywej,

$N_y(\varphi)$ – składowa y jednostkowego wektora normalnego do krzywej.

Dokonując niezbędnych przekształceń matematycznych otrzymano następujące zależności:

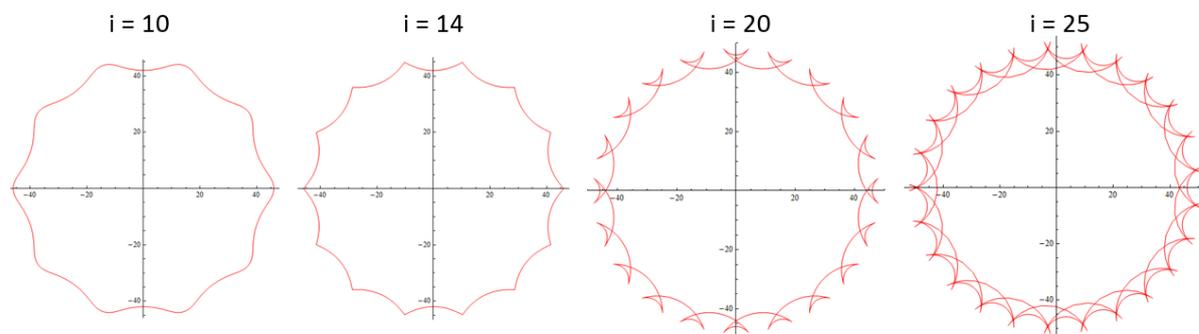
$$\begin{aligned} x_K(\varphi) &= x_S(\varphi) - \frac{R_B \cdot y_S}{\sqrt{\dot{x}_S^2 + \dot{y}_S^2}}, \\ y_K(\varphi) &= y_S(\varphi) + \frac{R_B \cdot \dot{x}_S}{\sqrt{\dot{x}_S^2 + \dot{y}_S^2}}. \end{aligned} \quad (4.5)$$

Na rysunku 4.4 przedstawiono krzywe offsetowe uzyskane dla przyjętych danych wejściowych przy przeciwnych i zgodnych kierunków obrotów wałów przekładni. Korzystniejszy jest pierwszy przypadek (rys. 4.4a), ponieważ promienie krzywizny w wierzchołkach zarysu koła krzywkowego mają większe wartości w porównaniu do zarysu uzyskanego przy zgodnych kierunkach obrotów wałów (rys. 4.4b), co przekłada się na możliwość przenoszenia przez przekładnię większych obciążeń oraz bardziej równomierną pracę. Dlatego też dalsze analizy będą dotyczyły przeciwnego kierunku obrotów wałów przekładni.



Rys. 4.4. Krzywe offsetowe opisujące kształt kół krzywkowych (kolor czerwony):
a) przy przeciwnych, b) przy zgodnych kierunkach obrotów wałów

Na rysunku 4.5 przedstawiono krzywe opisujące kształt powierzchni czynnych kół krzywkowych dla stałych wymiarów geometrycznych toczonej przekładni mimośrodowej (wg tabeli 4.1) oraz dla różnych przełożeń. Można zauważyć, że dla przełożenia $i > 14$ w wierzchołkach zarysu kół krzywkowych krzywa zaczyna przecinać samą siebie (tzw. *self-intersection*). Wraz ze wzrostem przełożenia wzrasta liczba przecięć przy jednoczesnym zmniejszeniu wysokości wrębów kół krzywkowych.



Rys. 4.5. Kształt zarysu kół krzywkowych dla stałych wymiarów przekładni i zmiennego przełożenia

Problem ten stanowi przedmiot wielu prac badawczych [33, 73, 83, 87] i wymaga zastosowania specjalnych algorytmów umożliwiających eliminację (przycinanie) zbędnych przecięć krzywej płaskiej. Ponadto, samoprzecinaanie krzywej offsetowej utrudnia modelowanie kół krzywkowych w systemach CAD, ponieważ programy wyposażone w generator krzywych z równania (np. *Inventor*, *SolidWorks*) nie mają zaimplementowanego wspomnianego wcześniej algorytmu. Przekłada się to na brak możliwości wygenerowania bryły z dwuwymiarowego szkicu, a w konsekwencji uniemożliwia zastosowanie systemów CAM do opracowania procesu obróbki. Dlatego też skuteczną metodą postępowania jest eliminacja opisanego problemu poprzez wyznaczenie warunków geometrycznych ograniczających dopuszczalne przełożenie dla przyjętych wymiarów przekładni.

Pierwszy z warunków dotyczy wartości promienia krzywizny dla minimum lokalnego funkcji opisującej zarys koła krzywkowego (dno wrębu) w punkcie P_0 (rys. 4.6), którego położenie względem globalnego układu współrzędnych jest określone przez kąt φ_0 obliczany według zależności:

$$\varphi_0 = \frac{\pi}{i}. \quad (4.6)$$

Wartość promienia krzywizny R_K w punkcie $P_0(x_0, y_0)$ musi być większa od promienia zewnętrznego elementu toczonego R_B :

$$R_K > R_B. \quad (4.7)$$

Współrzędne punktu P_0 wynoszą:

$$x_0 = x_K(\varphi_0), \quad (4.8)$$

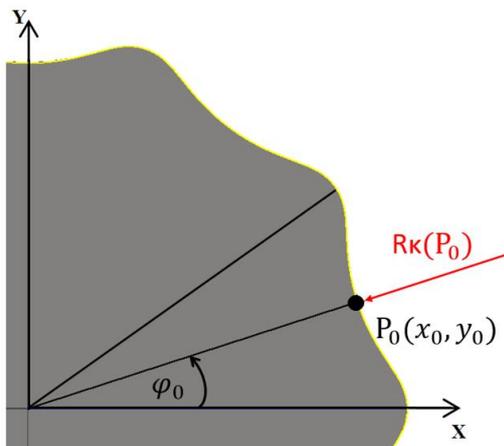
$$y_0 = y_K(\varphi_0).$$

Wartość promienia krzywizny oblicza się z zależności:

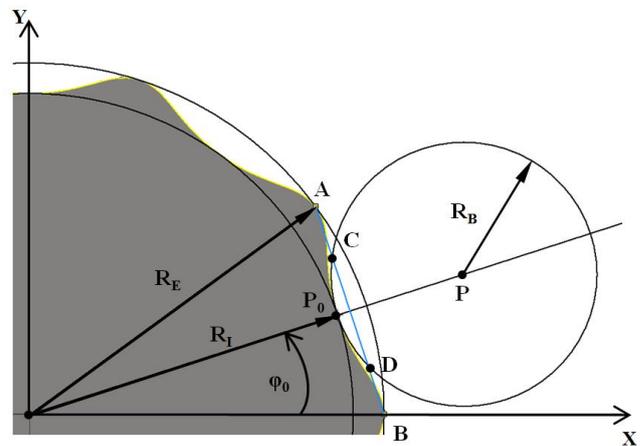
$$R_K = \frac{1}{\kappa}, \quad (4.9)$$

gdzie [71, 80]:

$$\kappa = \frac{|\dot{y}_0 \cdot x_0 - \dot{x}_0 \cdot y_0|}{(x_0^2 + y_0^2)^{\frac{3}{2}}}. \quad (4.10)$$



Rys. 4.6. Warunek minimalnego promienia krzywizny w punkcie P_0



Rys. 4.7. Warunek granicznej długości cięciwy okręgu o promieniu R_B leżącej na odcinku wierzchołkowym

W wyniku weryfikacji powyższego warunku stwierdzono, że jest on niewystarczający, ponieważ dopuszczalne przełożenie przekładni dla przyjętych danych wejściowych było znacznie większe niż to wynikające z analizy kształtów przedstawionych na rysunku 4.5.

Opracowano zatem drugi warunek ograniczający przełożenie przekładni ze względu na graniczną długość cięciwy okręgu o promieniu R_B leżącej na odcinku łączącym sąsiadujące wierzchołki krzywej (odpowiadające maksimum funkcji opisującej zarys kół krzywkowych).

Długość odcinka \overline{AB} łączącego sąsiadujące ze sobą wierzchołki koła krzywkowego musi być większa od długości odcinka \overline{CD} , który powstaje w wyniku przecięcia okręgu o promieniu R_B z odcinkiem \overline{AB} dla położenia elementu tocznego opisanego przez kąt φ_0 (równanie 4.6). Warunek ten (rys. 4.7) opisano zależnością:

$$\overline{AB} > \overline{CD}. \quad (4.11)$$

Długość odcinka \overline{AB} wyznacza się z równania:

$$\overline{AB} = 2 \cdot R_E \cdot \sin \varphi_0, \quad (4.12)$$

$$R_E = R - R_B + 2 \cdot e. \quad (4.13)$$

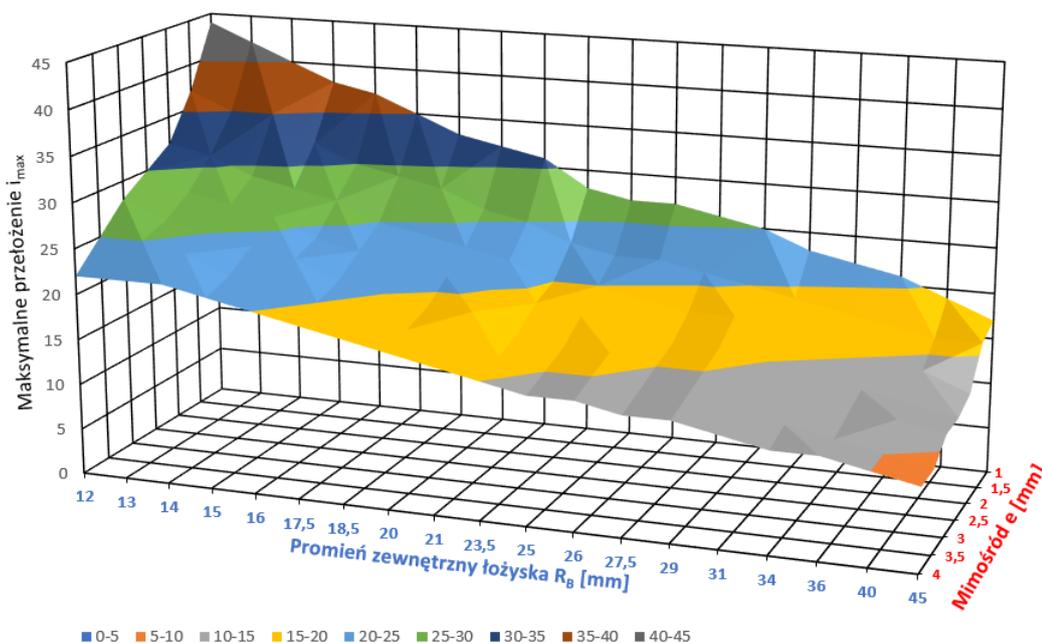
Długość odcinka \overline{CB} wyznacza się z równania:

$$\overline{CD} = 2 \sqrt{R_B^2 - [R_E \cdot (1 - \cos \varphi_0) + R_B - 2 \cdot e]^2}. \quad (4.14)$$

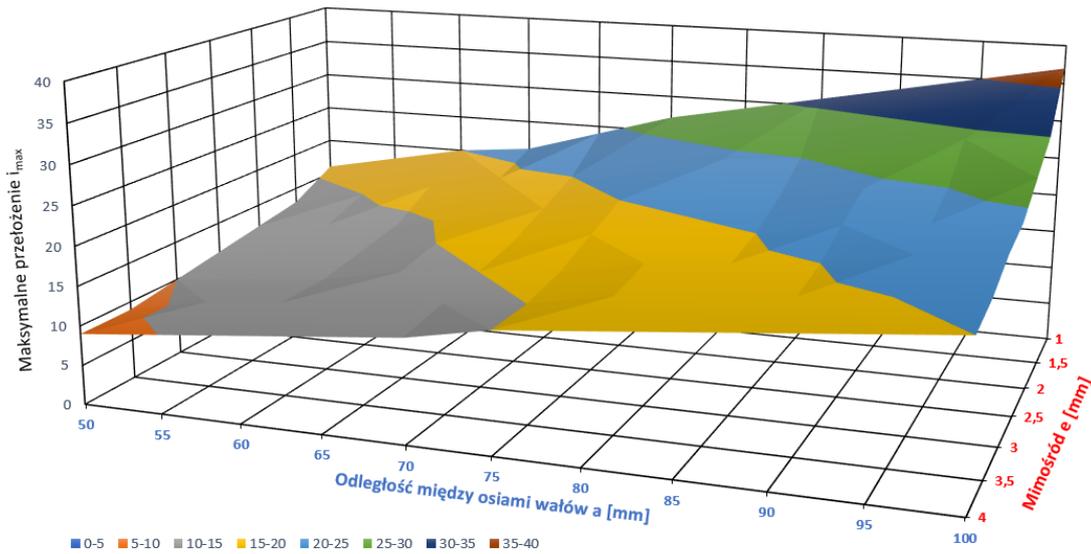
Sformułowanie powyższych warunków (4.7 i 4.11) umożliwiło określenie zakresu dopuszczalnych przełożeń tocznej przekładni mimośrodowej dla przyjętego przedziału parametrów geometrycznych (tab. 4.2). W celu usprawnienia obliczeń dopuszczalnego przełożenia przekładni sporządzono arkusz kalkulacyjny, a przykładowe wyniki analiz geometrycznych przedstawiono na rysunkach 4.8 i 4.9.

Tabela 4.2. Przyjęty zakres parametrów geometrycznych tocznej przekładni mimośrodowej

| Parametr | a [mm] | e [mm] | R_B [mm] |
|--------------------|--------|--------|------------|
| Wartość minimalna | 50 | 1 | 12 (Ø24) |
| Wartość maksymalna | 100 | 4 | 45 (Ø90) |

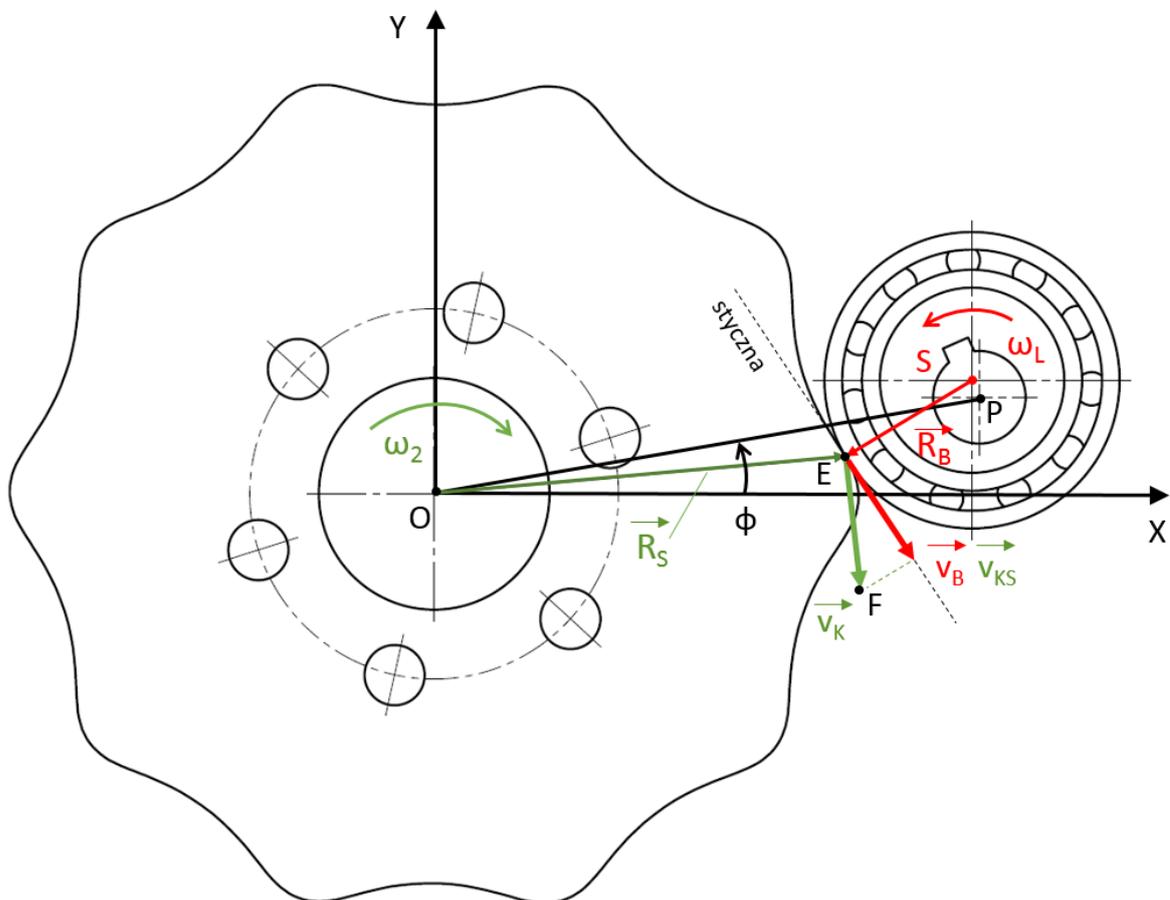


Rys. 4.8. Dopuszczalne przełożenie tocznej przekładni mimośrodowej i_{\max} w zależności od promienia elementu tocznego R_B i wartości mimośrodu e przy odległości osi wałów przekładni $a = 100$ mm



Rys. 4.9. Dopuszczalne przełożenie toczonej przekładni mimośrodowej i_{\max} w zależności od odległości osi wałów przekładni a oraz wartości mimośrodu e dla elementu toczonego o promieniu $R_B = 16$ mm

Dla dalszych obliczeń przekładni konieczne jest także dokonanie analizy prędkości obrotowych i obwodowych dla kół krzywkowych i elementów toczonego wchodzących w skład zespołów mimośrodowych. W tym celu posłużono się schematem przedstawionym na rysunku 4.10. Rozważania prowadzono w oparciu o literaturę dotyczącą przekładni cykloidalnych [np. 16, 135].



Rys. 4.10. Schemat wyznaczania prędkości kątowych i liniowych dla koła krzywkowego i łożyska

Oprócz danych wejściowych przedstawionych w tabeli 4.1. znana jest także prędkość obrotowa wału wejściowego przekładni, oznaczona jako n_1 . Związek między prędkościami obrotowymi wału wejściowego i wyjściowego opisuje zależność:

$$n_2 = \frac{n_1}{i}, \quad (4.15)$$

gdzie:

n_2 – prędkość obrotowa wału wyjściowego [obr/min].

Przekształcając powyższe równanie otrzymano wzór na prędkość kątową wału wyjściowego:

$$\omega_2 = \frac{n_1 \cdot \pi}{30 \cdot i}. \quad (4.16)$$

Ponieważ w punkcie styku E elementu tocznego i koła krzywkowego nie występuje poślizg geometryczny, to prędkości obwodowe dla obu elementów w tym punkcie są jednakowe (rys. 4.10):

$$\vec{v}_B = \vec{v}_{KS}, \quad (4.17)$$

gdzie:

\vec{v}_B – wektor prędkości obwodowej elementu tocznego w punkcie styku,

\vec{v}_{KS} – rzut wektora prędkości obwodowej koła krzywkowego \vec{v}_K na styczną do krzywej opisującej kształt kół krzywkowych w punkcie styku.

Relacja między prędkością kątową łożyska $\vec{\omega}_B$ a jego prędkością obwodową \vec{v}_B jest następująca:

$$\vec{v}_B = \vec{\omega}_B \times \vec{R}_B, \quad (4.18)$$

natomiast związek ten w przypadku koła krzywkowego opisuje zależność:

$$\vec{v}_K = \vec{\omega}_2 \times \vec{R}_S, \quad (4.19)$$

gdzie:

\vec{R}_S – wektor promienia styku względem punktu O , którego długość opisuje równanie:

$$R_S(\varphi) = \sqrt{x_K(\varphi)^2 + y_K(\varphi)^2}. \quad (4.20)$$

Wartość prędkości v_K w punkcie E wynosi:

$$v_K(\varphi) = \omega_2 \cdot R_S(\varphi). \quad (4.21)$$

Aby wyznaczyć nieznaną wartość prędkości obrotowej elementu tocznego $\vec{\omega}_B$ należy obliczyć wartość prędkości obwodowej \vec{v}_B . W tym celu konieczne jest zrzutowanie wektora \vec{v}_K na prostą styczną do krzywej opisującej zarys kół krzywkowych w punkcie E . Równanie stycznej ma postać:

$$\frac{y_K(\varphi)}{x_K(\varphi)} = \frac{y - y_K(\varphi)}{x - x_K(\varphi)}. \quad (4.22)$$

Przekształcając powyższą zależność otrzymano równanie ogólne stycznej:

$$A(\varphi)x + B(\varphi)y + C(\varphi) = 0, \quad (4.23)$$

gdzie:

$$A(\varphi) = \dot{y}_K(\varphi), \quad (4.24)$$

$$B(\varphi) = -\dot{x}_K(\varphi), \quad (4.25)$$

$$C(\varphi) = \dot{x}_K(\varphi) \cdot y_K(\varphi) - \dot{y}_K(\varphi) \cdot x_K(\varphi). \quad (4.26)$$

Dla dalszych obliczeń konieczne jest określenie współrzędnych wektora kierunkowego stycznej do krzywej w punkcie E :

$$\vec{s}_S = [B(\varphi), -A(\varphi)]. \quad (4.27)$$

Współrzędne wektora $\vec{v}_K = [v_{KX}(\varphi), v_{KY}(\varphi)]$ wyznacza się według zależności:

$$v_{KX}(\varphi) = x_F(\varphi) - x_K(\varphi), \quad (4.28)$$

$$v_{KY}(\varphi) = y_F(\varphi) - y_K(\varphi),$$

gdzie $x_F(\varphi), y_F(\varphi)$ są współrzędnymi punktu F stanowiącego koniec wektora \vec{v}_K w układzie OXY (rys. 4.10). Współrzędne te opisane są następującymi równaniami:

$$x_F(\varphi) = v_F(\varphi) \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \gamma(\varphi)\right) + x_K(\varphi), \quad (4.29)$$

$$y_F(\varphi) = -v_F(\varphi) \cdot \cos(\gamma(\varphi)) + y_K(\varphi),$$

gdzie $\gamma(\varphi)$ jest kątem między wektorem \vec{OE} a osią OX obliczanym według zależności:

$$\gamma(\varphi) = \tan^{-1}\left(\frac{y_K(\varphi)}{x_K(\varphi)}\right). \quad (4.30)$$

Zgodnie z zależnością (4.17) długość wektora \vec{v}_{KS} , będącego rzutem wektora \vec{v}_K na styczną do krzywej w punkcie E , jest równa wartości prędkości v_B , stąd:

$$v_{KS}(\varphi) = v_B(\varphi) = \frac{\vec{v}_K \circ \vec{s}_S}{\sqrt{A(\varphi)^2 + B(\varphi)^2}}. \quad (4.31)$$

Po podstawieniu zależności (4.24) i (4.25) otrzymano:

$$v_B(\varphi) = \frac{-v_{KX}(\varphi) \cdot \dot{x}_K(\varphi) - v_{KY}(\varphi) \cdot \dot{y}_K(\varphi)}{\sqrt{\dot{x}_K(\varphi)^2 + \dot{y}_K(\varphi)^2}}. \quad (4.32)$$

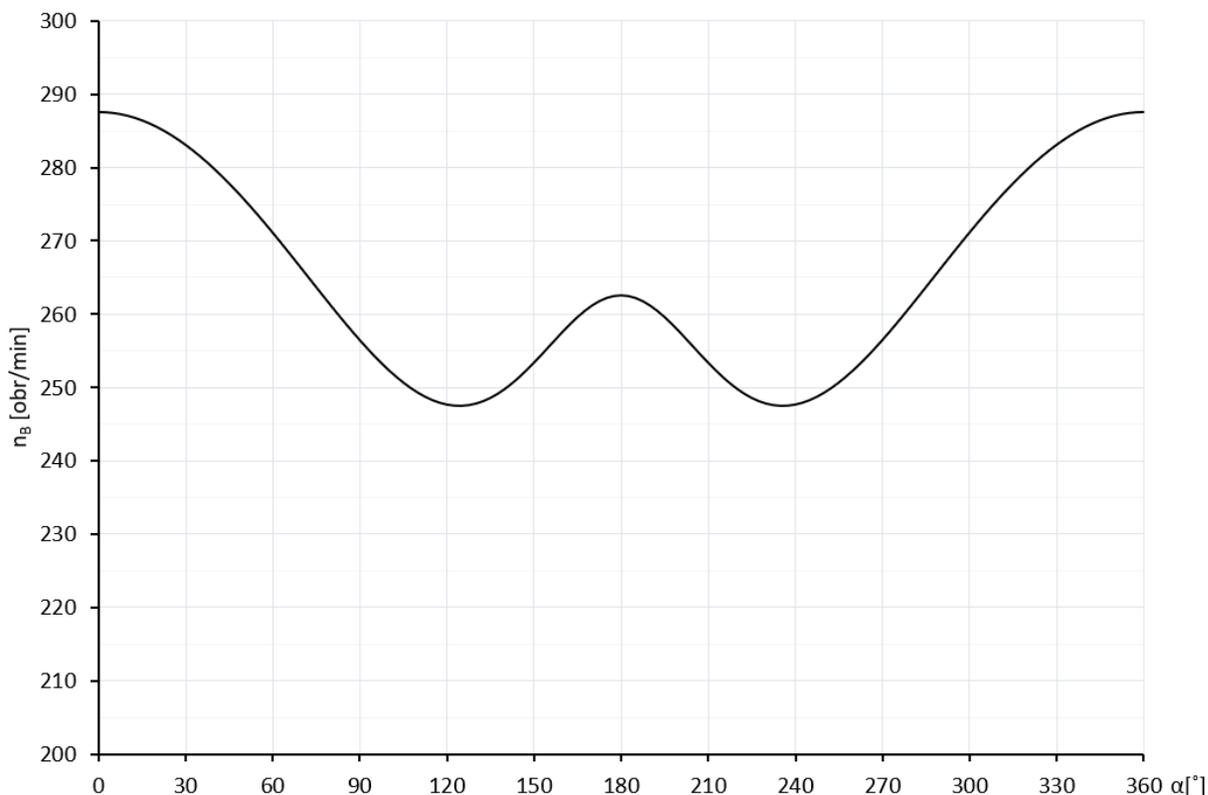
Chcąc uzyskać wartość prędkości kątowej $\omega_B(\varphi)$ elementu toczonego wchodzącego w skład zespołu mimośrodowego należy przekształcić równanie (4.18):

$$\omega_B(\varphi) = \frac{v_B(\varphi)}{0,001 \cdot R_B}. \quad (4.33)$$

Natomiast przeliczenie powyższej wartości na prędkość obrotową n_B (obr/min) wymaga zastosowania wzoru:

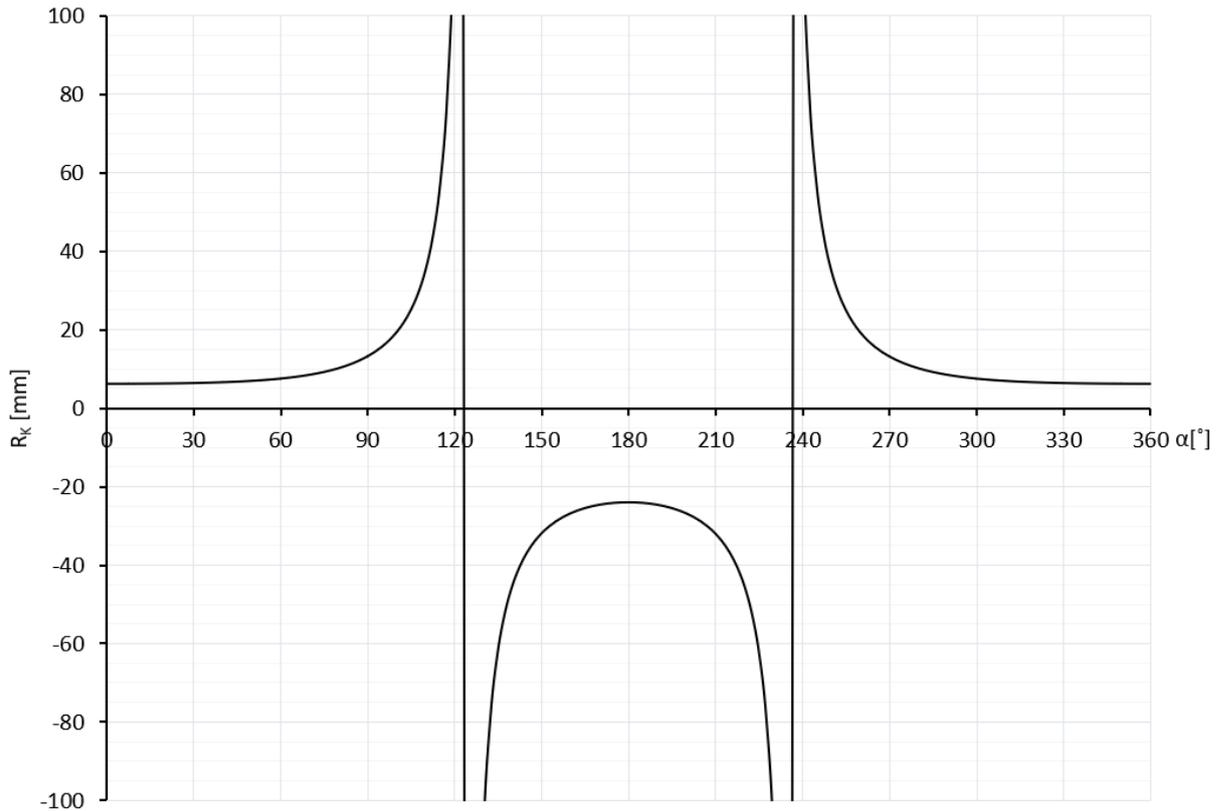
$$n_B(\varphi) = \frac{30 \cdot \omega_B(\varphi)}{\pi}. \quad (4.34)$$

Na rysunku 4.11 przedstawiono przykładowy przebieg prędkości obrotowej elementu tocznego w tocznej przekładni mimośrodowej w funkcji kąta obrotu wału wyjściowego φ dla parametrów przedstawionych w tabeli 4.1 oraz prędkości obrotowej wału wejściowego $n_1 = 1000$ [obr/min]. Wykres obejmuje jedynie przemieszczanie się elementu t między sąsiadującymi wierzchołkami koła krzywkowego, tzn. $\alpha \in \langle 0, 180^\circ \rangle$.



Rys. 4.11. Przebieg prędkości obrotowej łożyska n_B w funkcji kąta obrotu wału wejściowego α

Analizując powyższy wykres, można zauważyć, że element toczny osiąga największą prędkość obrotową w wierzchołkach koła krzywkowego, odpowiadających maksimum funkcji opisującej jego zarys. Ponadto istnieje związek między prędkością obrotową a promieniem krzywizny zarysu koła krzywkowego (równanie 4.9). Przebieg wartości promienia krzywizny przedstawiono na rys. 4.12.



Rys. 4.12. Przebieg wartości promienia krzywizny R_k w funkcji kąta obrotu wału wejściowego α

Prędkość obrotowa elementu tocznego jest odwrotnie proporcjonalna do promienia krzywizny zarysu koła krzywkowego i osiąga swoje minimum dla promienia krzywizny dążącego do nieskończoności.

5. WYTRZYMAŁOŚĆ I SPRAWNOŚĆ PRZEKŁADNI

Aby możliwe było przeprowadzenie analizy wytrzymałości i sprawności tocznej przekładni mimośrodowej konieczne jest określenie rozkładu sił wynikającego z momentu obciążającego wał wyjściowy przekładni. W niniejszym rozdziale wyznaczono rozkład sił i naprężeń w miejscu styku powierzchni zewnętrznej mimośrodowego elementu tocznego z powierzchnią czynną koła krzywkowego, co umożliwiło wyznaczenie reakcji w elementach tocznych i łożyskach wałów, a także określenie maksymalnego obciążenia dla przyjętych parametrów wymiarowych przekładni. Podjęto również próbę opracowania analitycznego modelu sprawności. Przedstawione analizy zostały poprzedzone wnikliwymi badaniami literatury dotyczącej przede wszystkim rozkładu sił i naprężeń w przekładniach walcowych zębatych, ciernych oraz cykloidalnych [7, 16, 22, 28, 44, 69, 93, 122, 135, 136, 143, 155].

W rozważaniach przyjęto następujące założenia:

- rozpatrywane elementy przekładni (wały, tuleje mimośrodowe, elementy toczne, koła krzywkowe) traktowane są jako bryły sztywne,
- obciążenie wału wyjściowego przekładni jest niezmienne w czasie i rozkłada się równomiernie na wszystkie współpracujące pary zespół mimośrodowy – koło krzywkowe,
- obciążenie przenoszone jest tylko przez jedną stronę wrębu na powierzchni czynnej kół krzywkowych, co oznacza, że każda para zespół mimośrodowy – koło krzywkowe przenosi obciążenie tylko w zakresie połowy obrotu wału wejściowego (rys. 3.5),
- podczas analizy rozkładu obciążeń przyjęto, że zespoły mimośrodowe są nieruchome, a przemieszczają się jedynie koła krzywkowe.

5.1. Analiza rozkładu obciążenia

Do wyznaczenia rozkładu obciążenia w tocznej przekładni mimośrodowej posłużono się schematem na rysunku 5.1, przedstawiającym jedną parę zespół mimośrodowy – koło krzywkowe. Punkt E wyznacza miejsce styku zewnętrznej powierzchni elementu tocznego, wchodzącego w skład zespołu mimośrodowego z powierzchnią czynną koła krzywkowego. Wektor \overline{OE} , którego nachylenie względem osi OX opisuje kąt γ , odpowiada wektorowi promienia styku \overline{R}_S (4.20).

Przyłożenie do wału wyjściowego momentu M_2 powoduje powstanie w punkcie E siły reakcji \overline{F}_N działającej w kierunku normalnym do krzywej opisującej kształt kół krzywkowych. Równanie równowagi statycznej dla przedstawionego układu ma postać:

$$|M_2| - |F_N(\varphi)| \cdot |R_T(\varphi)| = 0, \quad (5.1)$$

gdzie:

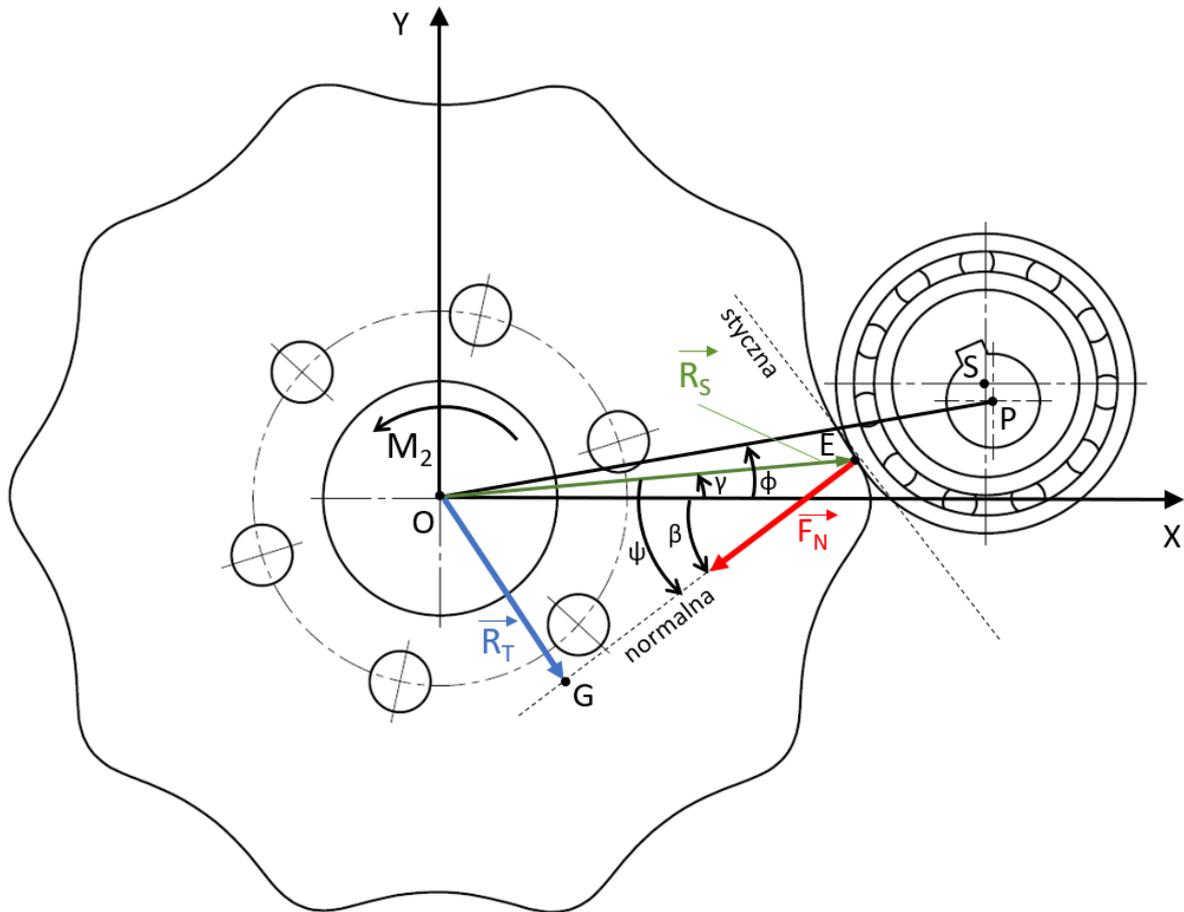
$R_T(\varphi)$ – długość wektora promienia tocznego \overline{R}_T prostopadłego do kierunku działania siły \overline{F}_N .

Analizując równanie (5.1), można zauważyć, że aby określić rozkład siły normalnej w punkcie styku łożyska i koła krzywkowego konieczne jest wyznaczenie wartości promienia tocznego $R_T(\varphi)$. Z trójkąta prostokątnego OEG wynika następująca zależność:

$$|R_T(\varphi)| = |R_S(\varphi) \cdot \sin(\psi(\varphi))|, \quad (5.2)$$

gdzie:

$\psi(\varphi)$ – kąt między wektorem \vec{R}_S a normalną do krzywej w punkcie E .



Rys. 5.1. Schemat wyznaczania rozkładu obciążenia w toczonej przekładni mimośrodowej

Aby wyznaczyć wartość kąta ψ , konieczne jest określenie kąta $\gamma(\varphi)$ między wektorem \vec{R}_S a osią OX oraz kąta $\beta(\varphi)$ między osią OX a normalną do krzywej w punkcie E , co zostało opisane wzorem (4.30).

Wartość kąta $\beta(\varphi)$ odpowiada współczynnikowi kierunkowemu prostej normalnej do krzywej opisującej kształt kół krzywkowych w punkcie E :

$$\beta(\varphi) = \arctan\left(\frac{-x_K(\varphi)}{y(\varphi)}\right). \quad (5.3)$$

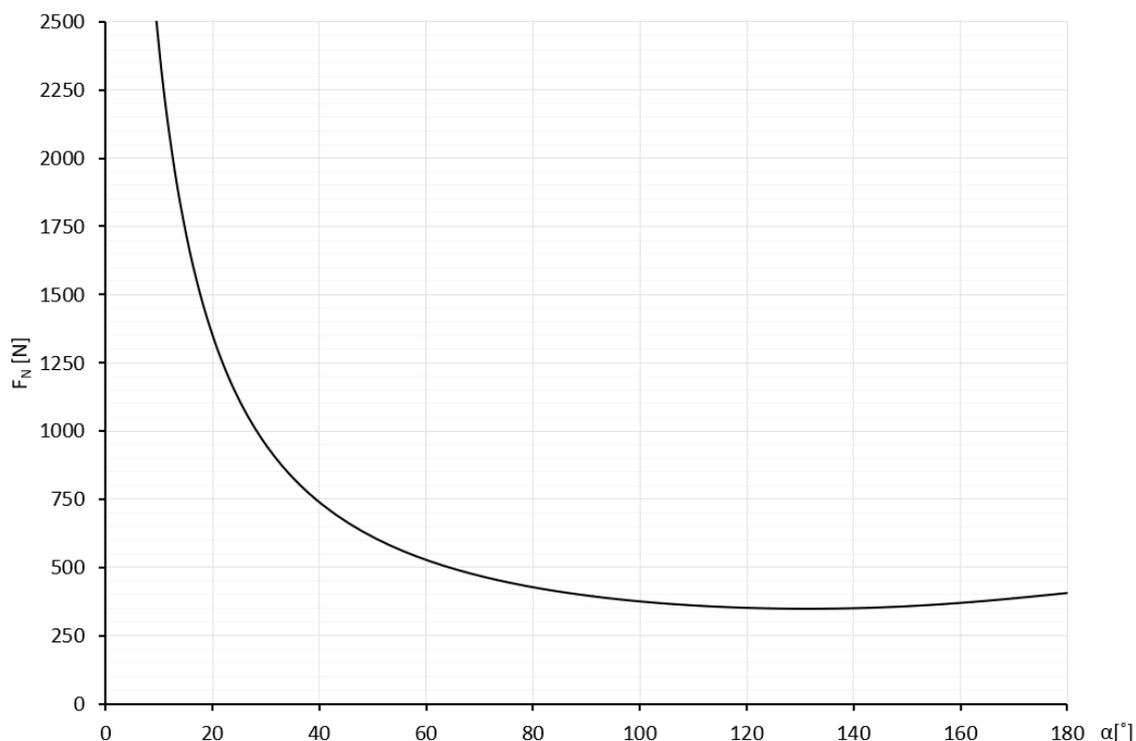
Kąt $\psi(\varphi)$ oblicza się z równania:

$$\psi(\varphi) = |\beta(\varphi)| + |\gamma(\varphi)|. \quad (5.4)$$

Na podstawie powyższych zależności możliwe jest wyznaczenie wartości siły normalnej F_N w funkcji kąta obrotu wału wyjściowego φ :

$$F_N(\varphi) = \left| \frac{M_2}{R_S(\varphi) \cdot \sin(\psi(\varphi))} \right|. \quad (5.5)$$

Przykładowy rozkład siły normalnej dla jednej pary zespół mimośrodowy – koło krzywkowe o parametrach z tabeli 4.1 przy obciążeniu $M_2 = 10 \text{ Nm}$ w zakresie połowy obrotu wału wejściowego przekładni przedstawiono na rysunku 5.2.



Rys. 5.2. Wykres siły normalnej dla jednej pary zespół mimośrodowy – koło krzywkowe o parametrach z tabeli 4.1 przy obciążeniu $M_2 = 10 \text{ Nm}$

Siła normalna opisana zależnością (5.6) obciąża element toczy w zespole mimośrodowym i stanowi przyczynę powstawania reakcji podporowych w łożyskach wałów przekładni. Aby wyznaczyć siły reakcji w podporach wału wyjściowego konieczne jest zrzutowanie siły F_N na kierunek wektora \overline{OE} , natomiast obliczenie sił reakcji w łożyskach wału wejściowego wymaga zrzutowania siły F_N na prostą przechodzącą przez punkty P i E . Schemat wyznaczania sumarycznych sił obciążających wały przekładni przedstawiono na rysunku 5.3.

Wartość siły F_{W2} obciążającej wał wyjściowy przekładni można obliczyć zgodnie z zależnością:

$$F_{W2}(\varphi) = F_N(\varphi) \cdot |\cos(\psi(\varphi))|. \quad (5.6)$$

Aby wyznaczyć wartość siły F_{W1} obciążającej wał wejściowy, należy zdefiniować prostą przechodzącą przez punkty P i E , opisaną równaniem ogólnym:

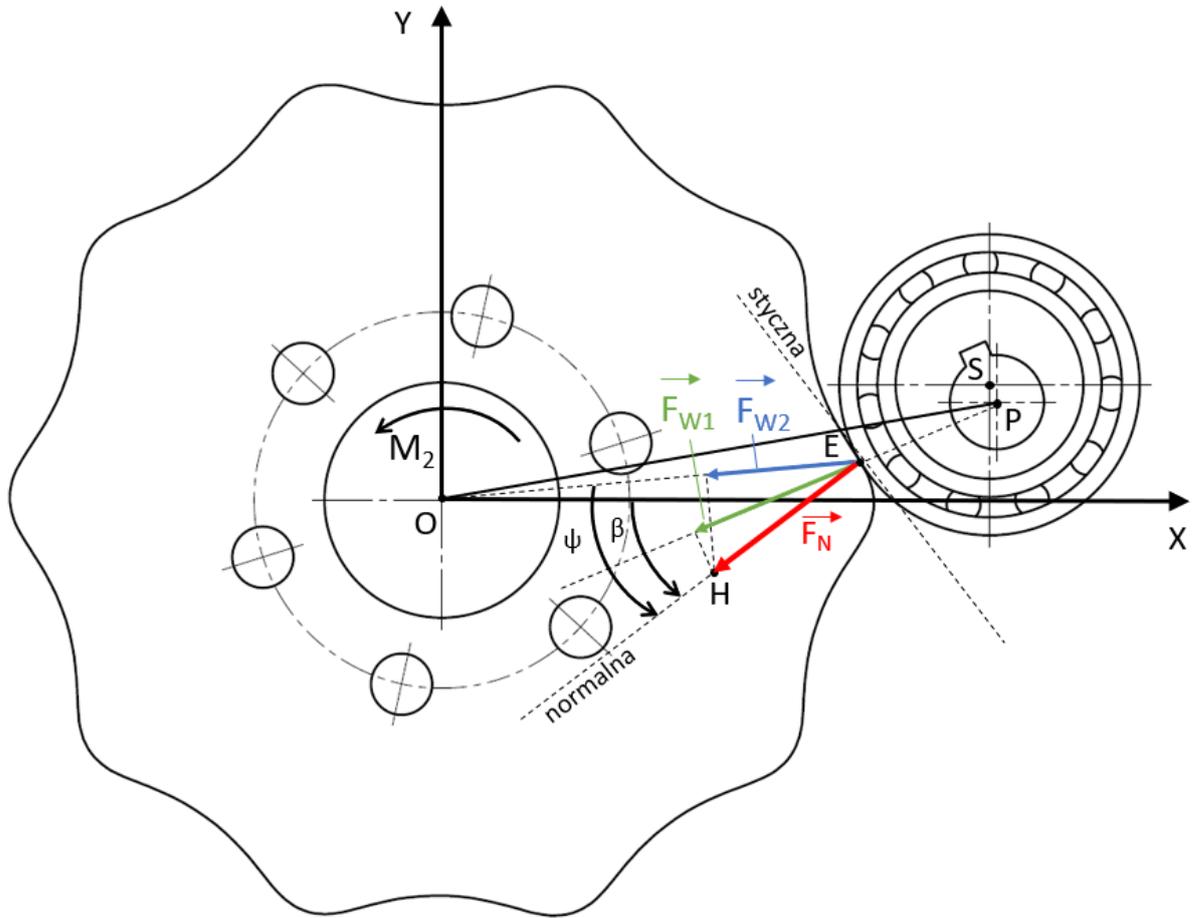
$$D(\varphi)x + E(\varphi)y + F(\varphi) = 0, \quad (5.7)$$

gdzie (zgodnie z rysunkiem 4.2 i równaniem (4.20)):

$$D(\varphi) = y_K(\varphi) - a \cdot \sin(\varphi), \quad (5.8)$$

$$E(\varphi) = a \cdot \cos(\varphi) - x_K(\varphi), \quad (5.9)$$

$$F(\varphi) = y_K(\varphi) \cdot (x_K(\varphi) - a \cdot \cos(\varphi)) + a \cdot \sin(\varphi) \cdot x_K(\varphi). \quad (5.10)$$



Rys. 5.3. Schemat wyznaczania sił obciążających wały przekładni

Wektor kierunkowy prostej PE opisany jest w następujący sposób:

$$\vec{s}_{PE} = [E(\varphi), -D(\varphi)]. \quad (5.11)$$

Współrzędne wektora $\vec{F}_N = [F_{NX}(\varphi), F_{NY}(\varphi)]$ wyznacza się według zależności:

$$\begin{aligned} F_{NX}(\varphi) &= x_H(\varphi) - x_K(\varphi), \\ F_{NY}(\varphi) &= y_H(\varphi) - y_K(\varphi), \end{aligned} \quad (5.12)$$

gdzie: $x_H(\varphi), y_H(\varphi)$ są współrzędnymi punktu H stanowiącego koniec wektora \vec{F}_N w układzie OXY (rys. 5.1 i 5.3). Współrzędne te opisane są następującymi równaniami:

$$\begin{aligned} x_H(\varphi) &= x_K(\varphi) - F_N(\varphi) \cdot |\cos(\beta(\varphi))|, \\ y_H(\varphi) &= y_K(\varphi) - F_N(\varphi) \cdot |\sin(\beta(\varphi))|. \end{aligned} \quad (5.13)$$

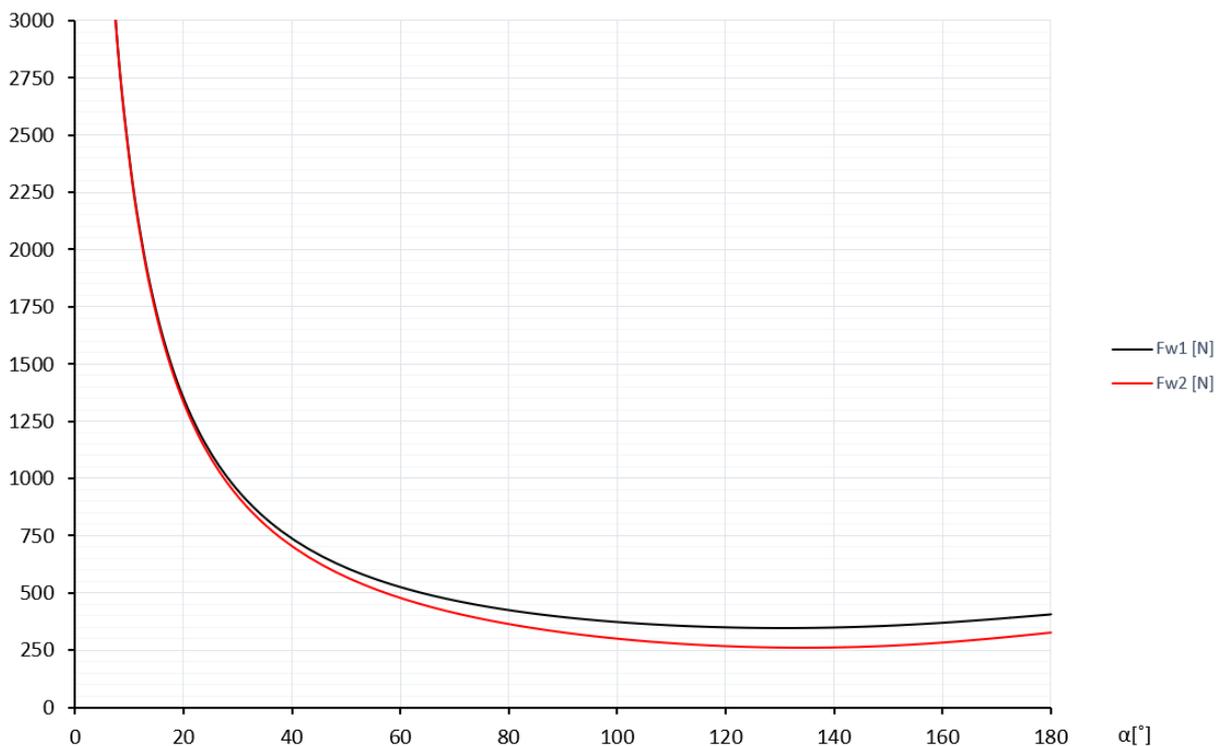
Wartość siły \vec{F}_{W1} opisuje równanie:

$$F_{W1}(\varphi) = \left| \frac{\vec{F}_N \circ \vec{s}_{PE}}{\sqrt{D(\varphi)^2 + E(\varphi)^2}} \right|. \quad (5.14)$$

Po podstawieniu zależności (5.7 – 5.14) otrzymano:

$$F_{W1}(\varphi) = \left| \frac{F_{NX}(\varphi) \cdot (a \cdot \cos(\varphi) - x_K(\varphi)) - F_{NY}(\varphi) \cdot (y_K(\varphi) - a \cdot \sin(\varphi))}{\sqrt{(y_K(\varphi) - a \cdot \sin(\varphi))^2 + (a \cdot \cos(\varphi) - x_K(\varphi))^2}} \right|. \quad (5.15)$$

Przebiegi sił F_{W1} i F_{W2} w funkcji kąta obrotu wału wyjściowego odpowiadające sile normalnej z rysunku 5.2 obrazują wykresy przedstawione na rysunku 5.4.



Rys. 5.4. Przebieg sił obciążających wał wejściowy (F_{W1}) oraz wyjściowy (F_{W2}) przekładni o parametrach z tabeli 4.1, przy obciążeniu $M_2 = 10 \text{ Nm}$

Do określenia wartości reakcji w podporach wałów przekładni z trzema parami: zespół mimośrodowy – koło krzywkowe, posłużono się schematem przedstawionym na rysunku 5.5.

Zgodnie z przyjętym na wstępie założeniem, siły obciążające wały przekładni rozkładają się równomiernie na wszystkie współpracujące pary, w związku z tym:

$$F_{W1}(\varphi) = \sum F_{W1i}(\varphi), \quad (5.16)$$

$$F_{W2}(\varphi) = \sum F_{W2i}(\varphi), \quad (5.17)$$

gdzie:

$F_{W1i}(\varphi)$ – siła promieniowa przypadająca na element toczy i-tego zespołu mimośrodowego,
 $F_{W2i}(\varphi)$ – siła promieniowa przypadająca na i-te koło krzywkowe.

Równania równowagi statycznej dla zespołu wału wejściowego (rys. 5.5 a) mają postać:

$$F_{W11}(\varphi) + F_{W12}(\varphi) + F_{W13}(\varphi) - R_{1A}(\varphi) - R_{1B}(\varphi) = 0, \quad (5.18)$$

$$F_{W11}(\varphi) \cdot l_{FW11} + F_{W12}(\varphi) \cdot (l_{FW11} + l_D) + F_{W13}(\varphi) \cdot (l_{FW11} + 2l_D) - R_{1B}(\varphi) \cdot l_{W1} = 0, \quad (5.19)$$

gdzie:

$R_{1A}(\varphi)$ – siła reakcji w podporze A wału wejściowego,

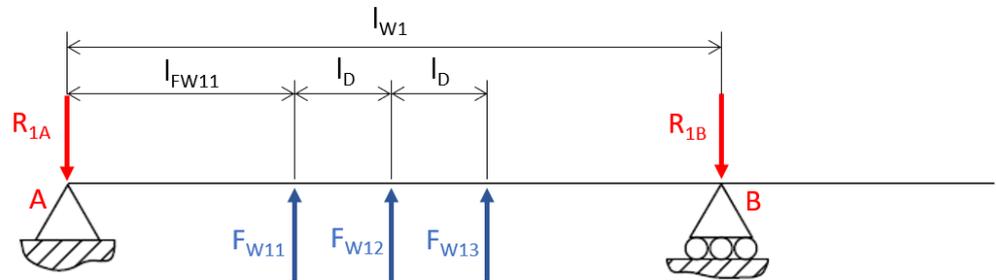
$R_{1B}(\varphi)$ – siła reakcji w podporze B wału wejściowego,

l_{W1} – odległość między podporami wału wejściowego,

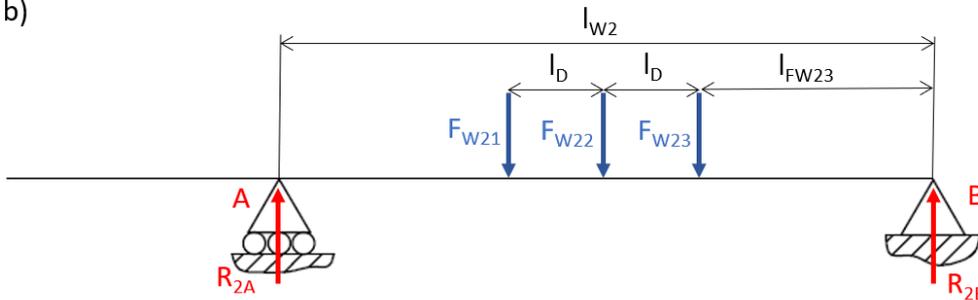
l_{FW11} – odległość między podporą A a płaszczyzną środkową łożyska w pierwszym zespole mimośrodowym,

l_D – odległość między płaszczyznami środkowymi sąsiadujących zespołów mimośrodowych.

a)



b)



Rys. 5.5. Schemat wyznaczania wartości reakcji w podporach A i B : a) wału wejściowego, b) wału wyjściowego

Przekształcając równania (5.18) i (5.19), można otrzymać wartości reakcji podporowych:

$$R_{1A}(\varphi) = |F_{W11}(\varphi) + F_{W12}(\varphi) + F_{W13}(\varphi) - R_{1B}(\varphi)|, \quad (5.20)$$

$$R_{1B}(\varphi) = \left| \frac{l_{FW11}}{l_{W1}} \cdot \left(F_{W11}(\varphi) + F_{W12}(\varphi) \cdot \left(1 + \frac{l_D}{l_{FW11}} \right) + F_{W13}(\varphi) \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot l_D}{l_{FW11}} \right) \right) \right|. \quad (5.21)$$

Równania równowagi statycznej dla zespołu wału wyjściowego (rys. 5.5 b) mają postać:

$$R_{2A}(\varphi) - F_{W21}(\varphi) - F_{W22}(\varphi) - F_{W23}(\varphi) + R_{2B}(\varphi) = 0, \quad (5.22)$$

$$R_{2A}(\varphi) \cdot l_{W2} - F_{W23}(\varphi) \cdot l_{FW23} - F_{W22}(\varphi) \cdot (l_{FW23} + l_D) - F_{W21}(\varphi) \cdot (l_{FW23} + 2l_D) = 0, \quad (5.23)$$

gdzie:

$R_{2A}(\varphi)$ – siła reakcji w podporze A wału wyjściowego,

$R_{2B}(\varphi)$ – siła reakcji w podporze B wału wyjściowego,

l_{W2} – odległość między podporami wału wyjściowego,

l_{FW23} – odległość między podporą B a płaszczyzną środkową trzeciego koła krzywkowego.

Przekształcając równania (5.22) i (5.23) obliczono wartości reakcji podporowych:

$$R_{2A}(\varphi) = \left| \frac{l_{FW23}}{l_{W2}} \cdot \left(F_{W23}(\varphi) + F_{W22}(\varphi) \cdot \left(1 + \frac{l_D}{l_{FW23}} \right) + F_{W21}(\varphi) \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot l_D}{l_{FW23}} \right) \right) \right|, \quad (5.24)$$

$$R_{2B}(\varphi) = |F_{W21}(\varphi) + F_{W22}(\varphi) + F_{W23}(\varphi) - R_{2A}(\varphi)|. \quad (5.25)$$

W przypadku rozpatrywanej przekładni jeden obrót wału wejściowego należy podzielić na 6 przedziałów, w których poszczególne pary: zespół mimośrodkowy – koło krzywkowe przenoszą napęd (rys. 3.5 c). Konieczne jest zatem przeprowadzenie analizy sił F_N , F_{W1i} i F_{W2i} w zależności od położenia kąтового wału wejściowego, co przedstawiono w tabeli. 5.1.

Tabela 5.1. Równania opisujące wartości sił F_N , F_{W1i} i F_{W2i} w zależności od położenia kąтового wału wejściowego

| $\alpha [^\circ]$ | |
|-------------------|--|
| 0-60 | $F_N(\varphi) = \frac{1}{2} \cdot \left \frac{M_2}{R_s(\varphi) \cdot \sin(\psi(\varphi))} + \frac{M_2}{R_s(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot \sin(\psi(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}))} \right $ |
| | $F_{W11}(\varphi) = \left \frac{F_{NX}(\varphi) \cdot (a \cdot \cos(\varphi) - x_K(\varphi)) - F_{NY}(\varphi) \cdot (y_K(\varphi) - a \cdot \sin(\varphi))}{2 \cdot \sqrt{(y_K(\varphi) - a \cdot \sin(\varphi))^2 + (a \cdot \cos(\varphi) - x_K(\varphi))^2}} \right $ |
| | $F_{W12}(\varphi) = 0$ |
| | $F_{W13}(\varphi) = \left \frac{F_{NX}(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot (a \cdot \cos(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) - x_K(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i})) - F_{NY}(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot (y_K(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) - a \cdot \sin(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}))}{2 \cdot \sqrt{(y_K(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) - a \cdot \sin(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}))^2 + (a \cdot \cos(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) - x_K(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}))^2}} \right $ |
| | $F_{W21}(\varphi) = \frac{1}{2} \cdot F_N(\varphi) \cdot \cos(\psi(\varphi)) $ |
| | $F_{W22}(\varphi) = 0$ |
| | $F_{W23}(\varphi) = \frac{1}{2} \cdot F_N(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot \left \cos\left(\psi\left(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right) \right $ |
| 60-120 | $F_N(\varphi) = \left \frac{M_2}{R_s(\varphi) \cdot \sin(\psi(\varphi))} \right $ |
| | $F_{W11}(\varphi) = \left \frac{F_{NX}(\varphi) \cdot (a \cdot \cos(\varphi) - x_K(\varphi)) - F_{NY}(\varphi) \cdot (y_K(\varphi) - a \cdot \sin(\varphi))}{\sqrt{(y_K(\varphi) - a \cdot \sin(\varphi))^2 + (a \cdot \cos(\varphi) - x_K(\varphi))^2}} \right $ |
| | $F_{W12}(\varphi) = 0$ |
| | $F_{W13}(\varphi) = 0$ |
| | $F_{W21}(\varphi) = F_N(\varphi) \cdot \cos(\psi(\varphi)) $ |

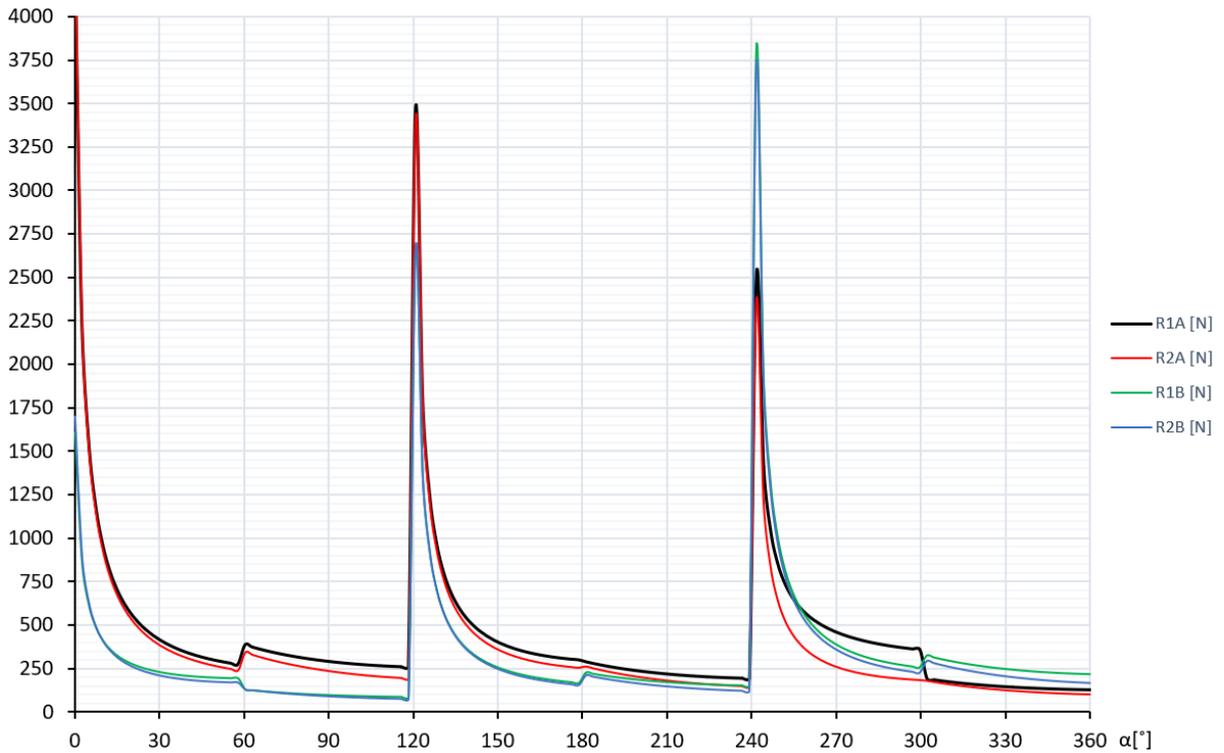
| | |
|---------|--|
| | $F_{W22}(\varphi) = 0$ |
| | $F_{W23}(\varphi) = 0$ |
| 120-180 | $F_N(\varphi) = \frac{1}{2} \cdot \left \frac{M_2}{R_S(\varphi) \cdot \sin(\psi(\varphi))} + \frac{M_2}{R_S(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot \sin(\psi(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}))} \right $ |
| | $F_{W11}(\varphi) = \left \frac{F_{NX}(\varphi) \cdot (a \cdot \cos(\varphi) - x_K(\varphi)) - F_{NY}(\varphi) \cdot (y_K(\varphi) - a \cdot \sin(\varphi))}{2 \cdot \sqrt{(y_K(\varphi) - a \cdot \sin(\varphi))^2 + (a \cdot \cos(\varphi) - x_K(\varphi))^2}} \right $ |
| | $F_{W12}(\varphi) = \left \frac{F_{NX}(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot (a \cdot \cos(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) - x_K(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i})) - F_{NY}(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot (y_K(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) - a \cdot \sin(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}))}{2 \cdot \sqrt{(y_K(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) - a \cdot \sin(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}))^2 + (a \cdot \cos(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) - x_K(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}))^2}} \right $ |
| | $F_{W13}(\varphi) = 0$ |
| | $F_{W21}(\varphi) = \frac{1}{2} \cdot F_N(\varphi) \cdot \cos(\psi(\varphi)) $ |
| | $F_{W22}(\varphi) = \frac{1}{2} \cdot F_N(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot \left \cos\left(\psi\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right) \right $ |
| | $F_{W23}(\varphi) = 0$ |
| 180-240 | $F_N(\varphi) = \left \frac{M_2}{R_S(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot \sin\left(\psi\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right)} \right $ |
| | $F_{W11}(\varphi) = 0$ |
| | $F_{W12}(\varphi) = \left \frac{F_{NX}\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right) \cdot \left(a \cdot \cos\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right) - x_K\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right) - F_{NY}\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right) \cdot \left(y_K\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right) - a \cdot \sin\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right)}{\sqrt{\left(y_K\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right) - a \cdot \sin\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right)^2 + \left(a \cdot \cos\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right) - x_K\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right)^2}} \right $ |
| | $F_{W13}(\varphi) = 0$ |
| | $F_{W21}(\varphi) = 0$ |
| | $F_{W22}(\varphi) = F_N\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right) \cdot \left \cos\left(\psi\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right) \right $ |
| | $F_{W23}(\varphi) = 0$ |
| 240-300 | $F_N(\varphi) = \frac{1}{2} \cdot \left \frac{M_2}{R_S(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot \sin\left(\psi\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right)} + \frac{M_2}{R_S(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot \sin\left(\psi\left(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right)} \right $ |
| | $F_{W11}(\varphi) = 0$ |
| | $F_{W12}(\varphi) = \left \frac{F_{NX}\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right) \cdot \left(a \cdot \cos\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right) - x_K\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right) - F_{NY}\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right) \cdot \left(y_K\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right) - a \cdot \sin\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right)}{2 \cdot \sqrt{\left(y_K\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right) - a \cdot \sin\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right)^2 + \left(a \cdot \cos\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right) - x_K\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right)^2}} \right $ |

| | |
|---------|--|
| | $F_{W13}(\varphi) = \left \frac{F_{NX}(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot \left(a \cdot \cos(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) - x_K(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \right) - F_{NY}(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot \left(y_K(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) - a \cdot \sin(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \right)}{2 \cdot \sqrt{\left(y_K(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) - a \cdot \sin(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \right)^2 + \left(a \cdot \cos(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) - x_K(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \right)^2}} \right $ |
| | $F_{W21}(\varphi) = 0$ |
| | $F_{W22}(\varphi) = \frac{1}{2} \cdot F_N(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot \left \cos\left(\psi\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right) \right $ |
| | $F_{W23}(\varphi) = \frac{1}{2} \cdot F_N(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot \left \cos\left(\psi\left(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right) \right $ |
| 300-360 | $F_N(\varphi) = \left \frac{M_2}{R_S(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot \sin\left(\psi\left(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right)} \right $ |
| | $F_{W11}(\varphi) = 0$ |
| | $F_{W12}(\varphi) = 0$ |
| | $F_{W13}(\varphi) = \left \frac{F_{NX}(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot \left(a \cdot \cos(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) - x_K(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \right) - F_{NY}(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot \left(y_K(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) - a \cdot \sin(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \right)}{\sqrt{\left(y_K(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) - a \cdot \sin(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \right)^2 + \left(a \cdot \cos(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) - x_K(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \right)^2}} \right $ |
| | $F_{W21}(\varphi) = 0$ |
| | $F_{W22}(\varphi) = 0$ |
| | $F_{W23}(\varphi) = F_N(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}) \cdot \left \cos\left(\psi\left(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)\right) \right $ |

Powyższe zależności umożliwiają obliczenie wartości sił reakcji w podporach wałów tocznej przekładni mimośrodowej o trzech parach zespół mimośrodowy – koło krzywkowe, co umożliwia właściwy dobór łożysk. Na rysunku 5.6 przedstawiono przykładowe wykresy sił reakcji dla przekładni o parametrach opisanych w tabeli 5.2.

Tabela 5.2. Dane wejściowe do obliczeń sił reakcji w łożyskach wałów tocznej przekładni mimośrodowej

| a [mm] | e [mm] | R_B [mm] | M₂ [Nm] | l_D [mm] |
|----------------------------|----------------------------|------------------------------|------------------------------|---------------------------|
| 60 | 2 | 16 | 10 | 12 |
| l_{W1} [mm] | l_{W2} [mm] | l_{FW11} [mm] | l_{FW23} [mm] | materiał kół |
| 63,9 | 70 | 16,1 | 27 | stal C45 |



Rys. 5.6. Wykresy sił reakcji w podporach wałów toczonej przekładni mimośrodowej o parametrach z tab. 5.2

5.2. Naprężenia w miejscu styku zespołów mimośrodowych i kół krzywkowych

Analizy naprężeń kontaktowych opisane w licznych publikacjach naukowych bazują przede wszystkim na teorii Hertza [m.in. 10, 96]. W przypadku przekładni mechanicznych obliczenia naprężeń w zazębieniu opierają się na znormalizowanych procedurach [52, 53], natomiast dla mechanizmów z kołami krzywkowymi o specjalnym zarysie konieczne jest opracowanie zindywidualizowanych modeli, uwzględniających zmienny promień krzywizny w miejscu styku współpracujących powierzchni [29, 107]. Podobnie postąpiono podczas prac nad toczną przekładnią mimośrodową. Opracowano model zgodny z teorią Hertza dla styku walca o stałym promieniu z powierzchnią o zmiennym promieniu wklęsłości (wypukłości). Należy zaznaczyć, że przedstawiony model nie uwzględnia podatności łożysk, traktując je jako bryły sztywne. Dla jednej pary zespół mimośrodowy – koło krzywkowe maksymalną wartość naprężeń kontaktowych między powierzchnią zewnętrzną łożyska a powierzchnią czynną koła oblicza się według zależności:

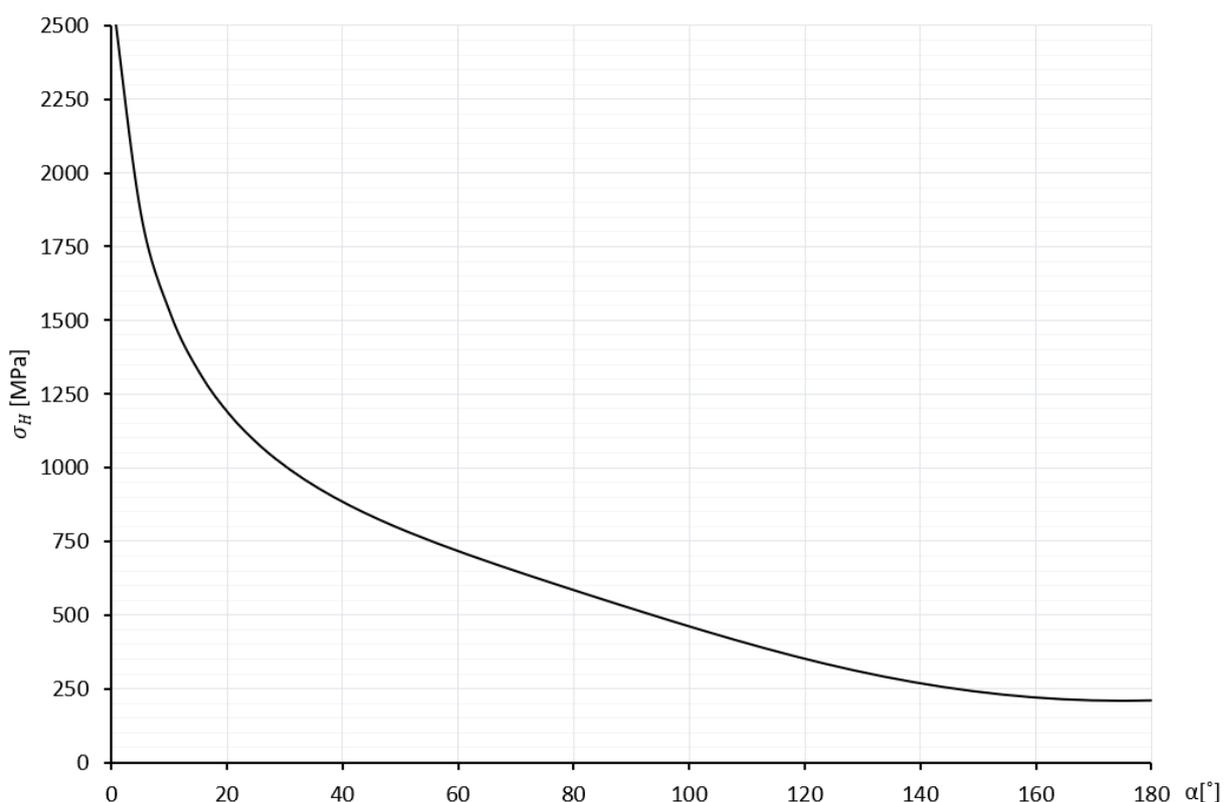
$$\sigma_H(\varphi) = \sqrt{\frac{F_N(\varphi) \cdot E'}{\pi \cdot b \cdot \frac{1}{\frac{1}{R_B} + \frac{1}{R_K(\varphi)}}}}, \quad (5.26)$$

gdzie E' oznacza zastępczy moduł Younga, obliczany zgodnie z równaniem:

$$E' = \frac{E_1 \cdot E_2}{E_2 \cdot (1 - \nu_1^2) + E_1 \cdot (1 - \nu_2^2)}, \quad (5.27)$$

gdzie E_1 , E_2 oznaczają moduły Younga, a ν_1 i ν_2 współczynniki Poissona dla materiałów, z których wykonano współpracujące elementy przekładni.

Na rysunku 5.7 przedstawiono przykładowy przebieg naprężeń kontaktowych w przekładni o jednej parze zespół mimośrodowy – koło krzywkowe i parametrach zawartych w tab. 5.2, w dziedzinie połowy obrotu wału wejściowego (tzn. zakresu, w którym przekładnia o jednej współpracującej parze przenosi napęd). Można zauważyć, że największe naprężenia, znacząco przekraczające wytrzymałość powierzchni koła krzywkowego wykonanego ze stali, występują w okolicy wierzchołka, gdzie wartość promienia krzywizny zarysu koła ma najmniejszą wartość, a siła normalna (rys. 5.2) największą (5.26). Porównując wykresy z rysunków 5.2 i 5.7 można dojść do wniosku, że promień krzywizny zarysu koła ma mniejszy wpływ na wartość naprężeń kontaktowych niż siła normalna do zarysu koła w miejscu jego styku z elementem tocznym.



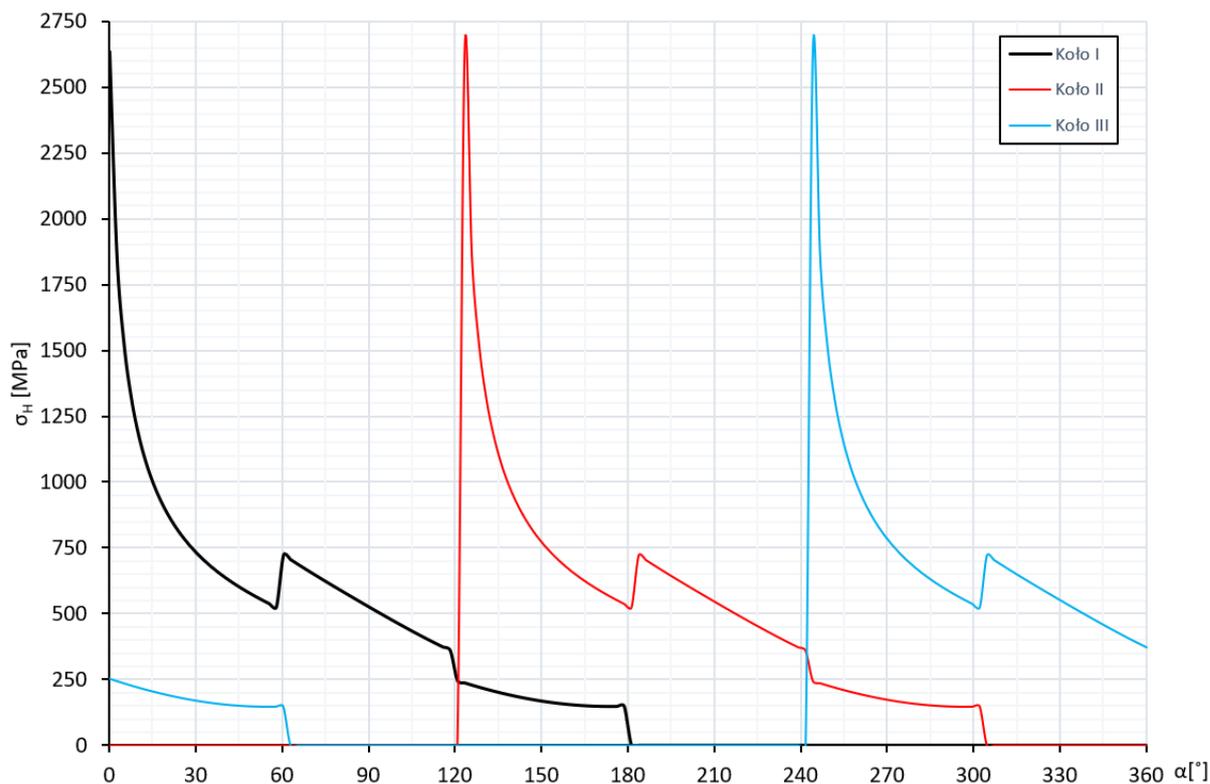
Rys. 5.7. Wykres naprężeń w miejscu styku elementu tocznego wchodzącego w skład zespołu mimośrodowego z kołem krzywkowym w tocznej przekładni mimośrodowej o parametrach z tab. 5.2

Dla przekładni z trzema parami zespół mimośrodowy – koło krzywkowe należy przeprowadzić podobną analizę jak w przypadku badania rozkładu sił. Uwzględniając zależności przedstawione w tabeli 5.1, opracowano wzory opisujące naprężenia Hertza w tocznej przekładni mimośrodowej w zależności od położenia kąтового wału wejściowego (tab. 5.3). Na rysunku 5.8 przedstawiono przykładowy rozkład naprężeń na powierzchniach czynnych kół krzywkowych przy założeniu, że koła wykonano ze stali.

Tabela 5.3. Wzory opisujące naprężenia Hertza w miejscu styku poszczególnych par zespół mimośrodowy – koło krzywkowe w zależności od położenia wału wejściowego

| $\alpha [^\circ]$ | |
|-------------------|--|
| 0-60 | $\sigma_{H11}(\varphi) = \sqrt{\frac{E'}{\pi \cdot b}} \cdot \sqrt{\frac{F_N(\varphi)}{2 \cdot \frac{1}{\frac{1}{R_B} + \frac{1}{R_k(\varphi)}}}}$ |
| | $\sigma_{H12}(\varphi) = 0$ |
| | $\sigma_{H13}(\varphi) = \sqrt{\frac{E'}{\pi \cdot b}} \cdot \sqrt{\frac{F_N\left(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)}{2 \cdot \frac{1}{\frac{1}{R_B} + \frac{1}{R_k\left(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)}}}}$ |
| 60-120 | $\sigma_{H21}(\varphi) = \sqrt{\frac{E'}{\pi \cdot b}} \cdot \sqrt{\frac{F_N(\varphi)}{\frac{1}{\frac{1}{R_B} + \frac{1}{R_k(\varphi)}}}}$ |
| | $\sigma_{H22}(\varphi) = 0$ |
| | $\sigma_{H23}(\varphi) = 0$ |
| 120-180 | $\sigma_{H31}(\varphi) = \sqrt{\frac{E'}{\pi \cdot b}} \cdot \sqrt{\frac{F_N(\varphi)}{2 \cdot \frac{1}{\frac{1}{R_B} + \frac{1}{R_k(\varphi)}}}}$ |
| | $\sigma_{H32}(\varphi) = \sqrt{\frac{E'}{\pi \cdot b}} \cdot \sqrt{\frac{F_N\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)}{2 \cdot \frac{1}{\frac{1}{R_B} + \frac{1}{R_k\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)}}}}$ |
| | $\sigma_{H33}(\varphi) = 0$ |
| 180-240 | $\sigma_{H41}(\varphi) = 0$ |
| | $\sigma_{H42}(\varphi) = \sqrt{\frac{E'}{\pi \cdot b}} \cdot \sqrt{\frac{F_N\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)}{\frac{1}{\frac{1}{R_B} + \frac{1}{R_k\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)}}}}$ |
| | $\sigma_{H43}(\varphi) = 0$ |
| 240-300 | $\sigma_{H51}(\varphi) = 0$ |
| | $\sigma_{H52}(\varphi) = \sqrt{\frac{E'}{\pi \cdot b}} \cdot \sqrt{\frac{F_N\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)}{2 \cdot \frac{1}{\frac{1}{R_B} + \frac{1}{R_k\left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)}}}}$ |
| | $\sigma_{H53}(\varphi) = \sqrt{\frac{E'}{\pi \cdot b}} \cdot \sqrt{\frac{F_N\left(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)}{2 \cdot \frac{1}{\frac{1}{R_B} + \frac{1}{R_k\left(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i}\right)}}}}$ |

| | |
|---------|--|
| 300-360 | $\sigma_{H61}(\varphi) = 0$ |
| | $\sigma_{H62}(\varphi) = 0$ |
| | $\sigma_{H63}(\varphi) = \sqrt{\frac{E'}{\pi \cdot b}} \cdot \frac{F_N \left(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i} \right)}{\sqrt{\frac{1}{R_B} + \frac{1}{R_K \left(\varphi - \frac{4 \cdot \pi}{3 \cdot i} \right)}}}$ |



Rys. 5.8. Przebieg naprężeń kontaktowych na powierzchniach czynnych kół krzywkowych w toczonej przekładni mimośrodowej o trzech współpracujących parach i parametrach z tab. 5.2

Analizując wykresy przedstawione na rysunku 5.8, można wyraźnie wskazać zakresy położenia kąтового wału wejściowego, w których napęd jest przenoszony przez dwie pary zespół mimośrodowy koło krzywkowe. Dla przyjętej konfiguracji przekładni, w momencie aktywnego działania dwóch takich par, łożysko jednej z nich przetacza się po wierzchołku koła krzywkowego, gdzie ze względu na małe wartości promienia krzywizny zarysu i promienia tocznego R_T występują największe naprężenia kontaktowe. W porównaniu do wykresu na rysunku 5.7 maksymalne naprężenia Hertza dla trzech par zespół mimośrodowy – koło krzywkowe są znacząco mniejsze, natomiast ze względu na nieciągłość funkcji dla $\alpha = 0^\circ$, $\alpha = 120^\circ$ oraz $\alpha = 240^\circ$ wskazanie konkretnej wartości jest niemożliwe. Stąd wydaje się uzasadnione całkowanie numeryczne funkcji naprężeń kontaktowych, ab określić ich wartość średnią w dziedzinie jednego obrotu wału wejściowego.

Ponadto należy podkreślić, że położenia kątowe wału wejściowego, w których następuje zmiana liczby współpracujących par, określają obszary na powierzchniach czynnych kół krzywkowych, kluczowe ze względu na wytrzymałość zmęczeniową przekładni. Można przypuszczać, że zapewnienie ciągłego przenoszenia napędu przez przynajmniej dwie pary

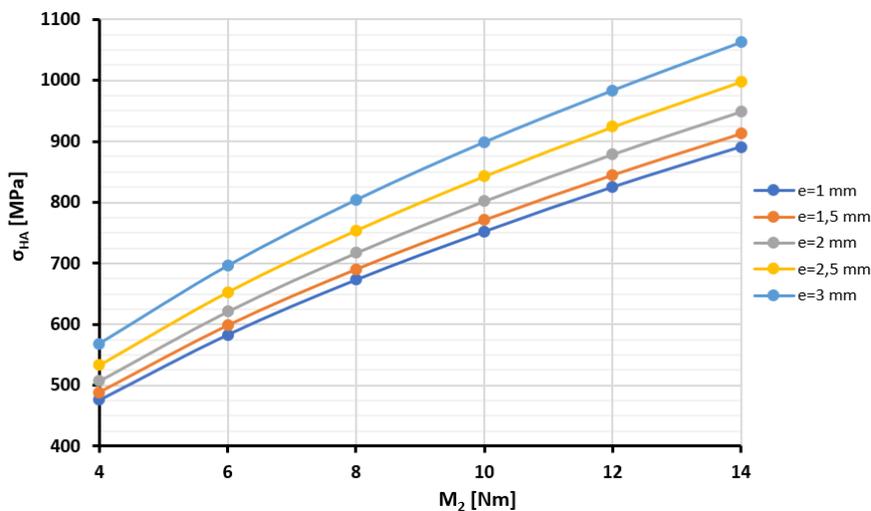
zespół mimośrodowy – koło krzywkowe, wymagające zastosowania sześciu współpracujących par, przyczyni się do znaczącego zwiększenia trwałości przekładni.

Zbadano wpływ wymiarów elementów toczonej w zespołach mimośrodowych (przyjęto, że będą to standardowe łożyska kulkowe), wartości mimośrodu oraz przełożenia na średnie naprężenia kontaktowe w toczonej przekładni mimośrodowej w zależności od jej obciążenia. Wartości powyższych parametrów (tab. 5.4) dobrano dla rozpatrywanego wcześniej modelu przekładni (tab. 5.2) przy założeniu, że istnieje techniczna możliwość wytworzenia prototypu o rozpatrywanych wymiarach. Obliczenia realizowano w środowisku *Wolfram Mathematica*. Wyniki analiz przedstawiono na rysunkach 5.9 – 5.11.

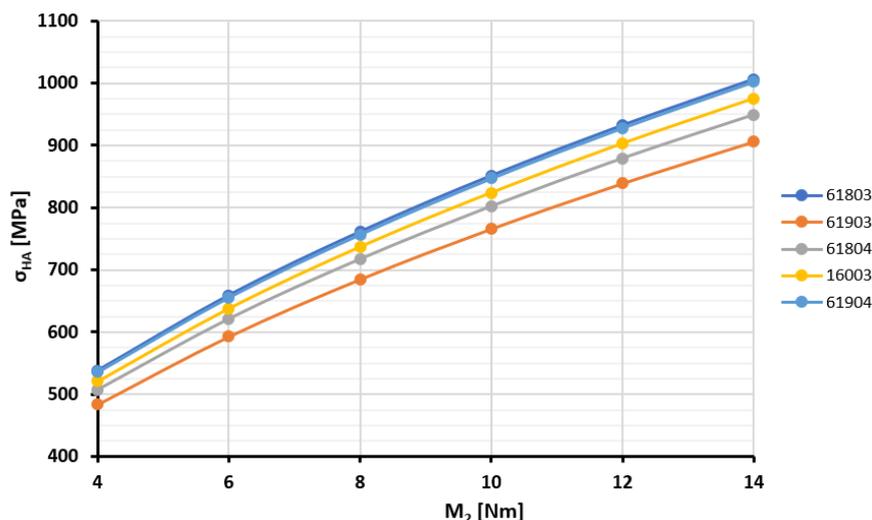
Tabela 5.4. Dane wejściowe do badania wpływu wymiarów i przełożenia na wartości średnie naprężeń kontaktowych na powierzchniach czynnych kół krzywkowych.

| Parametr | M [Nm] | i | e [mm] | Łożyska toczone (oznaczenia wg ISO) |
|---------------------------|--------|----|--------|-------------------------------------|
| Wartość minimalna | 4 | 8 | 1 | 61803 61903 |
| Krok | 2 | 1 | 0,5 | 61804 16003 |
| Wartość maksymalna | 14 | 13 | 3 | 61904 |

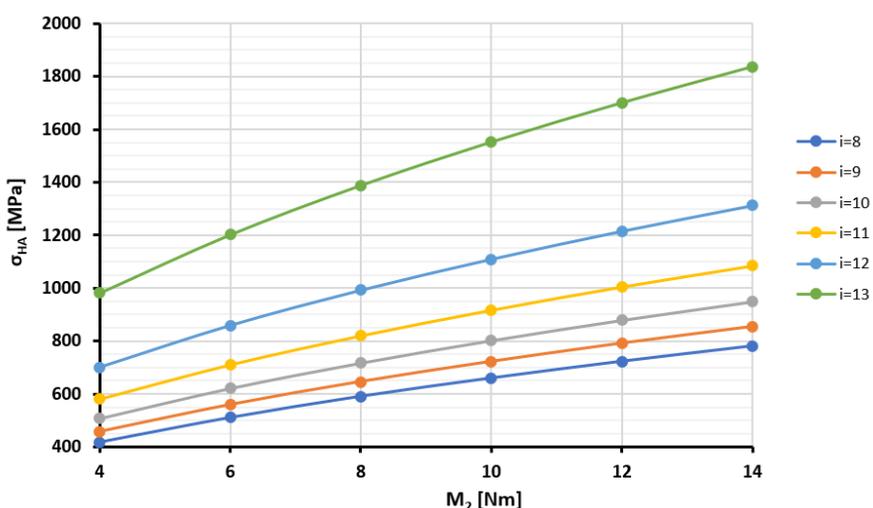
Analizując wykresy na rysunku 5.9, można zauważyć, że wraz ze wzrostem wartości mimośrodu rosną średnie naprężenia kontaktowe na powierzchniach kół krzywkowych. Wynika to z faktu, że wartość naprężeń Hertza zależy od promienia krzywizny zarysu koła krzywkowego (4.9), którego wartość związana jest z mimośrodem. Ponadto im większa wartość mimośrodu tym bardziej gwałtowny wzrost wartości naprężeń Hertza. Można spoznać, że dla wartości mimośrodu z przedziału 1-2 mm zmiana średnich wartości naprężeń kontaktowych jest stosunkowo niewielka.



Rys. 5.9. Analiza wpływu mimośrodu na średnie wartości naprężeń kontaktowych σ_{HA} w przekładni o przełożeniu 10 z łożyskami 61804 w zespołach mimośrodowych



Rys. 5.10. Analiza wpływu wymiarów łożyska na średnie wartości naprężeń kontaktowych σ_{HA} , w przekładni o przełożeniu 10 i wartości mimośrodów 2 mm



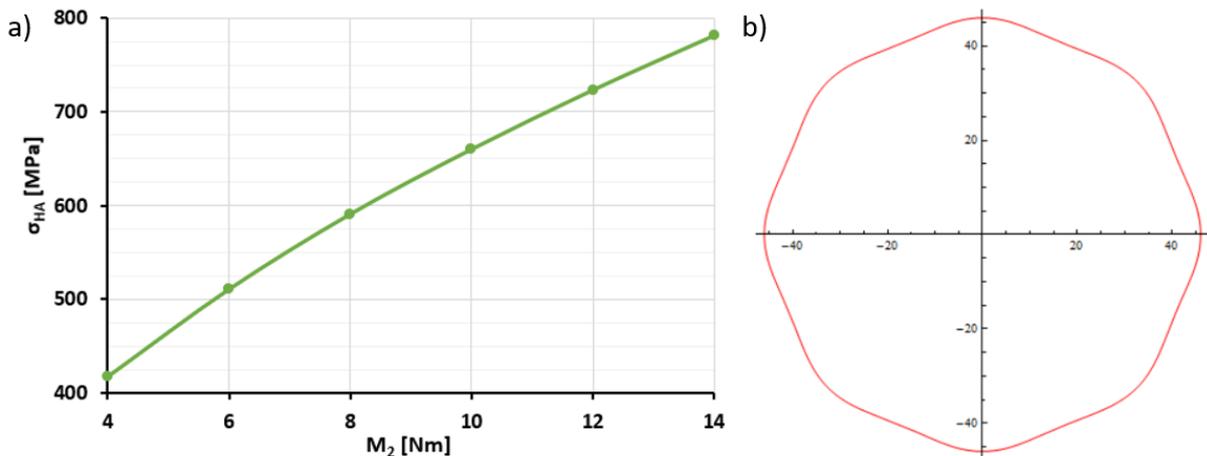
Rys. 5.11. Analiza wpływu przełożenia na średnie wartości naprężeń kontaktowych σ_{HA} dla przekładni z łożyskami 61804 w zespołach mimośrodowych i wartości mimośrodu 2 mm

Analiza badania wpływu wymiarów elementu tocznego na wartości naprężeń kontaktowych w tocznej przekładni mimośrodowej (rys. 5.10) pokazuje, że większy wpływ na uzyskane wyniki ma jego szerokość niż jego średnica zewnętrzna. Porównując elementy toczne o tej samej szerokości (łożyska 61903 i 61804) można dojść do wniosku, że im większa średnica elementu tocznego tym większa wartość naprężeń kontaktowych. Najmniejsze naprężenia kontaktowe otrzymano w przypadku, gdy elementem tocznym były łożyska 61903, a najmniej korzystne wyniki uzyskano dla łożysk 61803 i 61904. Na tej podstawie można wnioskować, że ze względu na minimalizację naprężeń w miejscu styku współpracujących elementów przekładni należy dążyć do zastosowania w zespołach mimośrodowych elementów tocznych o możliwie małej średnicy zewnętrznej i dużej szerokości.

Wyniki badań wpływu przełożenia na wartości średnie naprężeń kontaktowych przedstawione na rysunku 5.11, pozwalają wnioskować, że spośród badanych parametrów zmiana przełożenia ma największy wpływ na uzyskiwane rezultaty. Im większa wartość przełożenia tym bardziej gwałtowny wzrost wartości naprężeń Herta. Ma to związek z faktem,

że przy nieziennej odległości osi wałów przekładni i stałych wymiarach elementów tocznych w zespołach mimośrodowych, wzrost przełożenia skutkuje „zaostrzaniem” się wierzchołków zarysu koła krzywkowego (zmniejszaniem wartości promienia krzywizny).

Biorąc pod uwagę powyższe obserwacje, optymalnym rozwiązaniem ze względu na minimalizację naprężeń na powierzchniach styku łożysk zespołów mimośrodowych z kołami krzywkowymi (dla przyjętego w tab. 5.4 zakresu zmienności parametrów) byłoby opracowanie przekładni o przełożeniu 8, wartości mimośrodu 1 mm, z elementami tocznymi w postaci łożysk 61903.



Rys. 5.12. Korzystny wariant doboru parametrów przekładni ze względu na minimalizację naprężeń kontaktowych: a) wykres naprężeń kontaktowych w funkcji obciążenia przekładni, b) zarys koła krzywkowego

Jednak w takim przypadku, choć wartości naprężeń (rys. 5.12 a) są stosunkowo niewielkie, to kształt koła krzywkowego (rys. 5.12 b) uniemożliwia poprawne działanie przekładni. Należy podkreślić, że przeprowadzone analizy stanowią jedynie pomoc przy projektowaniu tocznej przekładni mimośrodowej, natomiast kluczowe znaczenie mają aspekty konstrukcyjne (jak np. techniczna możliwość powiązania ze sobą danych komponentów) i technologiczne.

5.3. Sprawność przekładni

Eksploatacja napędów maszyn i urządzeń wiąże się z generowaniem strat mocy, których źródłem są m.in. procesy tribologiczne. Na podstawie analizy konstrukcji tocznej przekładni mimośrodowej, a także szczegółowych studiów literaturowych [4, 67, 84, 122, 136] można wyróżnić:

- źródła strat mocy zależne od obciążenia:
 - łożyska wałów przekładni,
 - elementy toczne w zespołach mimośrodowych (łożyska),
 - zazębienie (obszar styku zespołów mimośrodowych z kołami krzywkowymi);
- źródła strat mocy zależne od prędkości obrotowej wałów przekładni:
 - uszczelnienia łożysk i wałów przekładni,
 - rozprowadzanie środka smarnego.

Uwzględniając powyższe, możliwe jest wyznaczenie ogólnego wzoru opisującego sprawność tocznej przekładni mimośrodowej:

$$\eta[\varphi] = \frac{P_2 - \sum_{i=1}^n (P_{TSi} + P_{TTi} + P_{Bi}) - P_{W1} - P_{W2} - P_L}{P_2} \cdot 100\% , \quad (5.28)$$

gdzie:

- n – liczba par zespół mimośrodowy – koło krzywkowe,
- P_{TSi} – straty mocy związane z poślizgiem sprężystym (tarcie ślizgowe),
- P_{TTi} – straty mocy związane z histerezą odkształceniową (tarcie toczne),
- P_{Bi} – straty mocy w łożysku i -tego zespołu mimośrodowego,
- P_{W1} – straty mocy w łożyskach wału wejściowego,
- P_{W2} – straty mocy w łożyskach wału wyjściowego,
- P_L – straty mocy związane z rozprowadzaniem środka smarnego,
- P_2 – moc na wale wyjściowym przekładni:

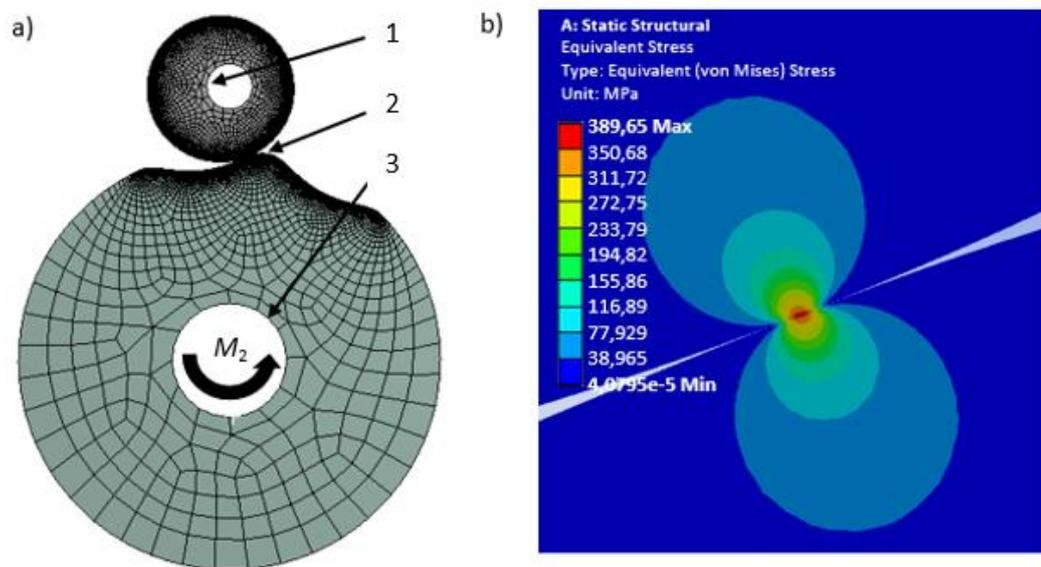
$$P_2 = M_2 \cdot \omega_2 . \quad (5.29)$$

Przeprowadzona uprzednio analiza prędkości i rozkładu obciążenia w tocznej przekładni mimośrodowej umożliwia obliczenie wartości strat mocy w łożyskach wałów i stanowi podstawę rozważań dotyczących strat w obrębie styku koła krzywkowego z zespołem mimośrodowym. Ponadto istnieje duże prawdopodobieństwo, że opisany w literaturze model strat mocy w łożyskach [84] nie znajdzie zastosowania w przypadku łożysk zespołów mimośrodowych ze względu na nietypowy sposób ich zabudowy (nie są osadzone w otworze, a jedynie na tulei mimośrodowej). Opracowanie analitycznego modelu sprawności tocznej przekładni mimośrodowej jest zadaniem niezwykle złożonym i będzie stanowił przedmiot dalszych badań autora niniejszej pracy.

6. BADANIA SYMULACYJNE

Badania symulacyjne toczonej przekładni mimośrodowej przeprowadzono w celu weryfikacji założeń przyjętych w modelach opisanych w rozdziale 5. Posłużono się programem *ANSYS Workbench* umożliwiającym m.in. statyczne, quasi-statyczne i dynamiczne analizy naprężeń z zastosowaniem Metody Elementów Skończonych (MES). Symulacje komputerowe poprzedzono wnikliwymi studiami literatury dotyczącej analizy naprężeń w przekładniach mechanicznych, szczególnie w walcowych zębatych [30, 48, 56, 58, 76, 78, 156, 175, 176] oraz cykloidalnych [11, 75], a także artykułów przedstawiających zagadnienia związane z modelowaniem naprężeń kontaktowych w ogólnym ujęciu [10, 107, 118].

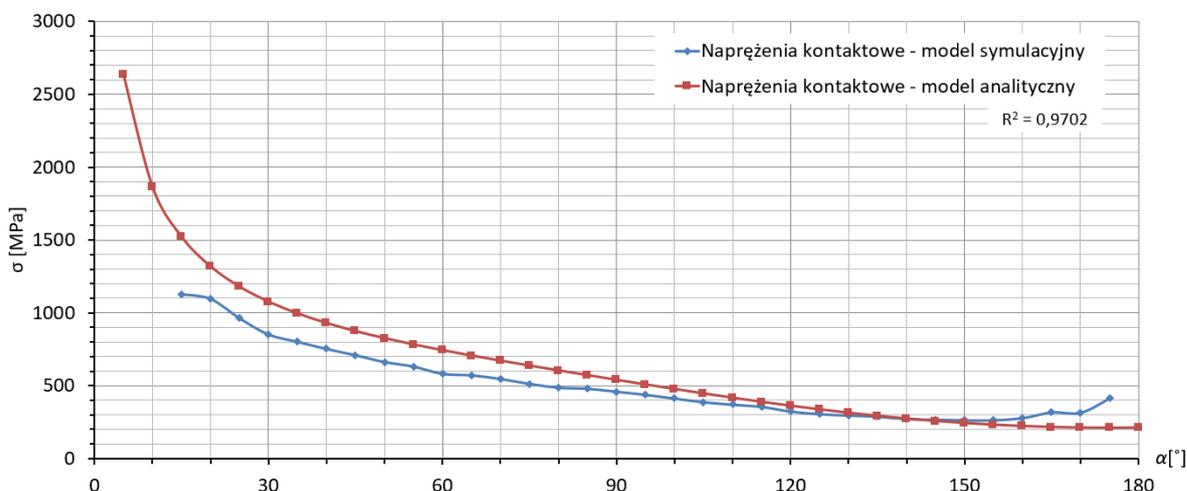
W pierwszej kolejności poddano weryfikacji analizę rozkładu obciążenia dla jednej pary zespół mimośrodowy – koło krzywkowe. Opracowano dwuwymiarowy quasi-statyczny model przekładni o parametrach przedstawionych w tabeli 5.2. Aby odwzorować założenia przyjęte w modelu analitycznym, przyjęto, że zespół mimośrodowy stanowi jednolitą utwierdzoną bryłę, natomiast koło krzywkowe ma jeden stopień swobody – obrót wokół osi otworu centrycznego, przez który przechodzi wał wyjściowy przekładni (rys. 6.1 a). Ponadto w modelu CAD uproszczono zarys koła krzywkowego, pozostawiając jedynie dwa wręby, co znacząco zmniejszyło czas trwania symulacji. Do krawędzi otworu w kole krzywkowym przyłożono obciążenie momentem obrotowym M_2 o wartości 10 Nm. Określono także beztarciowy typ kontaktu między współpracującymi powierzchniami.



Rys. 6.1. Dwuwymiarowy model przekładni o jednej parze zespół mimośrodowy – koło krzywkowe:
 a) wynik siatkowania: 1 – utwierdzenie, 2 – lokalne zagęszczenie siatki, 3 – wiązanie o jednym stopniu swobody, b) przykładowe rezultaty symulacji naprężeń [na podstawie 118]

Na podstawie badań wstępnych i analizy literatury przyjęto quadrilateralny rodzaj elementów siatki, których średnia wielkości zastała określona na 1.45 mm, a także dokonano lokalnego zagęszczenia siatki, ustalając wielkość elementów na 0,025 mm. Przykładowy rozkład naprężeń w miejscu styku współpracujących komponentów przekładni pokazano na rysunku 6.1b. Badania symulacyjne przeprowadzono dla położenia kąтового wału wejściowego z zakresu $\alpha \in (15^\circ, 175^\circ)$ z krokiem co 5° . Wykonanie symulacji dla wartości

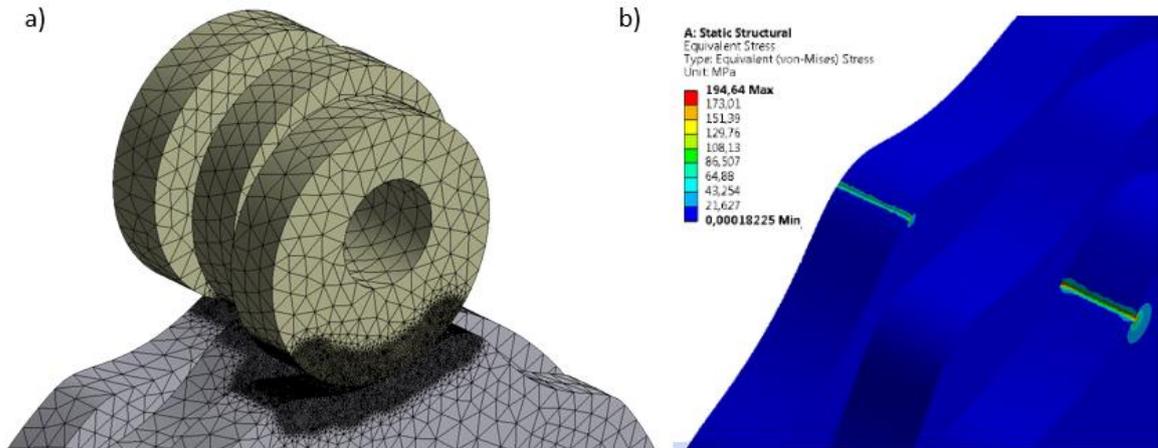
z przedziału $(0^\circ, 15^\circ)$ oraz $(175^\circ, 360^\circ)$ było niemożliwe, ponieważ po przyłożeniu do koła krzywkowego momentu obrotowego następowało zerwanie kontaktu między współpracującymi powierzchniami, co skutkowało wielokrotnym obrotem modelu koła wokół osi otworu. Wyniki badań symulacyjnych w porównaniu do rezultatów obliczeń analitycznych przedstawiono na rysunku 6.2.



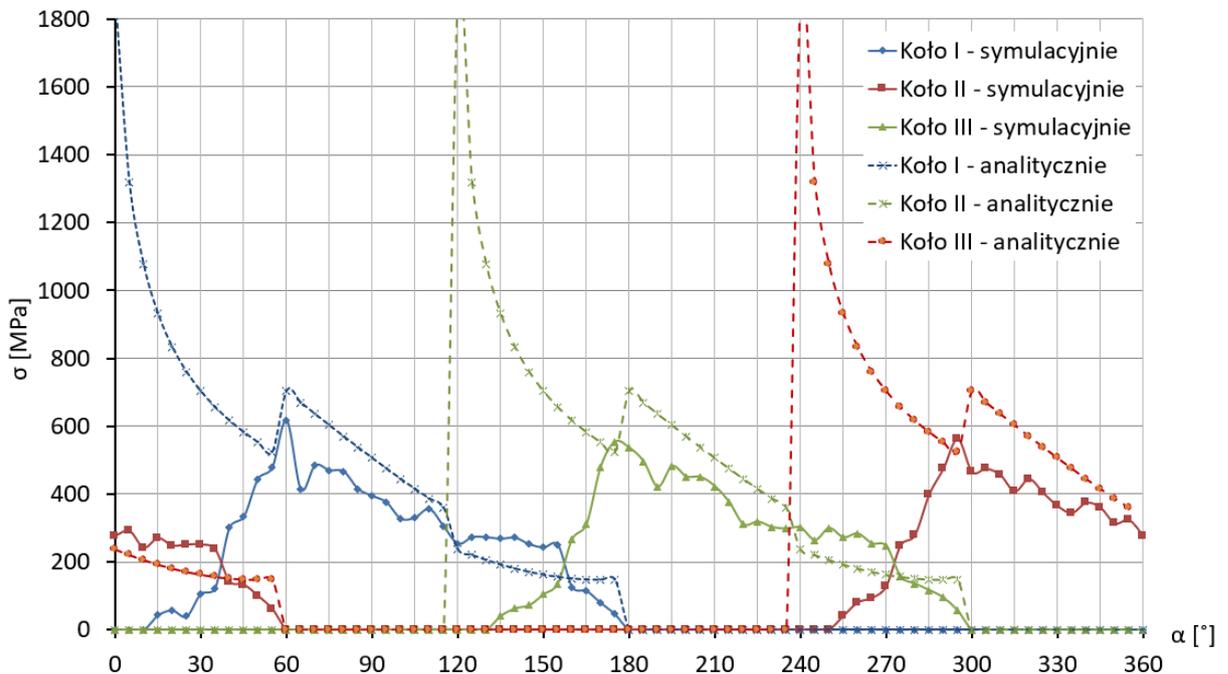
Rys. 6.2. Porównanie wyników uzyskanych dla modelu analitycznego i symulacyjnego naprężeń w miejscu styku łożyska zespołu mimośrodowego z kołem krzywkowym dla przekładni o jednej współpracującej parze ww. elementów

Analizując wykresy na rysunku 6.2, można zauważyć zbieżność rezultatów analiz teoretycznych i badań symulacyjnych, co potwierdza wartość współczynnika determinacji $R^2 = 0,9702$ otrzymanego w wyniku przeprowadzonego testu zgodności. Na tej podstawie można uznać przyjęty uprzednio model rozkładu obciążenia w tocznej przekładni mimośrodowej za poprawny.

W następnym korku opracowano symulacyjny model przestrzenny dla przekładni o trzech parach zespół mimośrodowy – koło krzywkowe. Zespoły mimośrodowe zamodelowano jako monolityczną, utwierdzoną bryłę. Modelowi kół krzywkowych zapewniono jeden stopień swobody i obciążono go momentem obrotowym $M_2 = 10 \text{ Nm}$ w miejscu montażu kół na wale wyjściowym. W rezultacie testów przeprowadzonych dla różnych parametrów siatki oraz więzów, wybrano tetrahedralny rodzaj elementów skończonych, dokonano lokalnego zagęszczenia siatki w miejscach styku współpracujących powierzchni (średnia wielkość elementu 0,2 mm) oraz określono beztarciowy typ kontaktu. Na rysunku 6.3 przedstawiono model symulacyjny i przykładowy rozkład naprężeń na powierzchniach czynnych kół krzywkowych, natomiast wyniki badań symulacyjnych w porównaniu do rezultatów analiz teoretycznych przedstawiono na rysunku 6.4.



Rys. 6.3. Model symulacyjny 3D dla trzech par zespół mimośrodowy – koło krzywkowe: a) wynik siatkowania modelu, b) przykładowy rozkład naprężeń kontaktowych na powierzchniach czynnych kół krzywkowych [118]



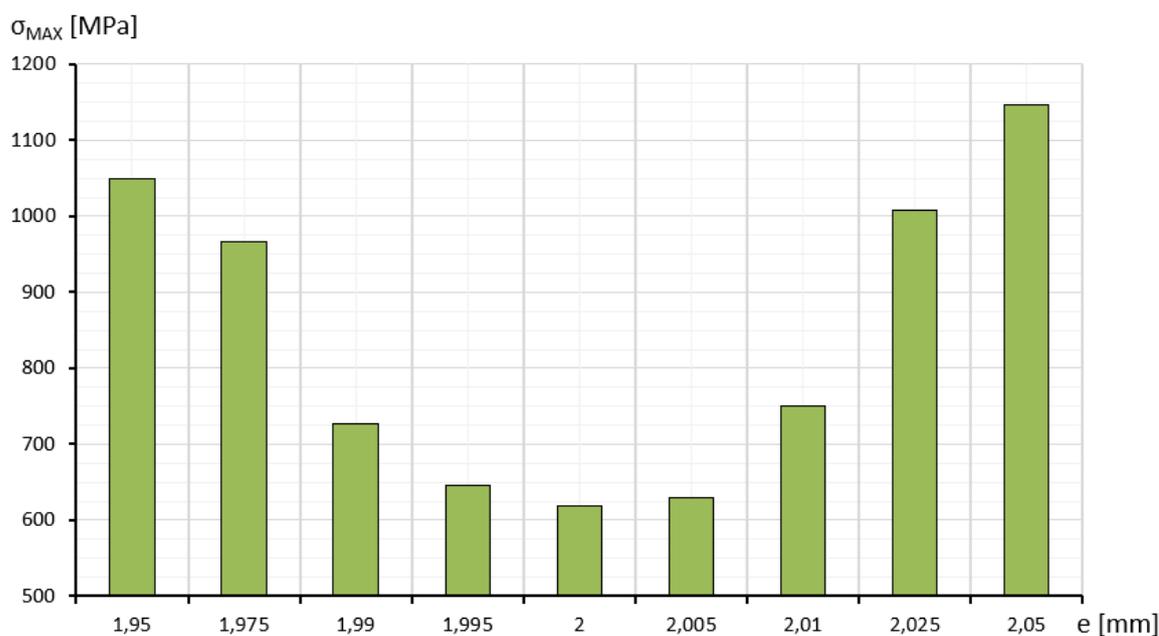
Rys. 6.4. Porównanie wyników uzyskanych dla modelu analitycznego i symulacyjnego naprężeń kontaktowych dla przekładni o trzech parach zespół mimośrodowy – koło krzywkowe

Analizując przebieg naprężeń kontaktowych na rysunku 6.4 można zauważyć, że w przedziałach położenia kąтового wału wejściowego $\alpha \in \langle 0^\circ, 60^\circ \rangle$, $\alpha \in \langle 120^\circ, 180^\circ \rangle$ oraz $\alpha \in \langle 240^\circ, 300^\circ \rangle$ wykresy naprężeń uzyskane teoretycznie różnią się od tych otrzymanych na drodze symulacji. W wymienionych zakresach, krzywa opisująca naprężenia obliczone w wyniku analizy teoretycznej przypomina malejącą funkcję wykładniczą, podczas gdy krzywa przedstawiająca naprężenia otrzymane symulacyjnie rośnie niemalże liniowo. Co więcej – dla wartości $\alpha = 60^\circ$, $\alpha = 180^\circ$ oraz $\alpha = 300^\circ$ (odpowiadających zmianie liczby kół przenoszących napęd) funkcje opisujące teoretyczne naprężenia kontaktowe na powierzchniach czynnych poszczególnych kół krzywkowych osiągają swoje minima lokalne, podczas gdy funkcje dla naprężeń uzyskanych symulacyjnie osiągają maksima. Należy podkreślić, że w rozpatrywanym

przypadku wartości naprężeń dla wyżej wymienionych położenia wału wejściowego otrzymane w wyniku obliczeń i symulacji miały zbliżone wartości.

Jako przyczynę rozbieżności w wynikach analiz teoretycznych i symulacyjnych można uznać fakt, że model teoretyczny pomija podatność (odkształcanie się) współpracujących elementów przekładni pod wpływem przyłożonego obciążenia poza obszarem ich styku. W modelu symulacyjnym więzy zespołów mimośrodowych i kół krzywkowych zostały zdefiniowane w otworach przez które przechodzą wały przekładni, a tym samym uwzględnia się odkształcenia brył w całej ich objętości. Ponadto w modelu analitycznym dziedzina funkcji naprężeń w przyjętym przedziale położenia kątowych wału wejściowego jest ciągła, co sprawia, że naprężenia będą dążyć do nieskończoności, gdy promień krzywizny będzie dążył do zera (wzór 5.26). Natomiast w modelu symulacyjnym – ze względu na obecność elementów skończonych – taka sytuacja nie będzie miała miejsca. Analizując rezultaty symulacji, można dojść do wniosku, że przyjęte uprzednio założenie o równomierności przenoszenia obciążenia przez współpracujące pary komponentów przekładni (par. 5) przypuszczalnie nie jest zgodne z rzeczywistością. Uzasadnieniem tej tezy może być fakt, że największe rozbieżności między wynikami otrzymanymi analitycznie i symulacyjnie występują dla położenia kątowych wału wejściowego odpowiadających przetaczaniu się zespołów mimośrodowych przez wierzchołki kół krzywkowych. W tym czasie napęd jest przenoszony jednocześnie przez dwie pary zespół mimośrodowy – koło krzywkowe, dlatego też można przypuszczać, że większe obciążenie przypada w tym momencie na zespół mimośrodowy znajdujący się wewnątrz wrębu koła krzywkowego (w miejscu, gdzie promień krzywizny zarysu koła ma zdecydowanie większą wartość niż w wierzchołku).

Biorąc pod uwagę powyższe spostrzeżenia można dojść do wniosku, że w przypadku konstruowania rzeczywistej przekładni, w obliczeniach wytrzymałościowych należy sprawdzić wartość naprężeń na powierzchniach czynnych kół krzywkowych dla położenia kątowych wału wejściowego, w których jedna ze współpracujących par zespół mimośrodowy – koło krzywkowe kończy przenosić napęd $\{\alpha = 60^\circ, \alpha = 180^\circ, \alpha = 300^\circ\}$.



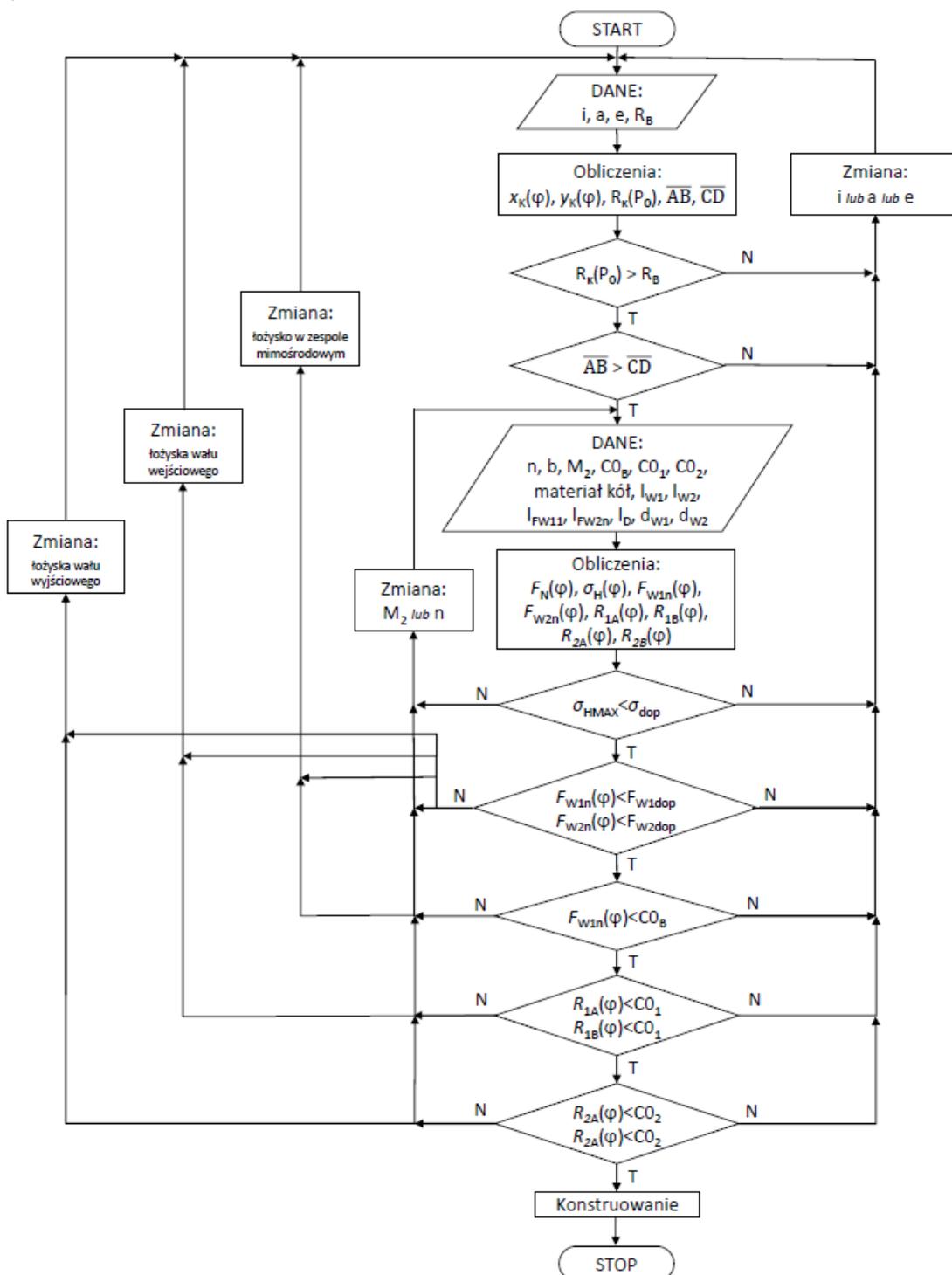
Rys. 6.5. Maksymalne wartości naprężeń stykowych w zależności od rzeczywistego mimośrodu

Opracowany model MES przekładni o trzech parach: zespół mimośrodowy – koło krzywkowe posłużył także do analizy wpływu niedokładności wykonania komponentów przekładni na wartości naprężeń kontaktowych [117]. Uznano, że wyniki badania wpływu odchyłek od nominalnej wartości mimośrodu będą najlepiej obrazować wrażliwość przekładni na błędy wykonawcze. Dlatego też opracowano 9 niezależnych modeli przekładni z tulejami o różnych wartościach mimośrodu z zakresu 1,95 – 2,05 mm (zakładając nominalną wartość mimośrodu równą 2 mm, a pozostałe parametry były zgodne z tabelą 5.2). Dla każdego z nich przeprowadzono symulacje, podczas których badano maksymalne wartości naprężeń w miejscu styku zespołu mimośrodowego z kołem krzywkowym dla jednego obrotu wału wejściowego przekładni z krokiem co 15°. Wyniki analizy przedstawiono na rysunku 6.5, gdzie można spostrzec, że wraz ze wzrostem wartości bezwzględnej odchyłki od nominalnej wartości mimośrodu maksymalne naprężenia na powierzchni kontaktu elementów przekładni rosną. Największe naprężenia odnotowano dla mimośrodu o wartości 2,05 mm i były one niemal dwukrotnie większe niż dla mimośrodu nominalnego. Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że nie jest istotny znak odchyłki, ponieważ zarówno dla wymiarów większych jak i mniejszych od wartości nominalnej otrzymano porównywalne wyniki.

7. KONSTRUKCJA I TECHNOLOGIA PRZEKŁADNI

7.1. Konstrukcja prototypu

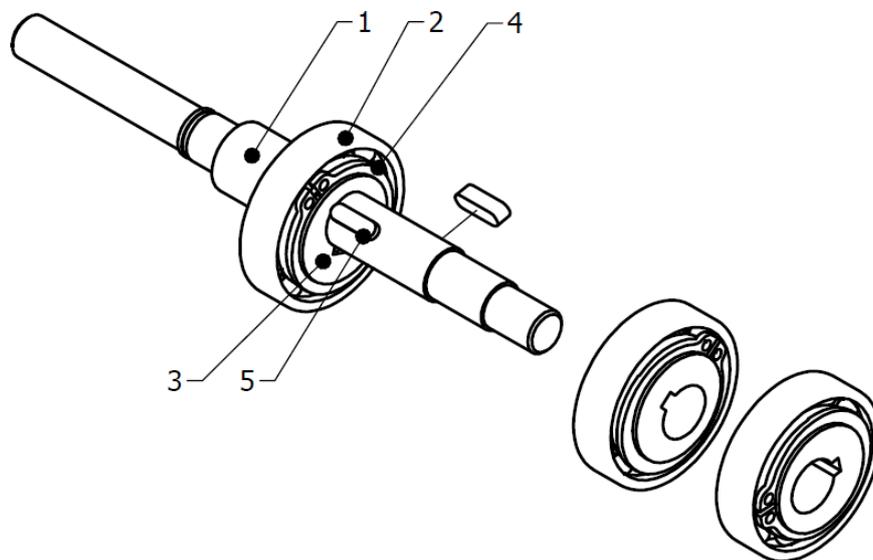
Przedstawione w poprzednich rozdziałach analizy geometrii, kinematyki i dynamiki tocznej przekładni mimośrodowej stanowią podstawę obliczeń niezbędnych w procesie konstruowania prototypu przekładni. Projektując nową przekładnię należy w pierwszej kolejności określić jej pożądane parametry użytkowe, jak np. przełożenie, czy dopuszczalne obciążenie.



Rys. 7.1. Algorytm projektowania tocznej przekładni mimośrodowej

Proces definiowania danych wejściowych do obliczeń inżynierskich powinien być prowadzony równoległe ze wstępnym modelowaniem prototypu, np. w systemie CAD tak, aby móc na bieżąco kontrolować czy proponowane wartości parametrów umożliwiają wzajemne powiązanie komponentów przekładni. Jest to o tyle istotne, gdyż np. dobór elementu tocznego zespołu mimośrodowego narzuca jednocześnie maksymalną średnicę zewnętrzną tulei mimośrodowej, na której będzie on osadzony, co determinuje dopuszczalną wartość mimośrodu oraz średnicę wału wejściowego przekładni. Wszystko to sprawia, że konstruowanie tocznej przekładni mimośrodowej to proces wieloetapowy, wymagający niejednokrotnie iteracyjnych obliczeń i redefinicji danych wejściowych. Algorytm projektowania nowej przekładni przedstawiono na rysunku 7.1.

Prace konstrukcyjne rozpoczęto od opracowania koncepcji zespołu wału wejściowego. Założono, że przekładnia będzie składała się z minimalnej wymaganej liczby par: zespół mimośrodowy – koło krzywkowe, tzn. z trzech. Warto podkreślić, że zwiększenie liczby współpracujących par wpływa korzystnie na wyważenie dynamiczne oraz na wartość dopuszczalnego obciążenia przekładni. Ze względów technologicznych zastosowano wał maszynowy z rowkami wpustowymi rozmieszczonymi co 120° względem siebie w różnych odległościach od czoła wału, co umożliwiło montaż trzech tulei mimośrodowych jedna po drugiej. Elementy toczne w postaci łożysk tocznych zostały osadzone na tulejach za pośrednictwem pierścieni osadczych sprężynujących. Opisane powyżej rozwiązania przedstawiono na rysunku 7.2.

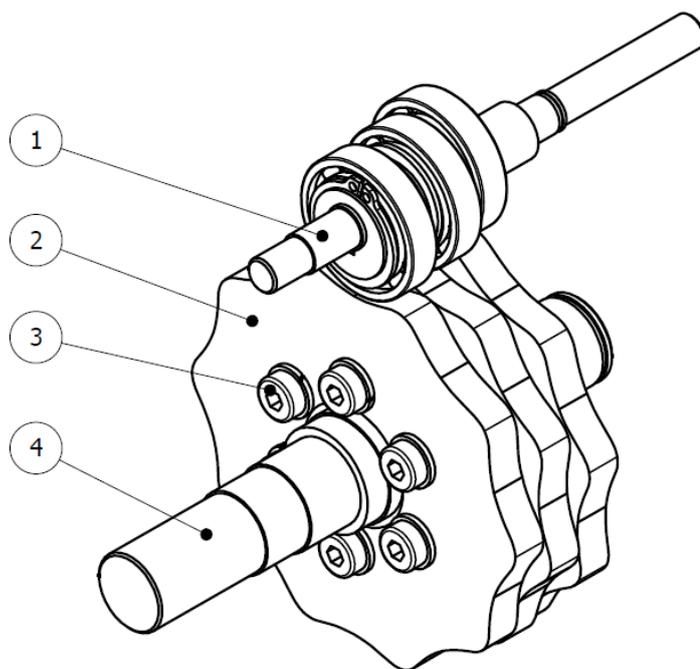


Rys. 7.2. Konstrukcja zespołu wału wejściowego prototypu tocznej przekładni mimośrodowej:
1 – wał wejściowy, 2 – łożysko toczne, 3 – tuleja mimośrodowa, 4 – pierścień osadczy,
5 – wpust pryzmatyczny [117]

Podczas prac konstrukcyjnych niezwykle ważny jest dobór łożysk do zespołów mimośrodowych. W celu uzyskania korzystnego stosunku wymiarów gabarytowych przekładni w odniesieniu do uzyskiwanego przełożenia należy dążyć do tego, aby dobrane łożysko miało możliwie jak największą średnicę wewnętrzną oraz możliwie małą średnicę zewnętrzną. Z pozoru oczywistym wydaje się wybór łożyska igiełkowego, jednak jego zastosowanie

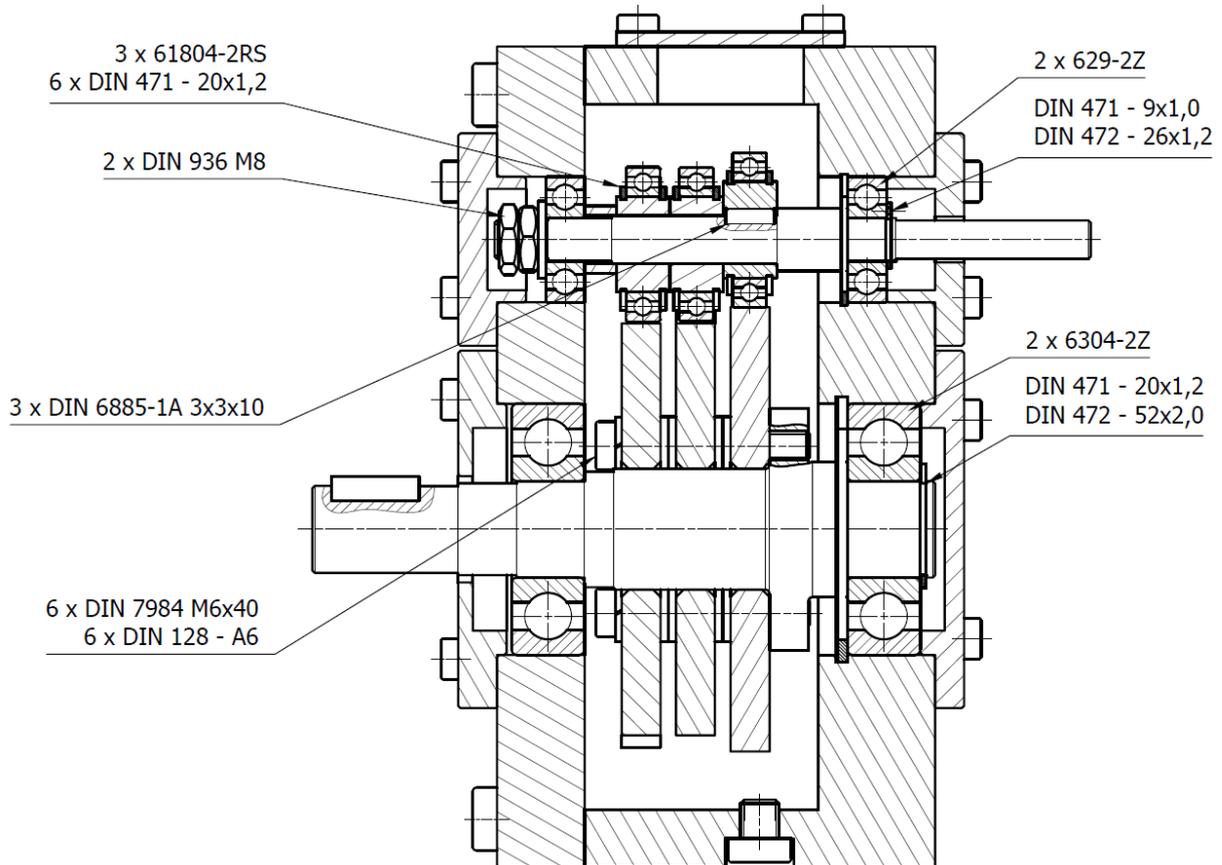
generuje problem z osadzeniem łożyska na tulei mimośrodowej, co wynika z faktu, że tego typu łożyska najczęściej nie posiadają bieżni wewnętrznej, co uniemożliwia zablokowanie ich ruchu w kierunku osiowym. Dlatego też podjęto decyzję o użyciu łożyska kulkowego, które jest stosunkowo łatwe do zabudowy. Dobór łożyska umożliwił określenie dopuszczalnego zakresu mimośrodowości tulei oraz maksymalnej średnicy wału wejściowego przekładni, a w konsekwencji konstrukcję tych komponentów.

W kolejnym etapie procesu konstruowania prototypu przekładni określono parametry koła krzywkowego. Znając promień zewnętrzny łożyska zespołu mimośrodowego oraz wartość mimośrodu określono przełożenie oraz odległość osi wałów przekładni. Dla przyjętych danych wyznaczono zarys koła krzywkowego (4.5) oraz sprawdzono geometryczne warunki dopuszczalnego przełożenia ze względu na wartość promienia krzywizny na dnie wrębu koła krzywkowego (4.6 – 4.10) i na długość odcinka wierzchołkowego (4.11 – 4.15). Wartości parametrów geometrycznych przekładni spełniały powyższe warunki, dzięki czemu możliwe było zaplanowanie rozmieszczenia poszczególnych elementów reduktora i przystąpienie do konstruowania zespołu wału wyjściowego. Koła krzywkowe zostały zaprojektowane w formie tarcz o grubości odpowiadającej szerokości łożysk w zespołach mimośrodowych, w których przewidziano centryczny otwór montażowy o tolerowanej średnicy. Zastosowanie podkładek dystansowych między kolejnymi kołami krzywkowymi umożliwiło osadzenie ich na wale wyjściowym przekładni w taki sposób, że powierzchnia czołowa każdego z trzech kół pokrywa się z powierzchnią czołową poszczególnych łożysk tocznych w zespołach mimośrodowych. Ponadto w kołach krzywkowych zaplanowano sześć otworów rozmieszczonych równomiernie w szyku kołowym względem osi otworu montażowego, przez które przechodziły śruby wkręcane w kołnierz wału wyjściowego, ustalając pozycję kątową kół krzywkowych względem siebie. Średnica tych otworów była o 1 mm większa niż średnica śruby, co umożliwiło pewien zakres nastawiania pozycji kół. Opisane rozwiązanie techniczne przedstawiono na rysunku 7.3.



Rys. 7.3. Główne komponenty prototypu toczonej przekładni mimośrodowej: 1 – zespół wału wejściowego, 2 – koło krzywkowe, 3 – śruby ustalające pozycję kół krzywkowych, 4 – wał wyjściowy

Następnie dokończono projekt wału wyjściowego, dobrano sposób łożyskowania wałów przekładni oraz opracowano konstrukcję korpusu dzielonego w płaszczyźnie równoległej do powierzchni czołowych kół krzywkowych, którego części były pozycjonowane względem siebie za pośrednictwem dwóch kołków, co zapewniło współosiowość otworów pod łożyska wałów przekładni. Opisane powyżej rozwiązania konstrukcyjne pierwszego prototypu toczonej przekładni mimośrodowej przedstawiono na rysunku 7.4.

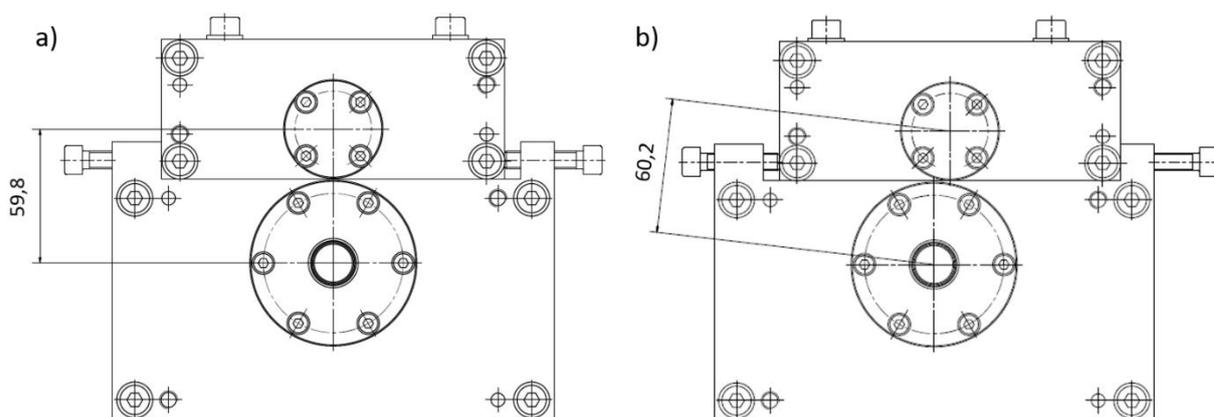


Rys. 7.4. Konstrukcja pierwszego prototypu toczonej przekładni mimośrodowej

W rezultacie opisanych wcześniej prac projektowych otrzymano zestaw danych wejściowych do obliczeń wytrzymałościowych nowej przekładni. Należy podkreślić, że nadrzędnym celem procesu konstruowania było opracowanie prototypu o przeznaczeniu badawczym, dlatego obliczenia wytrzymałościowe przeprowadzono jako ostatnie. Początkowo zakładano nominalne obciążenie przekładni na poziomie 10 Nm dla przełożenia 10 i taką wartość momentu M_2 uznano za wejściową. Wyznaczono rozkład siły normalnej w miejscu styku łożyska zespołu mimośrodowego z kołem krzywkowym oraz wartości sił obciążających łożyska przekładni (tab. 5.1). Sprawdzono także wartości naprężeń kontaktowych według teorii Hertza (tab. 5.3) i obliczono wytrzymałość wałów przekładni. Wszystkie te czynności umożliwiły określenie rzeczywistego nominalnego obciążenia przekładni, którego wartość była w głównej mierze determinowana przez naprężenia kontaktowe na powierzchniach czynnych kół krzywkowych oraz wytrzymałość wału wejściowego na zginanie. Należy zaznaczyć, że sposób osadzenia łożysk zespołów mimośrodowych, w których powierzchnia zewnętrzna łożyska nie jest unieruchomiona w otworze montażowym, powoduje, że rzeczywista wartość dopuszczalnej nośności statycznej i dynamicznej takiego łożyska jest prawdopodobnie różna

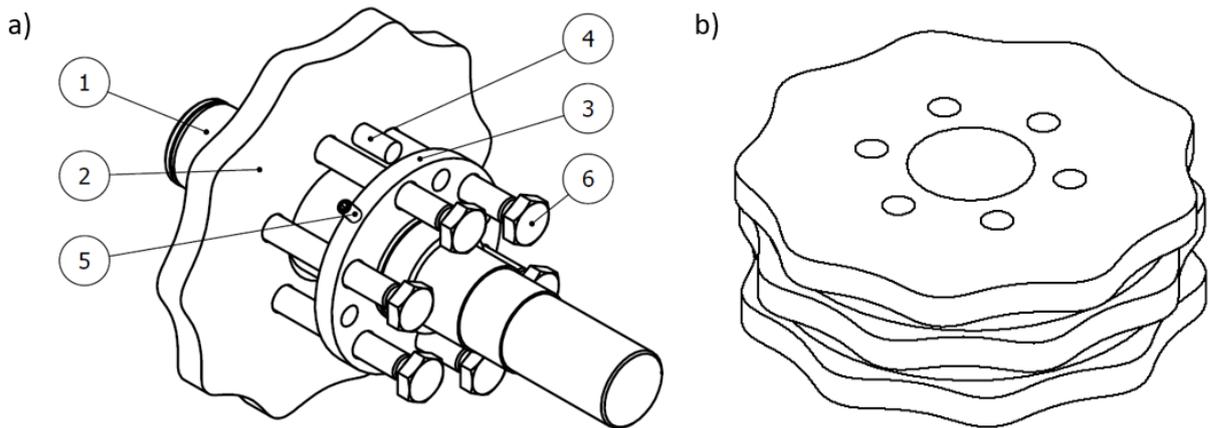
od wartości katalogowych. Stąd brak możliwości skutecznej oceny warunku na maksymalne obciążenie łożysk w zespołach mimośrodowych.

Na podstawie badań wstępnych pierwszego prototypu nowej przekładni stwierdzono konieczność wprowadzenia istotnych zmian konstrukcyjnych. W pierwszej kolejności podjęto decyzję o modyfikacji korpusu przekładni na czterodzielny z dodatkową płaszczyzną podziału równoległą do podstawy korpusu. Dzięki zwiększeniu szerokości dolnej części korpusu pojawiła się możliwość nastawiania odległości osi wałów przekładni w następujący sposób: górna część korpusu ma możliwość przesuwu wzdłuż wpustu osadzonego prostopadle do osi wałów na powierzchni podziału korpusu. Jeśli płaszczyzna przechodząca przez osie wałów przekładni jest prostopadła do podstawy korpusu (górny korpus przekładni przesunięty w jedno ze skrajnych położeń), wówczas odległość między osiami wynosiła 59,8 mm (rys. 7.5a). Po przesunięciu górnej części korpusu w drugie skrajne położenie odległość wzrastała do 60,2 mm (rys. 7.5b). Po ustaleniu wymaganej odległości osi wałów przekładni, górna część korpusu była unieruchamiana za pomocą 4 śrub wkręcanych w dolną część korpusu. Zastosowanie przedstawionego rozwiązania znacząco poprawiło działanie przekładni i zwiększyło potencjał badawczy prototypu.



Rys. 7.5. Sposób nastawiania odległości wałów w drugim prototypie toczonej przekładni mimośrodowej: a) minimalna odległość osi, b) maksymalna odległość osi

Dokonano także zmian w sposobie ustalania wzajemnego położenia kół krzywkowych. Zamiast podkładek dystansowych stosowanych w pierwszym prototypie użyto dwóch tarcz, które połączono z kołami krzywkowymi za pośrednictwem kołek ustalających. W tarczach wykonano promieniowe otwory gwintowane, dzięki czemu zaistniała możliwość unieruchomienia kół krzywkowych na wale wyjściowym przekładni za pośrednictwem wkrętu dociskowego. Opisane rozwiązanie (rys. 7.6a) przyczyniło się do zwiększenia precyzji ustalania kąтового położenia kół krzywkowych względem siebie. Należy zaznaczyć, że idea stosowania niepowiązanych ze sobą kół krzywkowych miała na celu umożliwienie kompensacji błędu kąтового rozmieszczenia zespołów mimośrodowych. W wyniku badań wstępnych stwierdzono jednak, że takie rozwiązanie czyni przekładnię niezwykle trudną do prawidłowego ustawienia i uniemożliwia uzyskanie wiarygodnych wyników badań. Dlatego też podjęto decyzję o opracowaniu konstrukcji trójstopniowego monolitycznego koła krzywkowego (rys. 7.6b), którego zastosowanie znacząco poprawiło działanie prototypu przekładni.



Rys. 7.6. Sposób ustalania wzajemnego położenia kół krzywkowych: a) z zastosowaniem tarczy pośredniczącej: 1 – wał wyjściowy, 2 – jednostopniowe koło krzywkowe, 3 – tarcza dystansowa, 4 – kołek ustalający położenie tarczy względem koła krzywkowego, 5 – wręt dociskowy, 6 – śruby ustalające położenie koła krzywkowego; b) trójstopniowe monolityczne koło krzywkowe

Poczynione zmiany konstrukcyjne zaowocowały powstaniem prototypu toczonej przekładni mimośrodowej, którego parametry techniczno-użytkowe zostały zebrane w tabeli 7.1.

Tabela 7.1. Parametry techniczno-użytkowe prototypu toczonej przekładni mimośrodowej

| Parametr | Oznaczenie | Wartość | Jednostka |
|---|------------|-----------|-----------|
| Przełożenie (zakres możliwości badawczych) | i | 8 – 13 | - |
| Mimośród (zakres możliwości badawczych) | e | 1,5 – 2,5 | mm |
| Odległość osi wałów przekładni | a | 60±0,2 | mm |
| Liczba par zespół mimośrodowy – koło krzywkowe | n | 3 | - |
| Średnica nominalna wału wejściowego | d_{w1} | 10 | mm |
| Średnica nominalna wału wyjściowego | d_{w2} | 20 | mm |
| Obciążenie nominalne dla przełożenia 10 | M_{2nom} | 9 | Nm |
| Łożysko zespołu mimośrodowego: 61804-2RS | | | |
| Promień zewnętrzny | R_B | 16 | mm |
| Średnica wewnętrzna | d_B | 20 | mm |
| Szerokość | b | 7 | mm |
| Nośność statyczna | C_{0B} | 2320 | N |
| Nośność dynamiczna | C_B | 4030 | N |
| Łożyska wału wejściowego: 629-2Z | | | |
| Nośność statyczna | C_{01} | 1960 | N |
| Nośność dynamiczna | C_1 | 4750 | N |
| Łożyska wału wyjściowego: 6304-2Z | | | |
| Nośność statyczna | C_{02} | 7800 | N |
| Nośność dynamiczna | C_2 | 16800 | N |

7.2. Technologia komponentów przekładni

O uzyskaniu wymaganej dokładności wymiarowo-kształtowej elementów wytwarzanych obróbką skrawaniem decyduje szereg czynników związanych z obrabiarką, narzędziem i warunkami skrawania [34]. Do najważniejszych z nich zalicza się właściwości materiałowe narzędzia i przedmiotu obrabianego (twardość, skrawalność) oraz przyjęte parametry obróbki (prędkość skrawania, prędkość posuwu, grubość warstwy skrawanej). Na dokładność obróbki mechanicznej istotny wpływ mają także procesy cieplne. W celu właściwego odprowadzania ciepła ze strefy skrawania należy zwracać szczególną uwagę na właściwe formowanie i łamanie wióra, a także zapewnienie odpowiedniego chłodzenia. Ponadto podczas skrawania występują procesy tribologiczne mające wpływ na trwałość, a tym samym dokładność wymiarową narzędzi. Zapewnienie dynamicznej stabilności układu obrabiarka – uchwyt – przedmiot – narzędzie jest możliwe poprzez właściwy dobór wartości parametrów obróbki, jak również przez stosowanie w obrabiarkach i narzędziach elementów tłumiących lub absorbujących drgania. Dokładne odwzorowanie kształtu obrabianego przedmiotu wynika także z szeregu czynników związanych z samą obrabiarką, jak np. ze struktury kinematycznej maszyny, sztywności korpusów, charakterystyki napędów i struktury układu sterowania, a także stabilności termicznej. Istnieje wiele metod poprawy dokładności obrabiarek m.in. poprzez eliminację drgań [126], kompensację termiczną komponentów napędów [66], algorytmy modyfikacji ścieżki narzędzia [36] czy zastosowanie zaawansowanych metod sterowania i regulacji [47].

Przekładnie mechaniczne należą do urządzeń szczególnie wrażliwych na błędy wykonania i montażu ich komponentów składowych. W przypadku walcowych przekładni zębatych niedokładności obróbkowe kół zębatych mają decydujący wpływ na prawidłowe działanie przekładni, a w odróżnieniu od błędów wynikających z montażu zmieniają nie tylko wartość, ale także przebieg błędu transmisji momentu obrotowego [77]. Autorzy niektórych publikacji [np. 2] sugerują, że dla zapewnienia poprawnej pracy przekładni kluczowe jest dokładne wykonanie otworów pod łożyska wałów, inni zaś jako główną przyczynę nieprawidłowości w działaniu przekładni wskazują mimośrodowość otworów montażowych kół zębatych [45]. W przypadku przekładni cykloidalnych największy wpływ na dokładność kinematyczną mają rozmieszczenie rolek w korpusie przekładni i zarys kół cykloidalnych [79].

Nie ulega zatem wątpliwości, że dla prawidłowego funkcjonowania tocznej przekładni mimośrodowej konieczne jest opracowanie technologii umożliwiającej wytworzenie części z możliwie jak największą dokładnością wymiarowo-kształtową. Należy podkreślić, że dobór metod wytwarzania takich komponentów jak korpus, wały, tuleje mimośrodowe i koła krzywkowe był w dużej mierze warunkowany przez dostępny park maszynowy stanowiący wyposażenie laboratoriów Instytutu Technologii Mechanicznej Politechniki Poznańskiej.

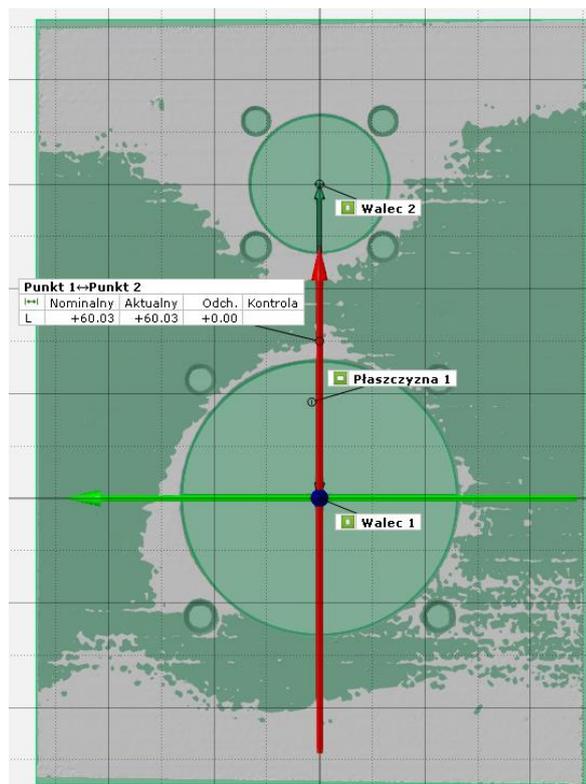
W niniejszym rozdziale omówiono aspekty związane z technologią poszczególnych części przekładni, przedstawiając zastosowane strategie obróbki mechanicznej oraz rezultaty pomiarów wytworzonych części przy użyciu skanera światła strukturalnego *GOM ATOS Compact Scan 5M* z oprogramowaniem *GOM Inspect*. Część opisanych badań została opublikowana w formie artykułów naukowych [116, 117].

Technologia korpusu przekładni

Wykonując korpus jakiegokolwiek przekładni mechanicznej, należy zwrócić szczególną uwagę na zapewnienie:

- wymiaru średnicy otworów pod łożyska wałów mieszczącego się w założonej tolerancji,
- równoległości osi otworów pod łożyska,
- współosiowości otworów pod łożyska jednego wału przekładni,
- wymaganej odległości osi wałów przekładni,
- dobrego przylegania poszczególnych części korpusów dzielonych.

Pierwszy prototyp przekładni wyposażony był w korpus dzielony w płaszczyźnie równoległej do powierzchni czołowych kół krzywkowych (rys. 7.4). Do jego wytworzenia na 5-osiowym centrum obróbkowym *DMU 60 Monoblock* firmy *DMG* użyto frezu trzpieniowego o średnicy 10 mm z węglika spiekane, monolitycznych wiertel ze stali szybko tnącej, a także rozwiertaka oraz gwintownika maszynowego. Półfabrykatami były płaskowniki z aluminium PA6, które splanowano na wymagany wymiar przy użyciu głowicy frezarskiej z wymiennymi ostrzami. Co istotne, pokrywa boczna oraz główna część korpusu wykonywane były osobno, natomiast odpowiednie położenie otworów pod łożyska wałów przekładni wynikało z wzajemnego ustawienia pozycji ww. elementów za pomocą dwóch kołków.



Rys. 7.7. Wynik pomiaru odległości osi otworów pod łożyska w pokrywie bocznej korpusu pierwszego prototypu tocznej przekładni mimośrodowej podczas analizy w programie *GOM Inspect*

Program obróbki głównej części korpusu obejmował wybranie kieszeni pod koła krzywkowe, a następnie wiercenie i rozwiercenie otworów pod kołki ustalające. Po przemocowaniu obrabianego elementu wykonano otwory pod łożyska (z zastosowaniem cyklu

frezowania kieszeni okrągłej) oraz otwory gwintowane służące do montażu pokrywek węzłów łożyskowych. Pokrywa boczna korpusu została wykonana w podobny sposób, jednak w jednym zamocowaniu.

Analiza dokładności wykonania korpusu tocznej przekładni mimośrodowej obejmowała przede wszystkim pomiar odległości wałów przekładni. Zastosowane pole pomiarowe umożliwiło uzyskanie rozdzielczości pomiaru na poziomie 0,01 mm. Wyniki pomiaru (rys. 7.7) wykazały, że odchyłka od nominalnej odległości osi przekładni wynosi +0,03 mm.

Wobec powyższego rozważano dwa możliwe rozwiązania zaistniałego problemu. Pierwsze z nich dotyczyło ponownego obliczenia geometrii kół krzywkowych z uwzględnieniem rzeczywistej odległości wałów przekładni. Alternatywnym rozwiązaniem, na które ostatecznie się zdecydowano, była zmiana konstrukcji korpusu przekładni tak, aby istniała możliwość korekcy luzów (co zostało szczegółowo opisane w poprzednim rozdziale). Należy podkreślić, że wykonując nowy (czterodzielny) korpus, zwrócono szczególną uwagę na zapewnienie współosiowości i równoległości osi otworów pod łożyska. W tym celu najpierw wykonano wybrania pod koła krzywkowe w głównych częściach dolnej i górnej korpusu oraz otwory umożliwiające wzajemne połączenie ze sobą wszystkich elementów korpusu za pomocą śrub. Górna część korpusu została przesunięta w skrajne położenie względem części dolnej (rys. 7.5a). Następnie skręcony korpus zamontowano na stole centrum obróbkowego i przystąpiono do wykonania otworów pod łożyska. Co istotne – wszystkie otwory zostały wykonane z jednego zamocowania bez użycia stołu obrotowego (tzn. otwory pod łożyska jednego wału przekładni wykonano niejako „na wylot”, nie zmieniając położenia wrzeciona obrabiarki).

Technologia wału wejściowego

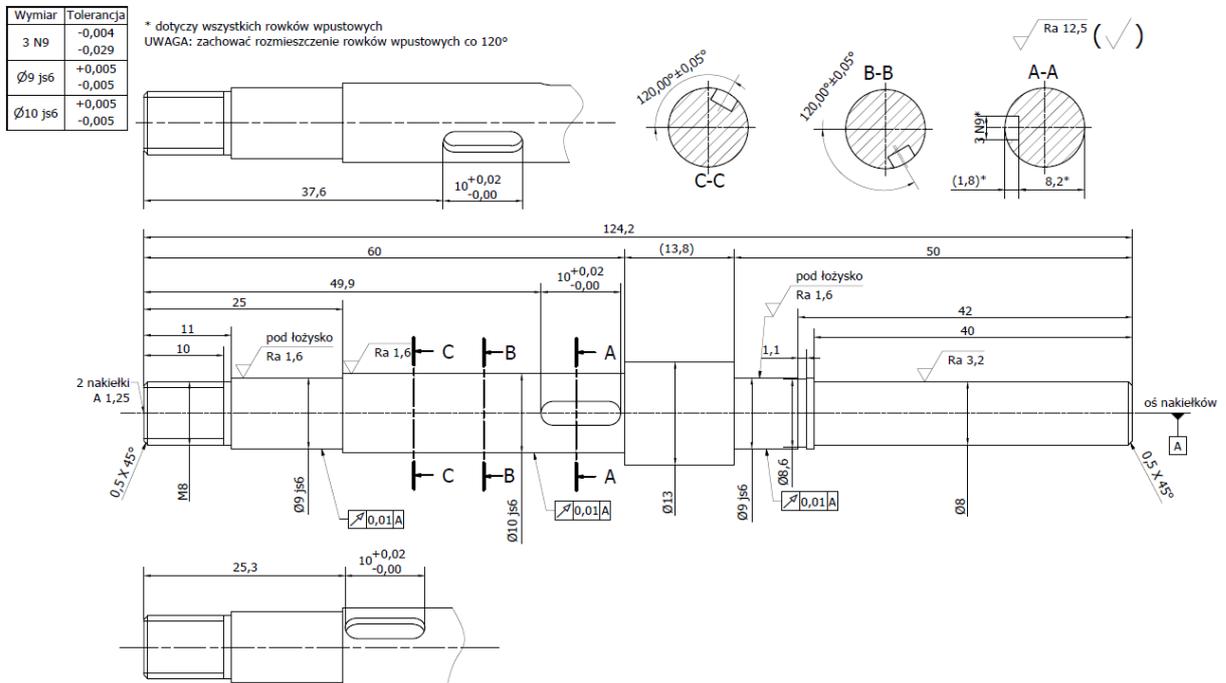
Prawidłowe wykonanie wału wejściowego tocznej przekładni mimośrodowej (rys. 7.8) wymaga zwrócenia szczególnej uwagi na:

- zachowanie wymiarów średnic poszczególnych stopni wału w określonej tolerancji,
- ograniczenie bicia promieniowego powierzchni, na których osadzone są łożyska i koła krzywkowe,
- równomierne rozmieszczenie rowków wpustowych względem siebie (co 120°).

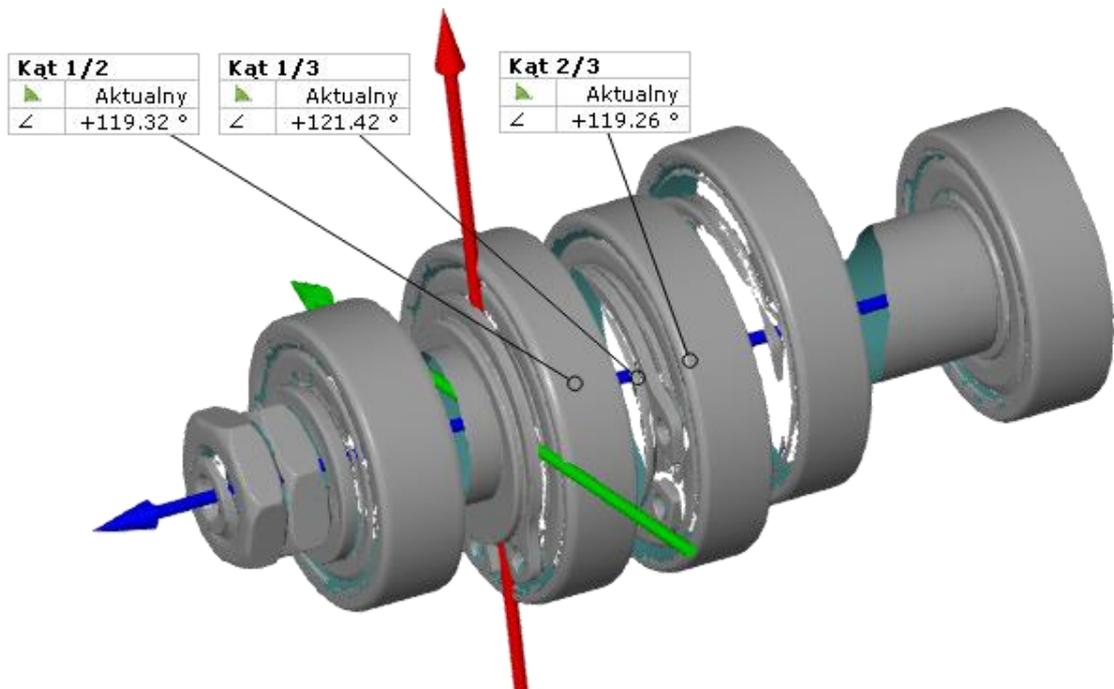
Precyzyjna obróbka wału wejściowego jest niezwykle trudna, chociażby ze względu na jego smukłość. Mała sztywność wału może być przyczyną jego trwałego odkształcenia pod wpływem sił skrawania, co przełoży się na nieakceptowalną wartość bicia promieniowego, a tym samym może wpłynąć na wartość luzu w przekładni. Natomiast niedokładne rozmieszczenie rowków wpustowych może stanowić przyczynę nierównomiernej pracy przekładni, prowadząc do miejscowego zużycia powierzchni czynnych kół krzywkowych.

Pierwszy egzemplarz wału wejściowego został wykonany przy użyciu obrabiarek konwencjonalnych obsługiwanych przez doświadczonego operatora. Półfabrykat w postaci pręta ze stali C45 obrobiono zgrubnie na tokarce, a obróbkę wykańczającą przeprowadzono na szlifierce kłowej do wałków. Rowki wpustowe wykonano na frezarce narzędziowej wyposażonej w stół podziałowy obrotowo-uchyłny. Weryfikację dokładności wykonania wału rozpoczęto od osadzenia na nim łożysk i zamontowaniu w korpusie przekładni. Następnie przy użyciu czujnika zegarowego o rozdzielczości 0,01 mm zmierzono bicie promieniowe wału w miejscu montażu zespołów mimośrodowych, stwierdzając, że nie przekracza ono narzuconej

tolerancji. Po zamontowaniu na wale zespołów mimośrodowych dokonano pomiarów całego zespołu pod względem równomierności ich rozmieszczenia. Wyniki przedstawiono na rysunku 7.9.



Rys. 7.8. Rysunek wykonawczy wału wejściowego tocznej przekładni mimośrodowej

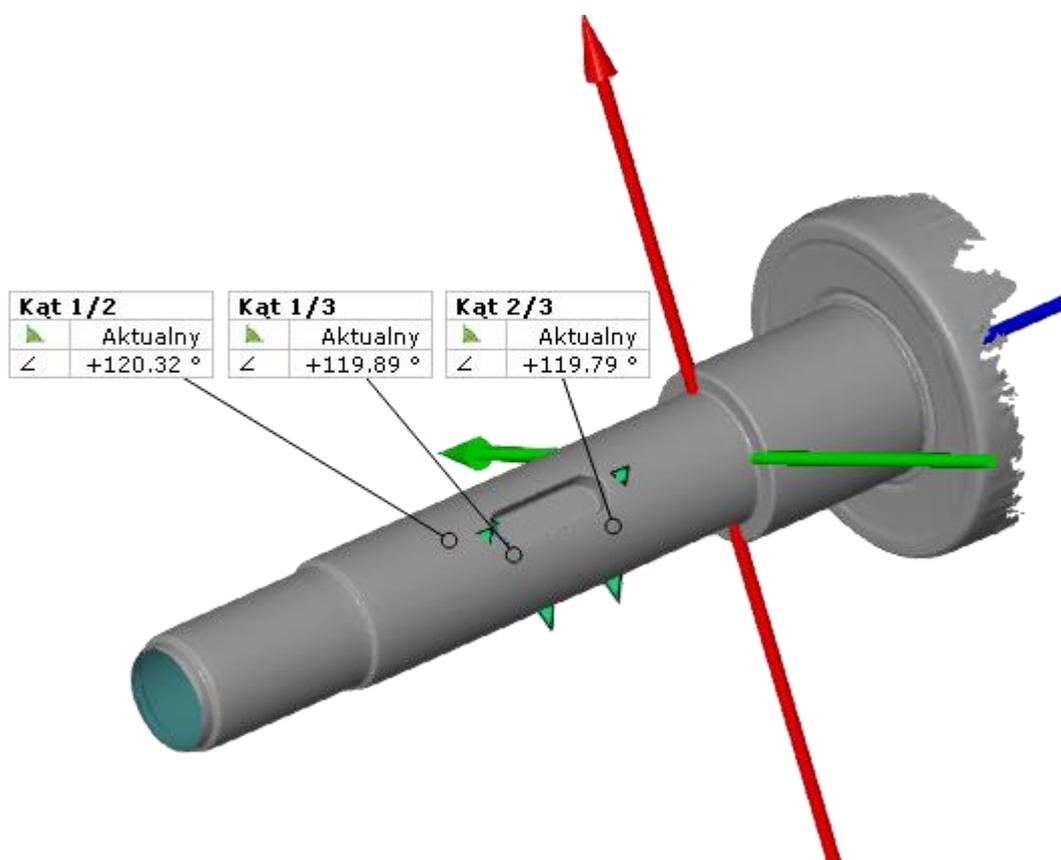


Rys. 7.9. Wyniki pomiaru rozmieszczenia kąтового zespołów mimośrodowych osadzonych na pierwszym egzemplarzu wału wejściowego podczas analizy w programie *GOM Inspect*

Jak można zauważyć zmierzone wartości kątowe znacząco odbiegały od przyjętej tolerancji, a największa odchyłka od wartości nominalnej wynosiła niemal 1,5°. Należy podkreślić, że na podstawie pomiaru całego zespołu wału wejściowego nie można

jednoznacznie wskazać czy przyczyny zaistniałych błędów należy dopatrywać się w niedokładności wału wejściowego, czy też problem leży po stronie rowków w tulejach mimośrodowych.

Z tego względu postanowiono wykonać jeszcze jeden egzemplarz wału wejściowego, ale w odróżnieniu od opisanego wcześniej procesu technologicznego zdecydowano o wykonaniu rowków wpustowych na uniwersalnym centrum obróbkowym CNC. Obrobiony uprzednio na tokarce i szlifierce wałek zamontowano w uchwycie trójściskowym znajdującym się w osi stołu obrotowego obrabiarki (oś Z), po czym skrecono głowicę narzędziową tak, aby oś wrzeczona pokrywała się z osią A przyjętego układu współrzędnych. Rowki wpustowe frezowano przy użyciu monolitycznego narzędzia dwustrzowego o średnicy 3 mm, przyjmując osiową głębokość skrawania a_p równą 0,2 mm, co wpłynęło na ograniczenie drgań podczas obróbki. Wykonany wałek zmierzono przy użyciu skanera 3D.



Rys. 7.10. Wyniki pomiaru rozmieszczenia kąтового rowków wpustowych w drugim egzemplarzu wału wejściowego

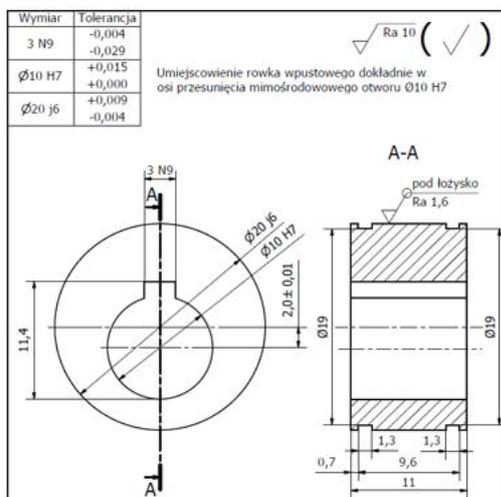
Wyniki pomiarów (rys. 7.10) wykazały znaczącą poprawę dokładności rozmieszczenia rowków wpustowych, jednak nadal odbiegającą od przyjętej tolerancji. Największa wartość odchyłki od wymiaru nominalnego wyniosła $0,3^\circ$. Ostatecznie stwierdzono, że ze względu na dostępny park maszynowy nie ma możliwości wytworzenia wału wejściowego tocznej przekładni mimośrodowej z większą dokładnością wymiarowo-kształtową.

Technologia tulei mimośrodowych

Aby zapewnić prawidłowe działanie tocznej przekładni mimośrodowej, przy wytwarzaniu tulei mimośrodowych (rys. 7.11) należy dążyć do zapewnienia:

- wymaganej tolerancji wymiarowej otworów, rowków i średnic,
- wymaganej dokładności wymiaru mimośrodu,
- takiego położenia rowka wpustowego, aby jego płaszczyzna środkowa pokrywała się z płaszczyzną mimośrodowego przesunięcia otworu montażowego tulei.

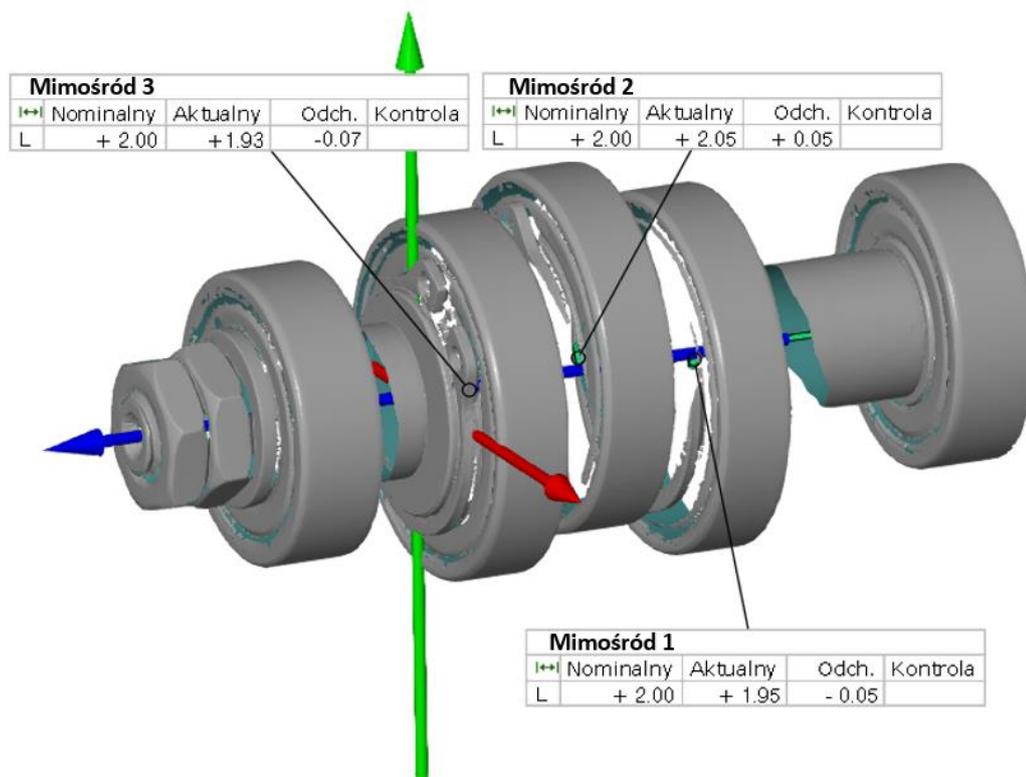
Spełnienie powyższych wymagań znacząco przyczynia się do ograniczenia błędu związanego z nierównomiernym rozmieszczeniem zespołów mimośrodowych względem siebie, a także zmniejsza ryzyko występowania zróżnicowanej wartości luzu między poszczególnymi parami łożysko – koło krzywkowe, wynikającej z różnej wartości mimośrodu.



Rys. 7.11. Rysunek wykonawczy tulei z mimośrodem 2 mm oraz zdjęcie wykonanego pakietu tulei

Pierwszy zestaw tulei o wartości mimośrodu 2 mm wykonano przy użyciu tokarki konwencjonalnej. Przesunięcie mimośrodowe otworu montażowego względem zewnętrznej powierzchni tulei osiągnięto dzięki ustawianiu półfabrykatu w samocentrującym uchwycie trójściskowym tokarki za pośrednictwem blaszek o małej grubości. Wartość przesunięcia mimośrodowego mierzono czujnikiem zegarowym. Obróbkę rowków wpustowych przeprowadzono na dłutownicy, ustawiając uprzednio miejsce dłutowania przy pomocy wspomnianego czujnika. Następnie zmontowano zespół wału wejściowego i zmierzono skanerem 3D. Wyniki pomiaru rozmieszczenia kąтового zespołów mimośrodowych dla omawianego zestawu tulei zaprezentowano wcześniej (rys. 7.9), natomiast rezultaty pomiaru mimośrodu przedstawiono na rysunku 7.12. Rzeczywiste wartości mimośrodu odbiegają znacznie od dopuszczalnej tolerancji, co niewątpliwie ma istotny wpływ na prawidłowe działanie przekładni. Zespół mimośrodowy z tuleją o najmniejszym mimośrodzie (1,93 mm) będzie powodował przedwczesne niszczenie powierzchni wierzchołków współpracującego z nim koła krzywkowego, natomiast zespół z tuleją o największym mimośrodzie (2,05 mm) przyczyni się do przyspieszonego zużywania się powierzchni koła krzywkowego w obszarze dna wrębów. Warto przypomnieć, iż przedstawione na rysunku 6.5 wyniki badań symulacyjnych wykazały, że odchyłka od nominalnej wartości mimośrodu wynosząca 0,05 mm powoduje niemal dwukrotny wzrost naprężeń na powierzchni styku koła krzywkowego

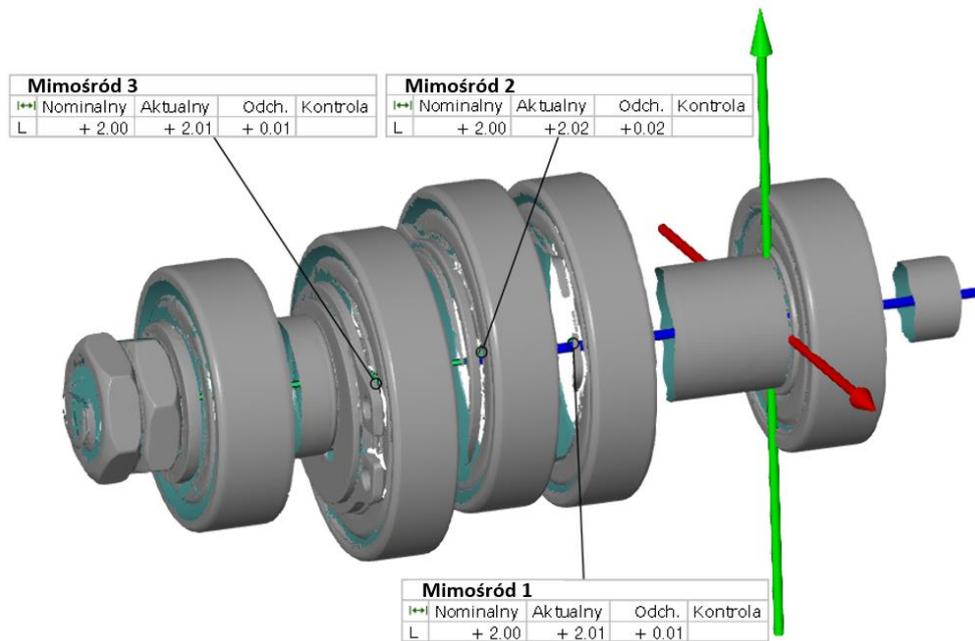
z łożyskiem zespołu mimośrodowego. Dlatego stwierdzono konieczność opracowania nowej, bardziej dokładnej technologii tulei mimośrodowych.



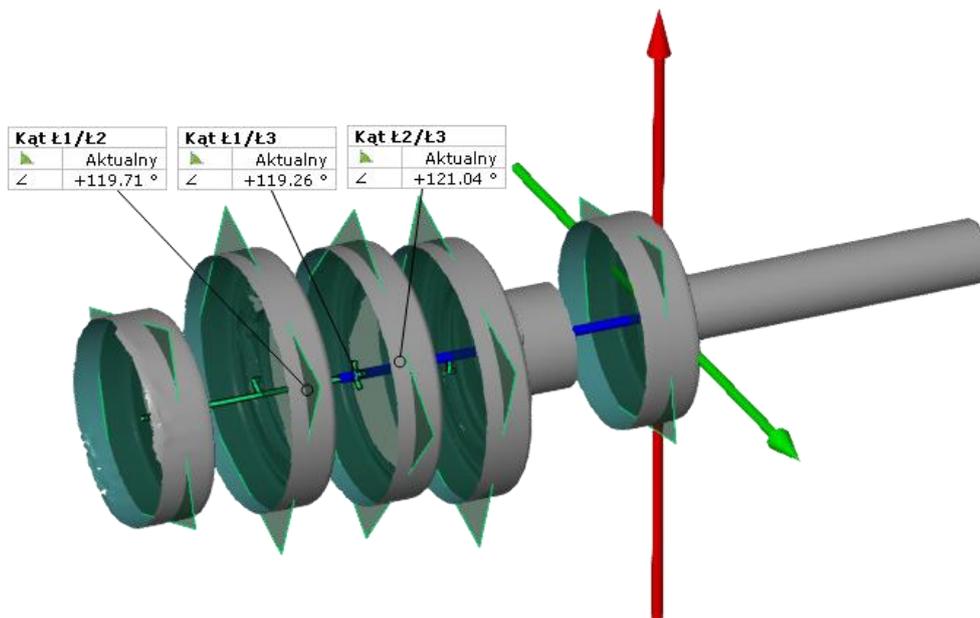
Rys. 7.12. Wyniki pomiaru mimośrodu dla pierwszego pakietu tulei mimośrodowych

Drugi zestaw tulei mimośrodowych wykonano przy użyciu tokarki CNC (model *CTX210*). Półfabrykat w postaci wałka ze stali C45 o długości umożliwiającej wykonanie 3 tulei jednocześnie zamocowano w uchwycie trójszczękowym. W pierwszej kolejności obrobiono zgrubnie i wykańczająco powierzchnię walcową, a następnie nacięto rowki pod pierścienie osadze. Co istotne, zwiększono odstęp między rowkami sąsiadujących ze sobą tulei tak, aby możliwe było ich ucięcie za pomocą noża – ucinaka. W dalszej kolejności wywiercono otwór mimośrodowy, korzystając z głowicy narzędziowej tokarki wyposażonej w napędzane oprawki narzędziowe. Następnie wykonano rowek wpustowy (przy użyciu jednostrzowego noża do dłutowania) oraz pocięto wałek na pojedyncze tuleje.

Zmontowany zespół wału wejściowego z nowymi tulejami zmierzono skanerem 3D, a wyniki pomiaru poddano analizie pod względem wartości mimośrodu (rys. 7.13) oraz rozmieszczenia zespołów mimośrodowych (rys. 7.14). Zaobserwowano, że odchyłki od nominalnej wartości mimośrodu mieszczą się w zakresie rozdzielczości pomiarowej skanera, co świadczy o dużej dokładności wykonania tulei. Natomiast nie uzyskano znaczącej poprawy równomierności rozmieszczenia zespołów mimośrodowych. Biorąc pod uwagę wyniki skanowania wału wejściowego (rys. 7.10) można wnioskować, że odchyłka od nominalnej wartości kąta między zespołami mimośrodowymi w odniesieniu do tulei mimośrodowej wynosi $\pm 0,3^\circ$, przy czym nie można jednoznacznie określić, czy przyczyną tego stanu rzeczy jest błąd położenia rowka wpustowego w tulei, czy też błędy montażu.



Rys. 7.13. Wyniki pomiaru mimośrodu dla drugiego pakietu tulei mimośrodowych



Rys. 7.14. Wyniki pomiaru rozmieszczenia kąтового zespołów mimośrodowych dla drugiego pakietu tulei mimośrodowych

Technologia kół krzywkowych

Technologia kół zębatach stanowi niezwykle rozbudowaną dziedzinę techniki. Na przestrzeni lat powstało wiele bezużytecznych i użytecznych metod wytwarzania kół zębatach, jednak w praktyce przemysłowej największą popularnością, ze względu na dużą efektywność i dokładność, cieszą się metody obwiedniowe [127]. Wytwarzanie elementów prototypowych przekładni często wymaga opracowania nowych technologii, najczęściej w oparciu o uniwersalne maszyny technologiczne. W literaturze [8] można znaleźć porównanie różnych metod wytwarzania kół zębatach, szczególnie przydatnych w przypadku produkcji prototypowej: obróbki elektroerozyjnej (EDM), frezowania CNC oraz spiekania laserowego

(SLM). W wyniku pomiarów przy użyciu współrzędnościowej maszyny pomiarowej stwierdzono, że najlepsze rezultaty ze względu na dokładność i czas obróbki uzyskano podczas frezowania CNC klasycznymi narzędziami. Autorzy pracy podkreślają, że większą dokładność kształtową koła zębatego uzyskano dla metody EDM w porównaniu do rezultatów frezowania, jednak jakość powierzchni po obróbce elektroerozyjnej nie była zadowalająca. Należy podkreślić, że w praktyce przemysłowej stosuje się z powodzeniem technologie wytwarzania kół zębatach z zastosowaniem uniwersalnych centrów obróbkowych CNC [147, 150].

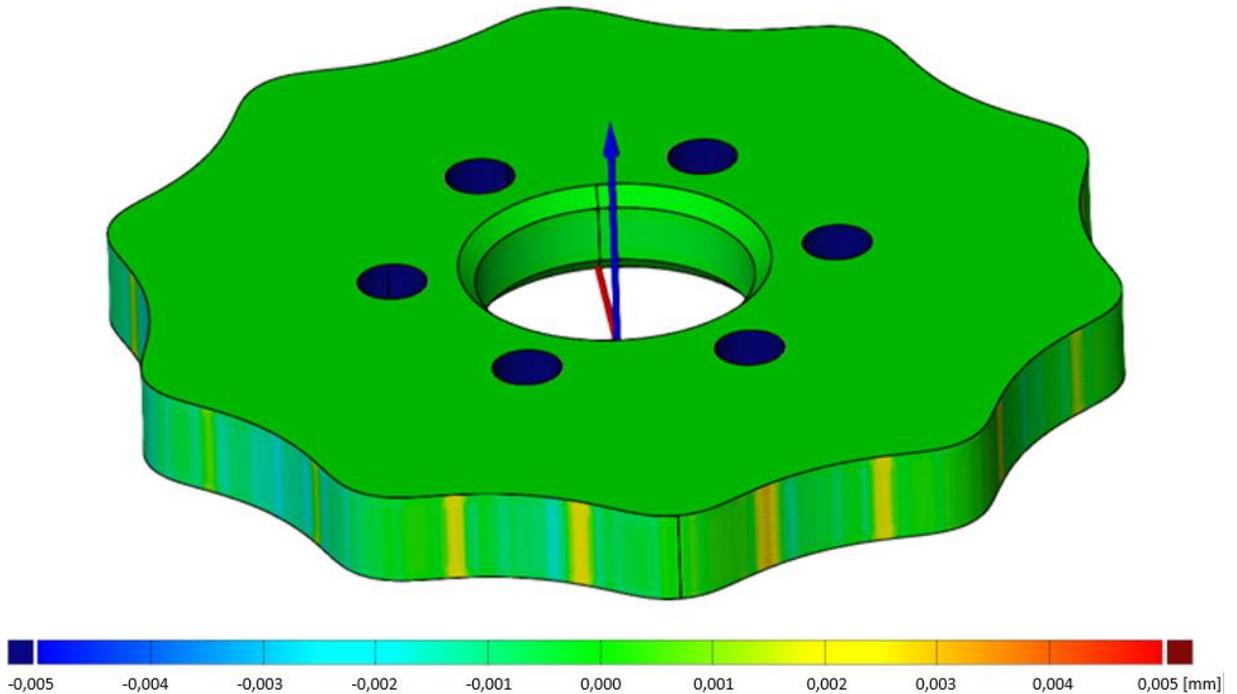
Prowadzono także badania dotyczące użycia takich obrabiarek do wytwarzania kół o specjalnym zarysie. W pracy [111] zaprezentowano technologię obróbki kół o zarysie epicykloidalnym frezem walcowo-czołowym. W ramach badań przeprowadzono analizę wpływu poszczególnych parametrów geometrycznych kół na błędy wykonania, w wyniku której stwierdzono, że wraz ze wzrostem liczby zębów zmniejsza się dokładność wymiarowo-kształtowa koła.

W przypadku wytwarzania prototypowych kół zębatach szczególnie przydatne są systemy CAD/CAM, dzięki którym możliwe jest szybkie i dokładne generowanie ścieżek narzędzia w oparciu o model bryłowy przedmiotu, bez konieczności wykonywania – często bardzo rozbudowanej – dokumentacji rysunkowej. Ponadto zastosowanie takich systemów generuje nowe możliwości w dziedzinie projektowania i precyzyjnego wytwarzania części, czego przykładem jest metoda zaproponowana w publikacji [140]. Polega ona na wytworzeniu elementu z wykorzystaniem systemu CAM, a następnie jego pomiarze optycznym. Wyniki pomiarów w postaci chmury punktów służą do kompensacji wymiarów i kształtów modelu bazowego CAD tak, aby po ponownym wygenerowaniu ścieżek obróbkowych w środowisku CAM uzyskać wyrób o wymaganej dokładności.

Z opisanych powyżej względów, zdecydowano się opracować technologię wytwarzania kół krzywkowych tocznej przekładni mimośrodowej przy użyciu frezarki CNC z zastosowaniem systemu CAM. Podczas prac nad nową metodą obróbki zwrócono szczególną uwagę na:

- dokładne odwzorowanie zarysu koła krzywkowego,
- zachowanie prostopadłości osi otworu montażowego względem bazowej powierzchni czołowej półfabrykatu,
- uzyskanie czynnych powierzchni kół krzywkowych o możliwie małej chropowatości.

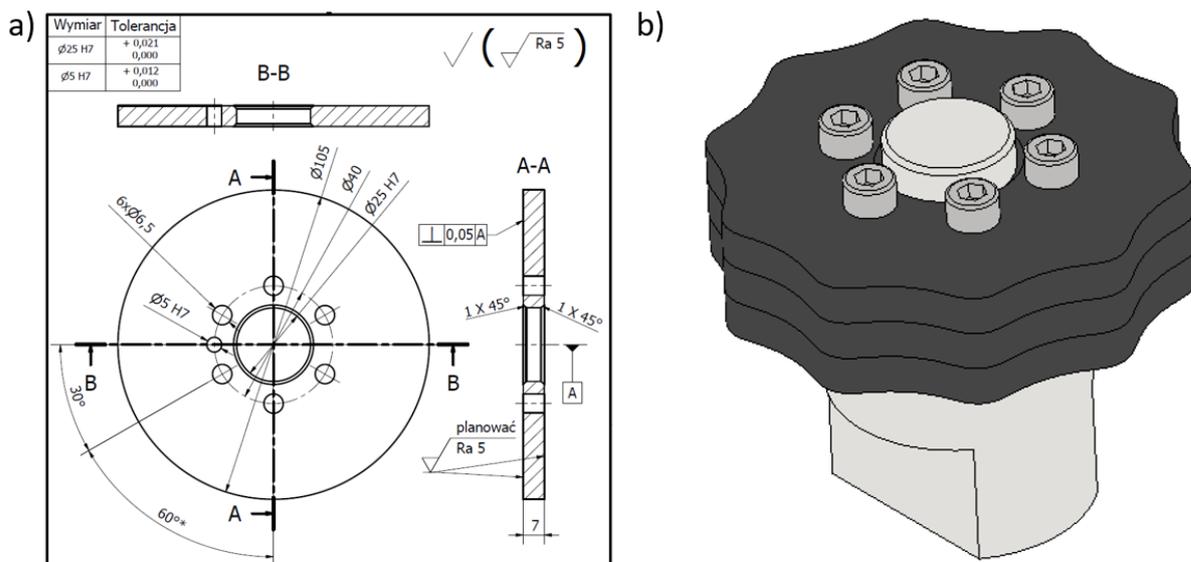
Obróbka zarysu koła krzywkowego z możliwie największą dokładnością wymiarowo-kształtową ma decydujący wpływ na zachowanie ciągłości styku między łożyskiem zespołu mimośrodowego a powierzchnią czynną koła krzywkowego. Przeprowadzono analizę porównawczą modeli bryłowych jednostopniowych kół krzywkowych o 10 wrębach zaprojektowanych w dwóch różnych programach CAD umożliwiających generowanie krzywej z równań parametrycznych (*Autodesk Inventor* oraz *SolidWorks*). Dzięki temu sprawdzono ryzyko wystąpienia błędu w odwzorowaniu zarysu na etapie projektowania obróbki w systemie CAM. Analizę, polegającą na wirtualnym porównaniu dwóch nałożonych na siebie modeli, przeprowadzono w programie *GOM Inspect*, a jej wyniki przedstawiono na rysunku 7.15. Powiązania geometrii dokonano poprzez użycie funkcji *Best-Fit*. Zaobserwowane odchyłki między zarysami występują jedynie lokalnie i nie przekraczają 4 μm , co biorąc pod uwagę możliwy błąd dopasowania porównywanych modeli sprawia, że można uznać je za nieistotne.



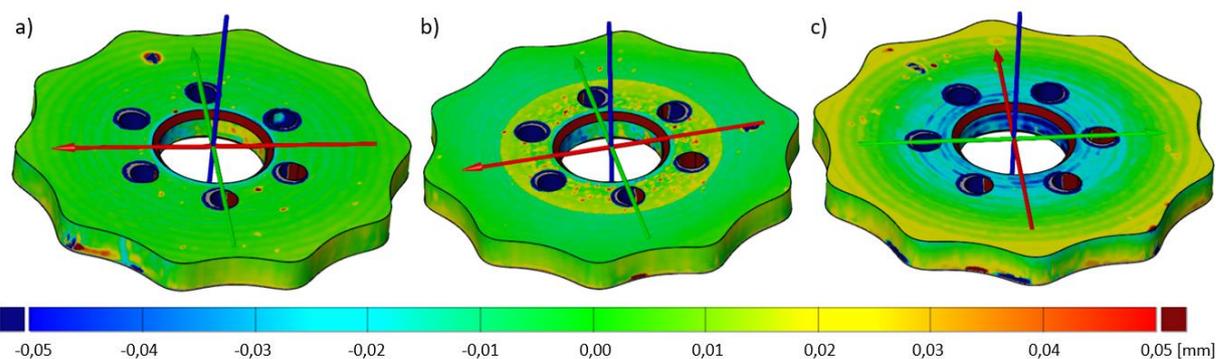
Rys. 7.15. Wyniki porównania geometrii dwóch modeli bryłowych jednostopniowego koła krzywkowego opracowanych w różnych programach CAD

Jak wspomniano w poprzednim rozdziale, pierwszy prototyp tocznej przekładni mimośrodowej był wyposażony w 3 jednostopniowe koła krzywkowe. Jako półfabrykaty do ich wytworzenia posłużyły tarcze ze stali C45, wykonane według rysunku 7.16a. Pakiet tarcz osadzono na specjalnie przygotowanym uchwycie obróbkowym (rys. 7.16b), a następnie opracowano program obróbki monolitycznym frezem trzpieniowym w systemie CAM (*Creo Parametric*). Przyjęto założenie, że pakiet jest obrabiany bez zmiany położenia narzędzia w osi Z. Wartość promieniowej grubości skrawania a_e dla jednego przejścia narzędzia wynosiła 1 mm przy obróbce zgrubnej i 0,2 mm przy obróbce wykańczającej.

Obrobione koła krzywkowe zmierzono pojedynczo skanerem 3D, a wyniki pomiarów w odniesieniu do modelu CAD przedstawiono na rys. 7.17. Maksymalna odchyłka od nominalnego kształtu zarysu nie przekraczała 0,03 mm, a lokalne wady powierzchni mieściły się w zakresie $\pm 0,05$ mm. Uzyskana dla tej metody obróbki dokładność odwzorowania zarysu kół krzywkowych, w uznaniu autora, jest w pełni zadowalająca i nie powinna znacząco wpływać na prawidłowe działanie przekładni. Ponadto należy podkreślić, że przedstawiona metoda jest szybka w aplikacji i pozwala uzyskać gotowy wyrób w stosunkowo krótkim czasie. Jak już wcześniej wspomniano, zastosowanie jednostopniowych kół krzywkowych w tocznej przekładni mimośrodowej wiąże się z dużymi niedokładnościami związanymi z równomiernością rozmieszczenia poszczególnych kół względem siebie.



Rys. 7.16. Jednostopniowe koło krzywkowe o 10 wrębach: a) rysunek wykonawczy przygotówki, b) model CAD pakietu kół krzywkowych stanowiący podstawę programowania obróbki CAM

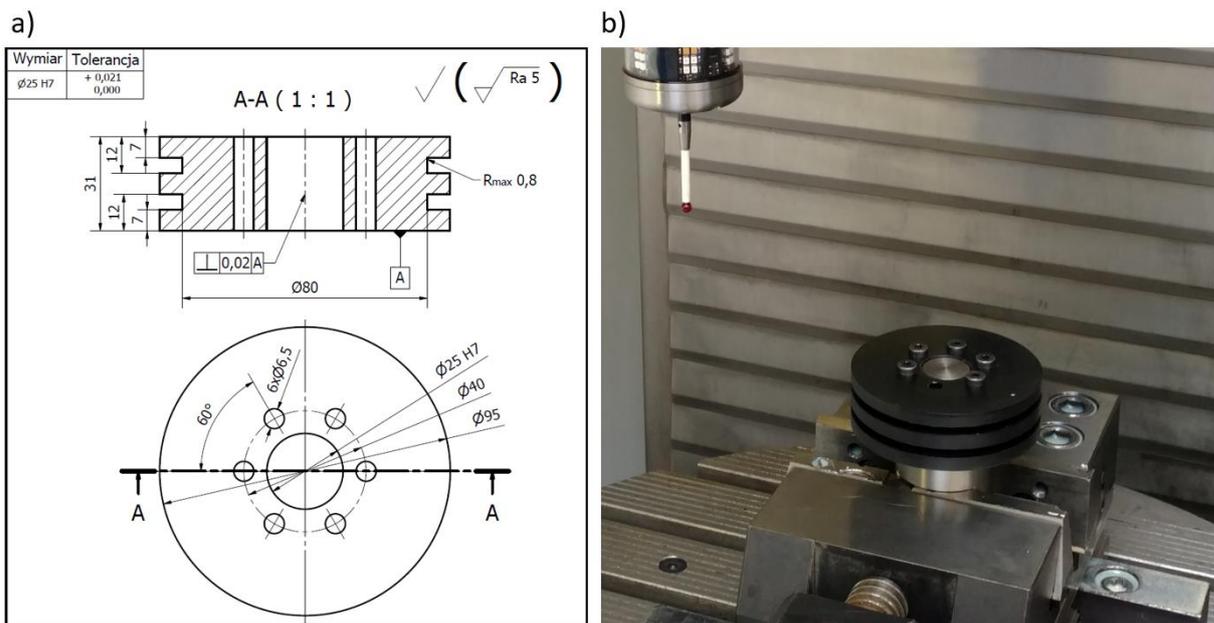


Rys. 7.17. Odchyłki od modelu CAD zmierzone skanem 3D: a) dla I, b) dla II, c) dla III koła krzywkowego

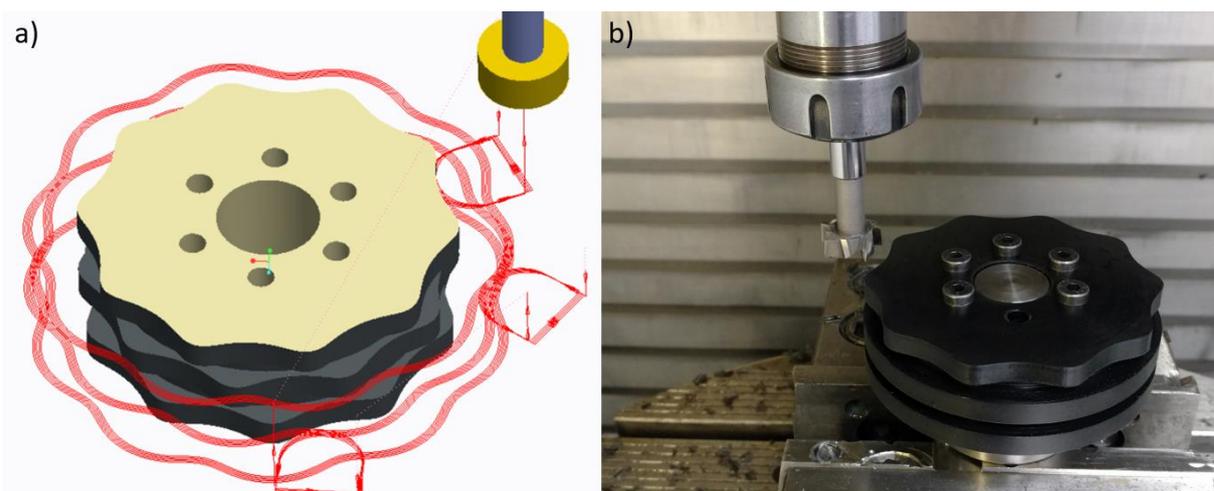
Konieczność zastosowania w prototypie przekładni trójstopniowego koła krzywkowego (rys. 7.6 b) wymusiła opracowanie nowej technologii jego obróbki, co wynikało z faktu, że zarys na każdym stopniu jest przesunięty względem profilu sąsiedniego stopnia o 120° , przez co użycie frezu palcowego jest niemożliwe. Proces technologiczny nowego koła podzielono na dwa etapy. Pierwszy z nich obejmował wytoczenie przygotówki (rys. 7.18a), drugi zaś obróbkę zarysów na każdym stopniu koła przy użyciu frezarki CNC (rys. 7.18b). Zdecydowano się opracować i porównać ze sobą dwie metody frezowania: z użyciem frezu do rowków teowych (rys. 7.19) oraz frezu kulowego (rys. 7.20). Prace badawcze prowadzono na kole krzywkowym wykonanym z poliamidu PA6 z domieszką MoS_2 dla przekładni o przełożeniu redukującym 10.

Pierwsza z zaproponowanych metod polegała na 3 osiowej obróbce koła krzywkowego frezem do rowków teowych z parametrami przedstawionymi w tabeli 7.2. Przedmiot obrabiany zamocowano na stole frezarki CNC (*DMU 60 Monoblock*) za pomocą dedykowanego uchwytu obróbkowego tak, że oś otworu półfabrykatu pokrywała się z osią Z przyjętego kartezjańskiego układu współrzędnych. Wszelkie ruchy kształtujące i przestawcze w osiach X, Y wykonywało narzędzie, podczas gdy półfabrykat przemieszczał się jedynie w osi Z. Wybór narzędzia wynikał z budowy koła krzywkowego. Użyty w badaniach frez charakteryzował się

odsadzeniem krawędzi skrawającej względem chwytu narzędzia, dzięki czemu możliwa była obróbka każdego z trzech stopni koła krzywkowego bez ryzyka kolizji chwytu narzędzia z obrobionym wcześniej zarysem. Przyjęto następującą strategię obróbki – jako pierwszy frezowano zgrubnie górny stopień koła krzywkowego, potem środkowy, następnie dolny, po czym wykonano obróbkę wykańczającą w jednym przejściu narzędzia na każdy stopień koła. Podczas obróbki każdego stopnia oś narzędzia przemieszczała się po trajektorii odpowiadającej krzywej offsetowej względem zarysu koła krzywkowego bez zmiany jego położenia w osi Z. Program procesu frezowania przygotowano we wspomnianym wcześniej środowisku CAM (rys. 7.19a). Obróbka zgrubna koła składała się z pięciu przejść narzędzia na każdy stopień koła, z pozostawieniem nadatku 0,1 mm na obróbkę wykańczającą.



Rys. 7.18. Trójstopniowe koło krzywkowe przekładni o przełożeniu 10: a) rysunek wykonawczy przygotówki, b) przygotówka podczas operacji bazowania na centrum obróbkowym CNC

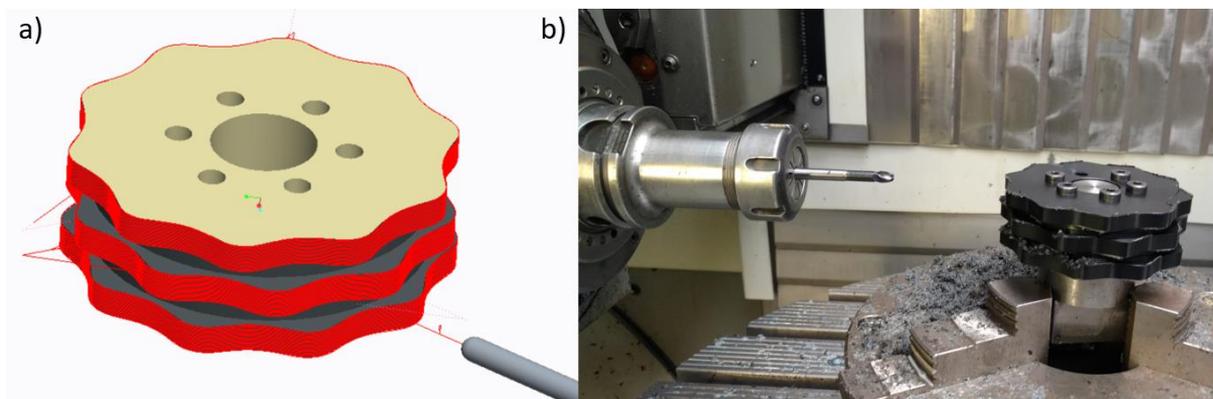


Rys. 7.19. Proces frezowania trójstopniowego koła krzywkowego za pomocą frezu do rowków teowych: a) ścieżki narzędzia wygenerowane w programie CAM, b) obróbka pierwszego stopnia koła krzywkowego

Tabela 7.2. Charakterystyka obróbki trójstopniowego koła krzywkowego różnymi metodami

| | Frez do rowków DIN851-AA 22x10 | Frez kulowy HPC 6 |
|--|--------------------------------|-------------------|
| Materiał narzędzia | HSS | VHM + TiAlN |
| Średnica narzędzia [mm] | 22 | 6 |
| Liczba ostrzy | 8 | 2 |
| Obróbka zgrubna | | |
| Prędkość obrotowa wrzeciona n [obr/min] | 1555 | 7950 |
| Posuw f [mm/min] | 578 | 795 |
| Osiowa głębokość skrawania a_p [mm] | 7 | 2 |
| Promieniowa głębokość skrawania a_e [mm] | 0,5 | 2 |
| Liczba przejść obróbkowych | 5 | 5 |
| Czas maszynowy T_M [min] | 34,5 | 35,7 |
| Obróbka wykańczająca | | |
| Prędkość obrotowa wrzeciona n [obr/min] | 1555 | 7950 |
| Posuw f [mm/min] | 578 | 795 |
| Osiowa głębokość skrawania a_p [mm] | 7 | 0,1 |
| Promieniowa głębokość skrawania a_e [mm] | 0,1 | 0,1 |
| Liczba przejść obróbkowych | 1 | 1 |
| Czas maszynowy T_M [min] | 6,8 | 28,5 |
| Czas główny T_G [min] | 41,3 | 64,2 |

W drugiej metodzie obróbki (rys. 7.20) zastosowano frez kulowy, obracający się wokół osi A obrabiarki i przemieszczający się wzdłuż osi X i Y, natomiast przedmiot obrabiany zamontowano na stole obrotowym, umożliwiając jego obrót wokół osi C i zmianę pozycji w osi Z. Podczas obróbki zgrubnej każdego ze stopni koła krzywkowego frez przemieszczał się stycznie do obrabianego zarysu zostawiając naddatek 0,1 mm na obróbkę wykańczającą. Przyjęte parametry skrawania (tab. 7.2) pozwoliły wykonać obróbkę jednego stopnia koła krzywkowego łącznie w 6 przejściach.

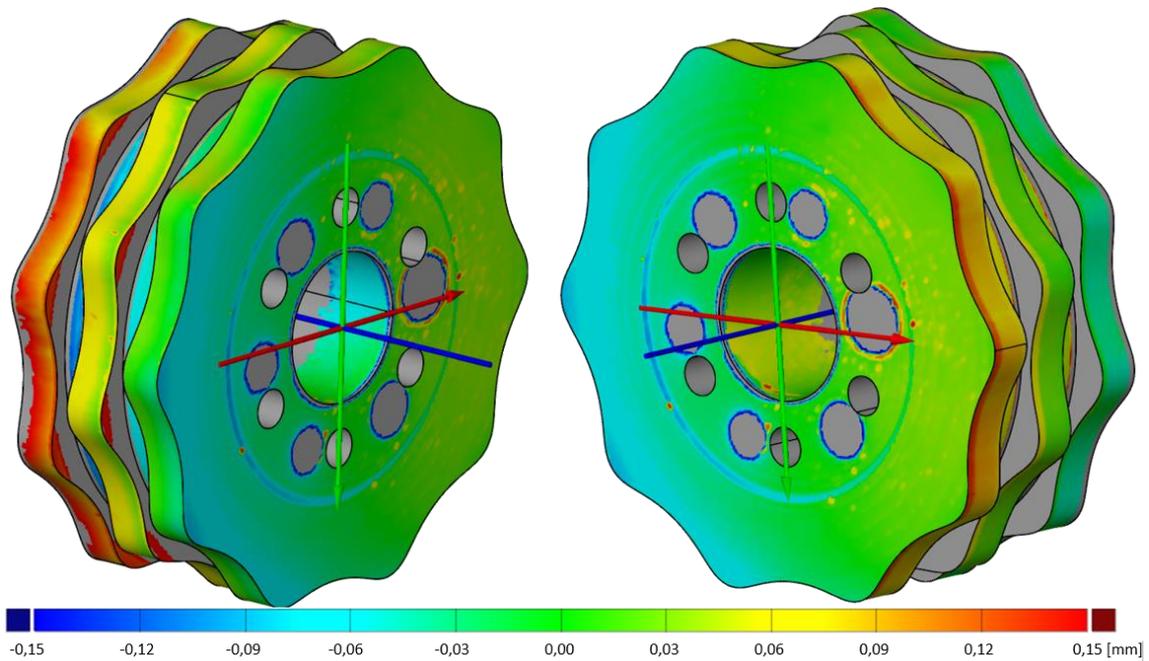


Rys. 7.20. Proces frezowania trójstopniowego koła krzywkowego za pomocą frezu kulowego:
a) ścieżki narzędzia wygenerowane w programie CAM, b) obróbka koła krzywkowego

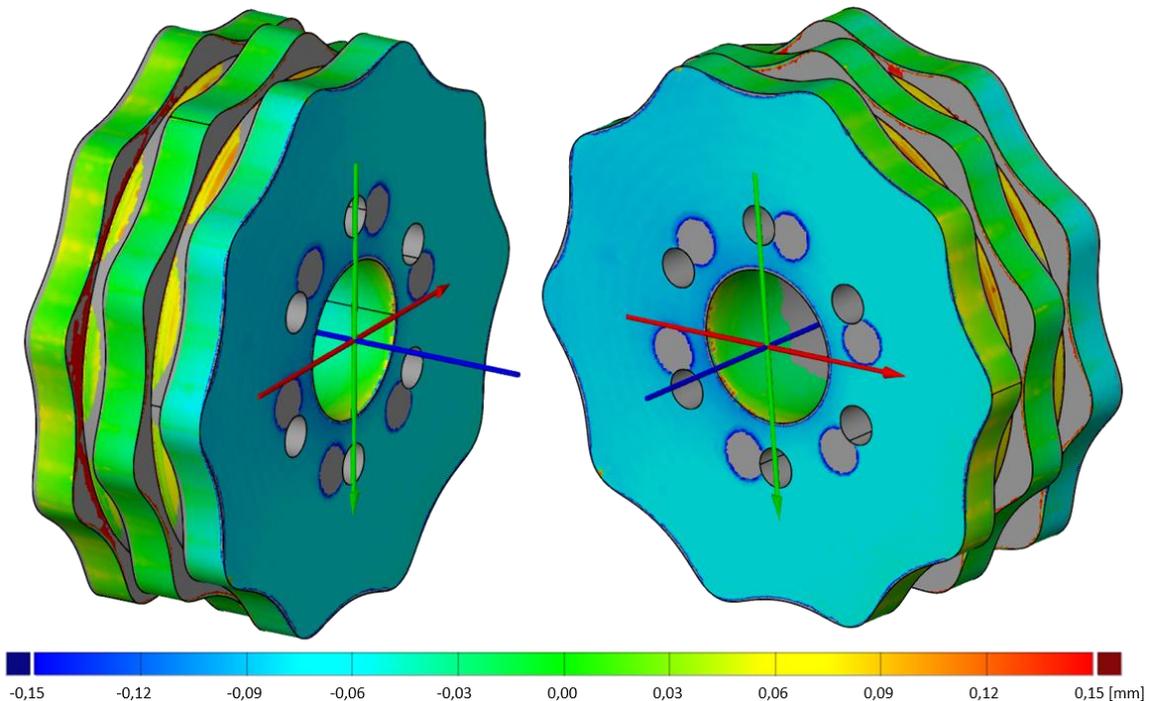
Analizując dane zawarte w tabeli 7.2 można zauważyć, że ze względu na czas główny korzystniejszą metodą okazała się obróbka frezem do rowków teowych, która zajmuje ok. 36% mniej czasu niż obróbka frezem kulowym. Warto podkreślić, że jakość powierzchni czynnych kół krzywkowych dla obu przypadków była porównywalna.

W celu określenia, która z przyjętych metod obróbkowych pozwala na uzyskanie wyrobu o lepszej dokładności wymiarowo-kształtowej, wytworzone koła krzywkowego zmierzono przy użyciu skanera 3D. Za pomocą oprogramowania *GOM Inspect* porównano wyniki

pomiarów z referencyjnym modelem CAD, stosując dopasowanie typu *Best-Fit*. Rezultaty analizy dla poszczególnych technologii przedstawiono na rysunkach 7.21 i 7.22.



Rys. 7.21. Wyniki skanowania trójstopniowego koła krzywkowego wytworzonego przy użyciu frezu do rowków teowych



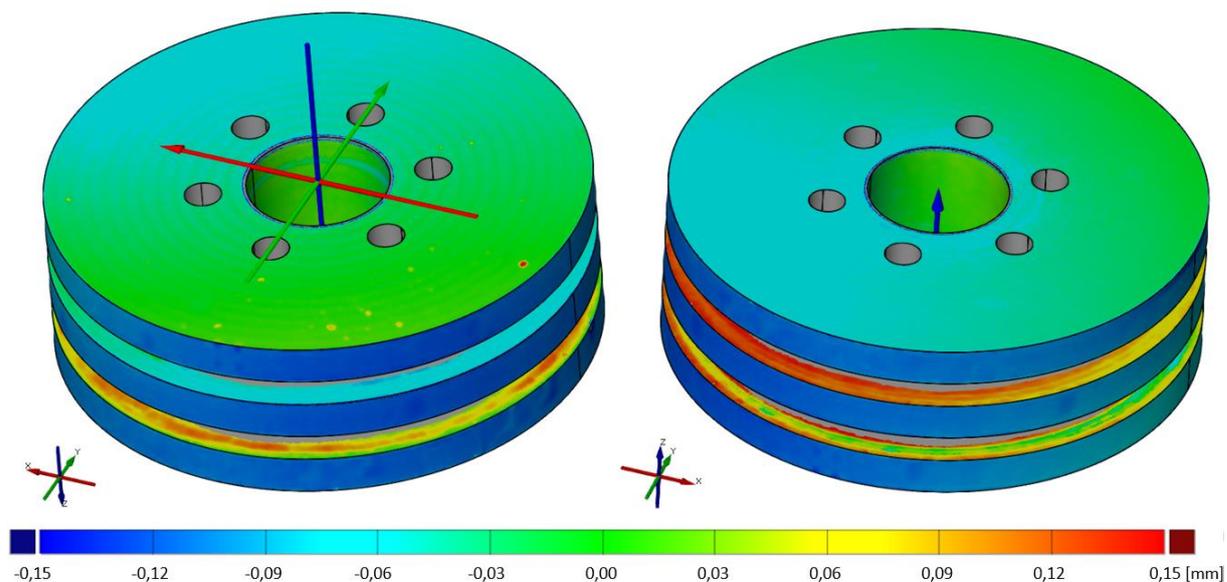
Rys. 7.22. Wyniki skanowania trójstopniowego koła krzywkowego wytworzonego przy użyciu frezu kulowego

Analizując wyniki pomiarów koła wytworzonego za pomocą frezu do rowków teowych (rys. 7.21), można zauważyć, że największe odchyłki od zarysu nominalnego występują na skrajnych stopniach koła krzywkowego po przeciwnych stronach zarysu, dla około połowy jego wrębów. Trudno jednoznacznie wskazać przyczynę tej niedokładności, jednak można

przypuszczać, że jest ona związana z przekoszeniem osi otworu przygotówki względem czołowej powierzchni bazowej. Odchyłki od nominalnego zarysu mają znak dodatni, co wskazuje, że wytworzone koło jest większe od nominalnego. Maksymalna wartość odchyłki wynosi ok. +0,15 mm.

Pomiary koła krzywkowego wytworzonego frezem kulowym (rys. 7.22) wykazały, że odchyłki od nominalnego zarysu mają zdecydowanie mniejsze wartości (największa zmierzona odchyłka wynosiła -0,06 mm). Dotyczy to również odchyłek występujących po przeciwległych stronach zarysów skrajnych stopni koła krzywkowego. Biorąc pod uwagę fakt, że obie przygotówki zostały wykonane w identyczny sposób, można wnioskować, że metoda obróbki kół krzywkowych frezem kulowym pozwala uzyskać większą dokładność wymiarowo-kształtową niż obróbka frezem do rowków teowych. W celu potwierdzenia słuszności powyższego stwierdzenia wykonano badania eksperymentalne prototypu przekładni wyposażonego w koła krzywkowe wytworzone przedstawionymi powyżej metodami, co zostanie szczegółowo omówione w dalszej części pracy.

Odchyłki od nominalnego zarysu uzyskane w wyniku pomiarów kół krzywkowych (rys. 7.21 i 7.22) mają stosunkowo duże wartości i mogą wpływać niekorzystnie na funkcjonowanie przekładni. Jak już wcześniej wspomniano, największe niedokładności wymiarowe zlokalizowane są po przekątnej kół krzywkowych. Postanowiono przeprowadzić szczegółową analizę, mającą na celu znalezienie przyczyny omawianego błędu. W tym celu wykonano ze stali C45 jedną trójstopniową przygotówkę zgodnie z przyjętą uprzednio strategią obróbkową. Wybór stali jako materiału koła krzywkowego wynikał przede wszystkim z jej właściwości mechanicznych, które m.in. sprawiają, że półfabrykat jest mniej podatny na odkształcenia powstające podczas obróbki niż w przypadku tworzywa sztucznego. Następnie zeskanowano wykonany przedmiot i poddano go analizie w programie *GOM Inspect*, nakładając chmurę punktów, uzyskaną w wyniku pomiaru, na referencyjny model CAD przygotówki, z zastosowaniem algorytmu *Best-Fit* (rys. 7.23).

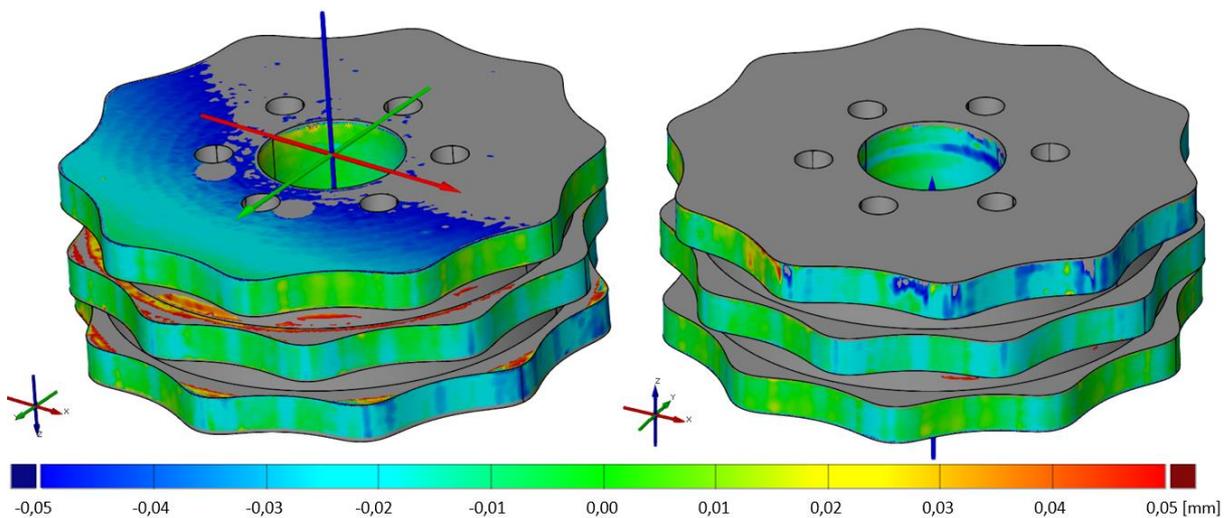


Rys. 7.23. Wyniki skanowania trójstopniowej przygotówki wytworzonej ze stali C45

Analizując rozkład odchyłek na powierzchniach czołowych półfabrykatu oraz na powierzchni otworu centralnego można dojść do wniosku, że odchyłka prostopadłości osi

otworu względem powierzchni bazowej (rys. 7.18 a) wynosi ok. $\pm 0,03$ mm, a tym samym nieznacznie odbiega od założonej tolerancji. Taka wartość odchyłki, uwzględniając wyniki pomiarów przedstawione na rys. 7.21 i 7.22, nie pozwala jednoznacznie stwierdzić, czy przyczyną omawianego błędu jest wyłącznie niedokładność wykonania przygotówki. Dlatego też postanowiono zweryfikować dokładność mocowania półfabrykatu w obrabiarce.

Przed zamocowaniem przygotówki w uchwycie obróbkowym sprawdzono czujnikiem zegarowym współosiowość uchwytu trójszczękowego i stołu obrotowego obrabiarce (rys. 7.20 b). Następnie zamontowano uchwyt obróbkowy w uchwycie trójszczękowym i zmierzono przy pomocy sondy pomiarowej prostopadłość osi czopa uchwytu obróbkowego względem powierzchni roboczej stołu obrabiarce. Po dokonaniu niezbędnej korekty ustawienia uchwytu obróbkowego zamontowano w nim przygotówkę i przeprowadzono obróbkę koła krzywkowego (o parametrach jak w tabeli 5.2) przy użyciu frezu kulowego. Wyniki pomiarów wytworzonego koła w odniesieniu do modelu CAD przedstawiono na rys. 7.24.



Rys. 7.24. Wyniki skanowania trójstopniowego koła krzywkowego wytworzonego ze stali C45 przy użyciu frezu kulowego

W porównaniu do koła krzywkowego wykonanego z poliamidu (rys. 7.22), w omawianym przypadku zaobserwowano znacznie mniejsze wartości odchyłek od nominalnego zarysu powierzchni czynnych koła, mieszczące się w zakresie do $-0,03$ mm. Co istotne, największe odchyłki zmierzono w obszarach zlokalizowanych po przekątnej koła krzywkowego (jak we wcześniejszych przypadkach). Wskazuje to na znaczny wpływ odchyłki prostopadłości osi otworu centrycznego względem powierzchni bazowej na dokładność wymiarowo-kształtową całego koła. Trudno natomiast jednoznacznie stwierdzić, czy mniejsze wartości odchyłek od nominalnego zarysu wynikają z zastosowania stalowej przygotówki.

Przedstawione powyżej rezultaty pomiarów wskazują, że o uzyskaniu wymaganej dokładności wykonania kół krzywkowych decyduje szereg czynników związanych z procesem obróbki, takich jak dobór właściwej strategii obróbkowej i parametrów skrawania czy poprawność wytworzenia półfabrykatu i jego zamocowania w obrabiarce. Badania wpływu błędów obróbkowych na działanie tocznej przekładni mimośrodowej zostaną omówione w dalszej części niniejszej pracy.

8. BADANIA EKSPERYMENTALNE PROTOTYPU PRZEKŁADNI

8.1. Metoda i program badań

Celem badań eksperymentalnych prototypu tocznej przekładni mimośrodowej było określenie wpływu wybranych parametrów konstrukcyjnych na jej działanie, a także umożliwienie porównania uzyskanych rezultatów z osiągamy wybranych przekładni mechanicznych dostępnych na rynku. Przeprowadzone badania pozwoliły także na weryfikację wyników niektórych analiz teoretycznych. Założono, że rejestracja prędkości i momentów obrotowych na poszczególnych wałach przekładni pozwoli na określenie takich parametrów użytkowych jak:

- równomierność działania (równomierność przenoszenia napędu),
- obciążenie nominalne,
- sprawność przekładni.

Przeprowadzone eksperymenty przyczyniły się do wyboru technologii wykonania kół krzywkowych umożliwiającej uzyskanie możliwie największej dokładności wymiarowo-kształtowej. Aby ograniczyć negatywny wpływ błędów obróbkowych na prawidłowe funkcjonowanie przekładni, zdecydowano się wykonać koła krzywkowe z poliamidu PA6 z domieszką dwusiarczku molibdenu. Tworzywo to odznacza się dobrymi właściwościami mechanicznymi, a jego podatność przyczyniła się do ograniczenia drgań podczas pracy przekładni. Domieszka MoS₂ wpływa korzystnie na właściwości smarne tworzywa, dzięki czemu było możliwe przeprowadzenie testów przekładni bez konieczności stosowania np. kąpieli olejowej. Inną zaletą użytego tworzywa jest jego dobra skrawalność.

Badania doświadczalne swoim zakresem obejmowały analizę wpływu na działanie przekładni następujących parametrów:

- przełożenie ($i = 8, i = 10, i = 13$),
- mimośród ($e = 1,5 \text{ mm}, e = 2 \text{ mm}, e = 2,5 \text{ mm}$),
- prędkość obrotowa ($n_1 = 300\text{-}1000 \text{ obr/min}$ z krokiem 100 obr/min),
- obciążenie wału wyjściowego ($M_2 = 2\text{-}14 \text{ Nm}$ z krokiem 2 Nm).

Należy podkreślić, że zakres prowadzonych badań oraz przyjęte wartości parametrów wynikały przede wszystkim z przedstawionych we wcześniejszych rozdziałach ograniczeń natury konstrukcyjnej i technologicznej, a także z rezultatów nieopisanych w pracy badań wstępnych. Określając wartości obciążenia wału wyjściowego przekładni, zdecydowano się przyjąć większy zakres momentu obrotowego niż wynika z warunku na maksymalne naprężenia kontaktowe (rys. 5.9 i 5.11), ponieważ, w ocenie autora, przy krótkotrwałym badaniu prototypu kwestia wytrzymałości zmęczeniowej powierzchni czynnych komponentów przekładni nie jest szczególnie istotna.

Badanie prototypu przekładni pod względem wpływu wybranego parametru na jego działanie przeprowadzono według następującej procedury:

- 1) montaż przekładni w zakładanej konfiguracji (wybór tulei mimośrodowej i/lub koła krzywkowego),
- 2) nastawianie luzu poprzez odpowiednie ustawienie górnej części korpusu względem części dolnej,

- 3) montaż przekładni na stanowisku pomiarowym i ustawianie współosiowości komponentów stanowiska,
- 4) ustawienie w układzie sterowania pożądanej prędkości obrotowej silnika i/lub momentu obciążającego wał,
- 5) włączenie napędu przekładni na czas 30 s,
- 6) po upływie 10 s rejestracja wartości położeń kątowych, prędkości i momentów obrotowych na wałach przekładni przez 15 s,
- 7) wyłączenie napędu i zapis wyników pomiarów,
- 8) powtórzenie czynności opisanych w punktach 4-7 (zależnie od przyjętego zakresu badania),
- 9) analiza statystyczna wyników pomiarów.

8.2. Stanowisko badawcze

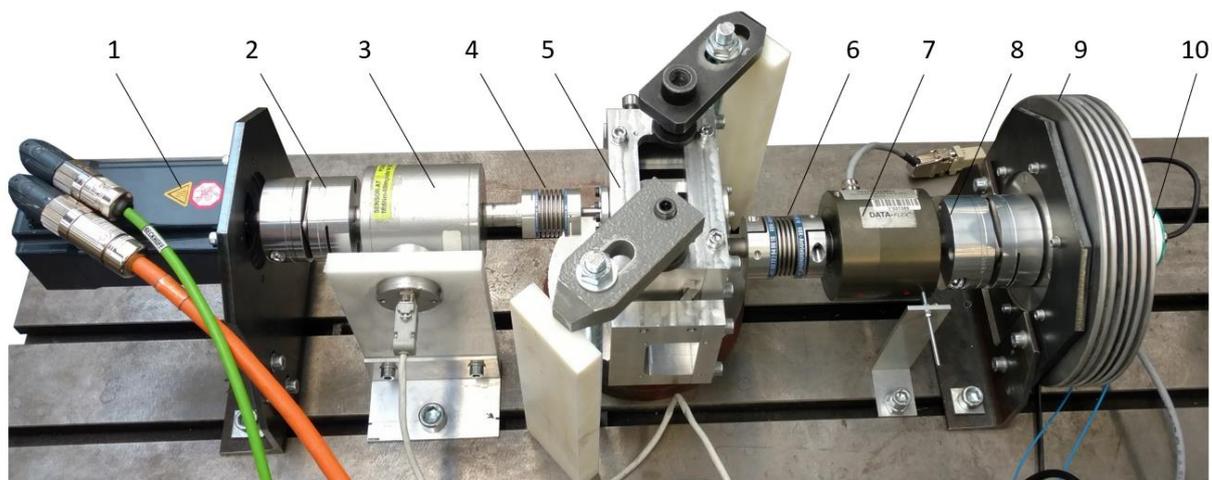
Na potrzeby badań eksperymentalnych zbudowano stanowisko pomiarowe, którego schemat przedstawiono na rysunku 8.1.



Rys. 8.1. Schemat stanowiska badawczego

W skład stanowiska (rys. 8.2) wchodzi:

- konstrukcja nośna z elementów stalowych osadzona na żeliwnym stole traserskim z rowkami teowym,
- serwosilnik BECKHOFF AM8042-wFyz,
- momentomierz SENSOR-AT Mt5Nm z analogowym miernikiem wielokanałowym MW-2006,
- momentomierz Dataflex 22/50,
- hamulec proszkowy EMA-ELFA P35HR,
- enkoder inkrementalny LIKA (pomiar położenia wału wyjściowego),
- sprzęgła mieszkowe i płytkowe,
- szafa elektryczna z układem sterowania, obejmująca: moduł serwonapędu BECKHOFF AX5206, sterownik PLC Beckhoff CX9020 z odpowiednimi modułami pomiarowymi, zabezpieczenia nadprądowe i różnicowo-prądowe, wyłącznik główny, wyłącznik bezpieczeństwa.



Rys. 8.2. Stanowisko do badań eksperymentalnych przekładni: 1 – serwośilnik, 2 – sprzęgło płytkowe, 3 – momentomierz 5 Nm, 4 – sprzęgło mieszkowe, 5 – badana przekładnia, 6 – sprzęgło mieszkowe, 7 – momentomierz 50 Nm, 8 – sprzęgło płytkowe, 9 – hamulec 35 Nm, 10 – enkoder

Poszczególne elementy konstrukcji nośnej stanowiska są pozycjonowane względem rowków teowych stołu traserskiego przy użyciu dedykowanych kamieni, dzięki czemu w przypadku badania przekładni o pokrywających się osiach wałów nie jest konieczne dokładne ustawianie pozycji kolejnych modułów względem siebie. Ewentualne błędy współosiowości wałów silnika, przekładni, momentomierzy i hamulca były kompensowane przez zastosowanie sprzęgieł mieszkowych i płytkowych cechujących się dużą sztywnością skrętną, przy zachowaniu podatności w kierunku promieniowym. Przebrojenie stanowiska badawczego w celu zmiany położenia serwośilnika lub zamontowania większego hamulca wymaga jedynie wymiany pionowych płyt montażowych ww. elementów. Ze względu na fakt, że pozycja wału wejściowego prototypu tocznej przekładni mimośrodowej ulega zmianie w odniesieniu do dolnej części korpusu w zależności od nastawionego luzu, zdecydowano się wyposażyć płytę montażową serwośilnika we wpusty pryzmatyczne, dzięki którym możliwy był precyzyjny przesuw silnika w płaszczyźnie poziomej.

Parametry użytkowe stanowiska pomiarowego, w opisanej powyżej specyfikacji, przedstawiono w tabeli 8.1.

Tabela 8.1. Parametry użytkowe stanowiska do badania prototypów przekładni

| Parametr | Wartość | Parametr | Wartość |
|---|--------------|--|---------|
| Maksymalna prędkość obrotowa wału wejściowego przekładni n_{1MAX} | 5000 obr/min | Maksymalny moment na wale wejściowym przekładni M_{1MAX} | 4,1 Nm |
| Maksymalna prędkość obrotowa wału wyjściowego przekładni n_{2MAX} | 6000 obr/min | Maksymalny moment na wale wyjściowym przekładni M_{2MAX} | 35 Nm |
| Częstotliwość próbkowania momentomierzy | 60 imp/obr | | |

8.3. Wpływ technologii kół krzywkowych na działanie przekładni

Przy eksperymentalnej ocenie wpływu technologii wykonania kół krzywkowych na działanie prototypu tocznej przekładni mimośrodowej zbadano działanie przekładni wyposażonej w trójstopniowe koła krzywkowe o 10 wrębach z poliamidu PA6 z domieszką

dwusiarczku molibdenu wykonane przy użyciu frezu kulowego zgodnie z technologią opisaną w par. 7.2.

Przyjęto następujący program badań: wał wejściowy przekładni rozpędzono do prędkości obrotowej 100 obr/min, a wał wyjściowy obciążano kolejno momentem 2 i 12 Nm, po czym zwiększono prędkość wału wejściowego do 1000 obr./min i kontynuowano badania dla takich samych obciążeń. Na rys. 8.3-8.6 przedstawiono zarejestrowane przebiegi momentu obrotowego M_1 na wale wejściowym i M_2 na wale wyjściowym przekładni w funkcji kąta obrotu wału wyjściowego φ . Ze względu na cykliczny charakter zarejestrowanych przebiegów, na wykresach zaprezentowano wartości momentów obrotowych w odniesieniu do jednego obrotu wału wyjściowego. Zwrócono szczególną uwagę, by poszczególne wykresy nie były przesunięte w fazie względem siebie.

W celu rozstrzygnięcia, w którym z rozpatrywanych przypadków przekładnia pracuje z większą dokładnością, przeprowadzono analizę statystyczną zarejestrowanych wyników pomiarów w odniesieniu do jednego obrotu wału wyjściowego. Aby określić równomierność pracy przekładni, obliczono średnie wartości momentów obrotowych na wale wejściowym i wyjściowym przekładni, odchylenie standardowe, a także wyznaczono współczynnik zmienności opisany zależnością:

$$CoV(M_i) = \frac{s_{M_i}}{\bar{M}_i} \cdot 100\% , \quad (8.1)$$

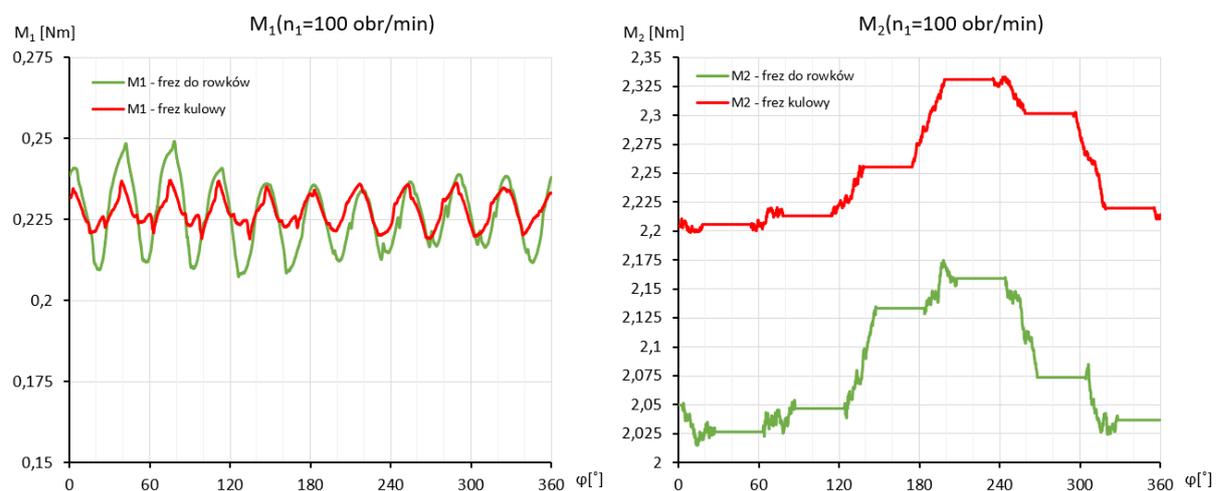
gdzie:

$CoV(M_i)$ – współczynnik zmienności momentu M_i ,

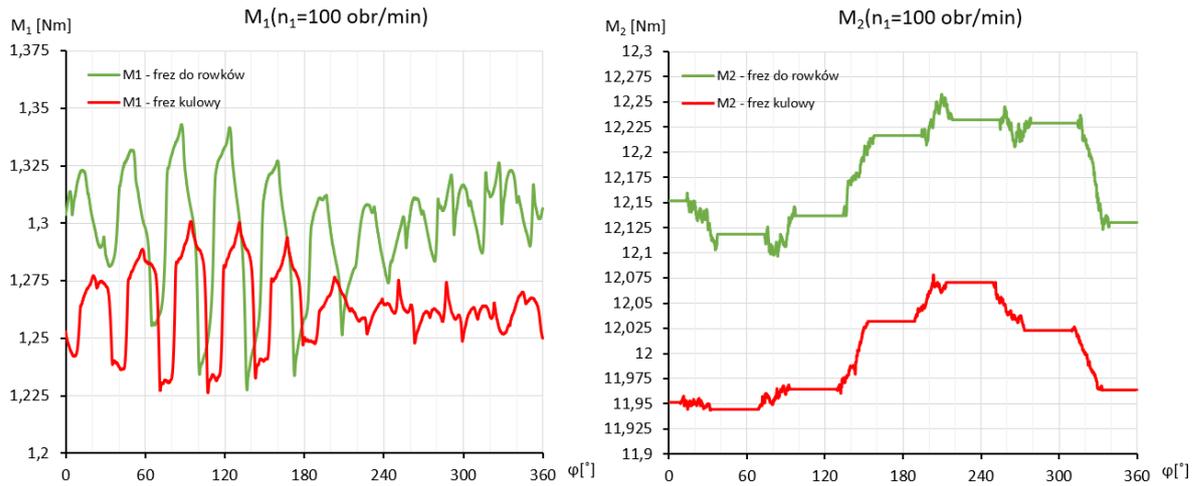
s_{M_i} – odchylenie standardowe momentu M_i ,

\bar{M}_i – średni moment M_i .

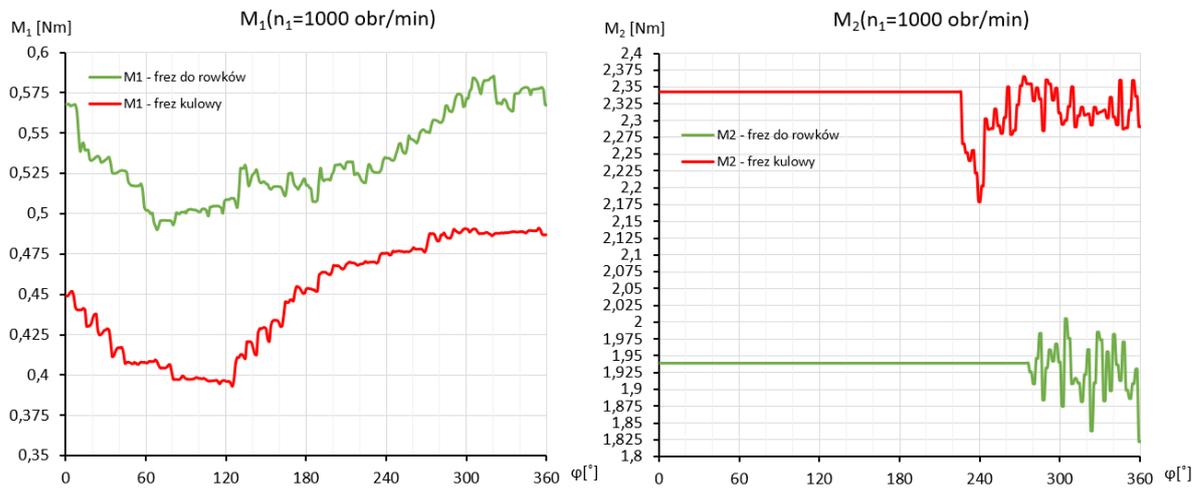
Rezultaty przeprowadzonej analizy przedstawiono w tabeli 8.2.



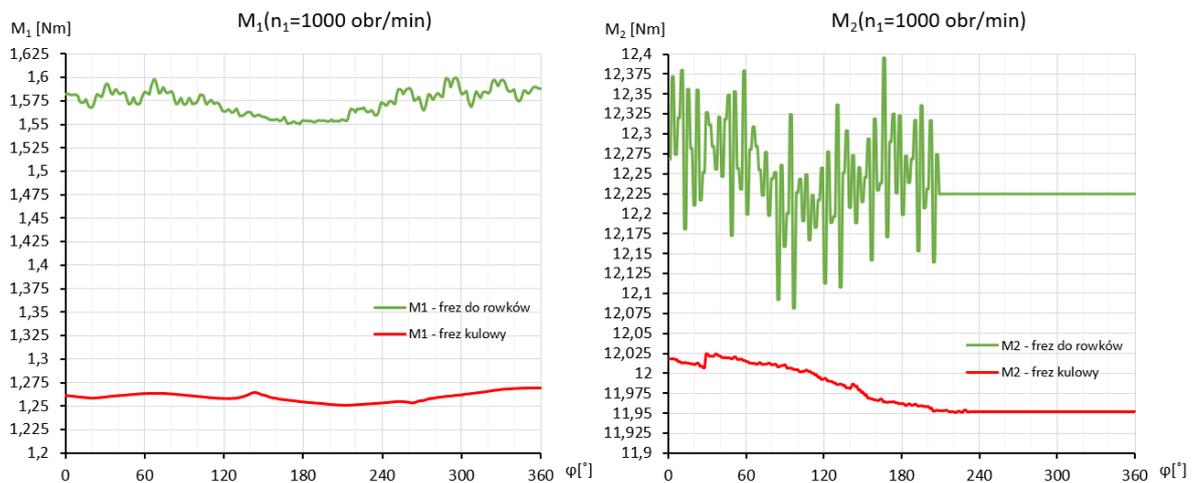
Rys. 8.3. Fragmentaryczne przebiegi momentów na wałach przekładni przy prędkości obrotowej wału wejściowego $n_1 = 100$ obr/min oraz obciążeniu $M_2 = 2$ Nm w odniesieniu do jednego obrotu wału wyjściowego



Rys. 8.4. Fragmentaryczne przebiegi momentów na wałach przekładni przy prędkości obrotowej wału wejściowego $n_1 = 100 \text{ obr/min}$ oraz obciążeniu $M_2 = 12 \text{ Nm}$ w odniesieniu do jednego obrotu wału wyjściowego



Rys. 8.5. Fragmentaryczne przebiegi momentów na wałach przekładni przy prędkości obrotowej wału wejściowego $n_1 = 1000 \text{ obr/min}$ oraz obciążeniu $M_2 = 2 \text{ Nm}$ w odniesieniu do jednego obrotu wału wyjściowego



Rys. 8.6. Fragmentaryczne przebiegi momentów na wałach przekładni przy prędkości obrotowej wału wejściowego $n_1 = 1000 \text{ obr/min}$ oraz obciążeniu $M_2 = 2 \text{ Nm}$ w odniesieniu do jednego obrotu wału wyjściowego

Tabela 8.2. Analiza statystyczna wyników badań eksperymentalnych kół krzywkowych wykonanych w różnej technologii

| n [obr/min] | M_2 [Nm] | Narzędzie | \overline{M}_1 [Nm] | \overline{M}_2 [Nm] | SM_1 | SM_2 | CoV(M_1) [%] | CoV(M_2) [%] |
|----------------|---------------|----------------|--------------------------|--------------------------|--------|--------|---------------------|---------------------|
| 100 | 2 | Frez do rowków | 0,226 | 2,079 | 0,010 | 0,050 | 4,52 | 2,39 |
| | | Frez kulowy | 0,228 | 2,254 | 0,005 | 0,046 | 2,02 | 2,06 |
| | 12 | Frez do rowków | 1,298 | 12,178 | 0,024 | 0,048 | 1,86 | 0,39 |
| | | Frez kulowy | 1,264 | 11,999 | 0,016 | 0,044 | 1,28 | 0,37 |
| 1000 | 2 | Frez do rowków | 0,534 | 1,936 | 0,026 | 0,021 | 4,91 | 1,06 |
| | | Frez kulowy | 0,448 | 2,329 | 0,034 | 0,029 | 7,61 | 1,25 |
| | 12 | Frez do rowków | 1,574 | 12,241 | 0,013 | 0,053 | 0,83 | 0,43 |
| | | Frez kulowy | 1,260 | 11,976 | 0,005 | 0,027 | 0,40 | 0,23 |

Analizując przebieg momentu obrotowego na wale wejściowym przy małej prędkości obrotowej i małym obciążeniu przekładni (rys. 8.3), można zauważyć jego sinusoidalny charakter, wynikający z faktu, że na jeden obrót wału wyjściowego przypada 10 obrotów wału wejściowego. W omawianym przypadku dla koła wykonanego frezem kulowym otrzymano zdecydowanie lepsze rezultaty niż w przypadku koła skrawanego frezem do rowków, o czym świadczy dwukrotnie mniejsza wartość odchylenia standardowego i współczynnika zmienności. Podobne obserwacje poczyniono w przypadku pomiaru momentu obrotowego na wale wyjściowym, przy czym różnica między wartościami wymienionych parametrów nie była tak znacząca. Co istotne, przedstawiony przebieg momentu obrotowego M_2 wyraźnie odzwierciedla niedokładności wymiarowo-kształtowe koła krzywkowego opisane w par. 7.2. Wyniki pomiarów wskazują, że największa (dodatnia) odchyłka od nominalnego zarysu koła krzywkowego występuje dla około połowy jego wrębów, co odpowiada na wykresie wzrostowi momentu M_2 dla φ z przedziału 120-300°.

Przy obciążeniu $M_2 = 12$ Nm (rys. 8.4) różnice w przebiegu momentu obrotowego M_1 nie są tak znaczące jak w przypadku mniejszego obciążenia, natomiast przebieg momentu M_2 jest porównywalny dla obu badanych kół krzywkowych, z podobną tendencją jak w poprzednim przypadku. Wartości odchylenia standardowego i współczynnika zmienności również wskazują, że przekładnia z kołami krzywkowymi obrabianymi frezem kulowym pracowała stabilniej.

Podobne wnioski można wysnuć analizując wyniki badań przekładni przy prędkości obrotowej $n_1 = 1000$ obr/min. Przy obciążeniu $M_2 = 12$ Nm (rys. 8.6) różnice między badanymi kołami krzywkowymi są znaczące. Dla koła obrabianego frezem kulowym odnotowano najmniejsze wartości odchylenia standardowego i współczynnika zmienności, co świadczy o płynnym charakterze pracy przekładni i niewielkich drganiach.

Natomiast wyniki analizy pomiarów przy obciążeniu $M_2 = 12$ Nm (rys. 8.5) są niezgodne z poczynionymi wcześniej obserwacjami. Analizując przebieg momentu obrotowego na wale wyjściowym dochodzi się do wniosku, że przyczyną tego stanu rzeczy może być błąd przesunięcia w fazie zarejestrowanych przebiegów. Potwierdzeniem tej tezy jest fakt, że przebiegi momentu M_1 dla obu badanych przypadków były zbliżone.

8.4. Wpływ przełożenia na działanie przekładni

Aby ocenić wpływ przełożenia na działanie prototypu przekładni, dokonano pomiaru momentu obrotowego na wale wejściowym i wyjściowym, w celu wyznaczenia sprawności w funkcji prędkości obrotowej i obciążenia. Sprawność przekładni obliczono korzystając z poniższej zależności:

$$\eta = \frac{\overline{M}_2}{i \cdot \overline{M}_1} \cdot 100\% , \quad (8.2)$$

gdzie:

\overline{M}_1 – średni moment na wale wejściowym przekładni,

i – przełożenie,

\overline{M}_2 – średni moment na wale wyjściowym przekładni.

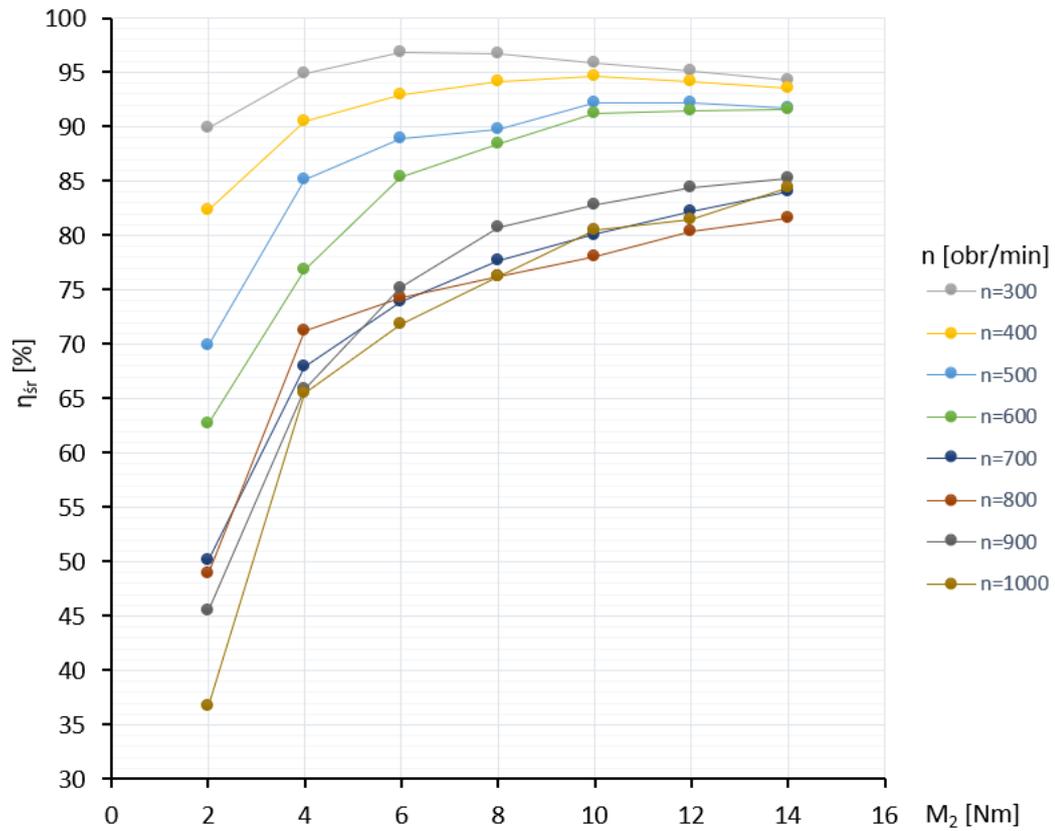
Analizowano również równomierność przenoszenia napędu, operując współczynnikiem zmienności opisanym równaniem 8.1 w odniesieniu do momentu na wale wyjściowym.

Badanie wpływu przełożenia przeprowadzono dla przekładni wyposażonej w koła krzywkowe o 8, 10 i 13 wrębach (rysunek 8.7) przy założeniu, że w każdym przypadku wartość mimośrodów wynosi 2 mm. Określając zakres prowadzonych badań kierowano się przede wszystkim wynikami analizy geometrycznej dotyczącej dopuszczalnego przełożenia toczonej przekładni mimośrodowej (rys. 4.9). Krzywizna zarysu koła krzywkowego o 8 wrębach pozwala na zachowanie stałości przełożenia (patrz rys. 5.12), natomiast maksymalne dopuszczalne przełożenie wynikające z warunku 4.11 wynosi 13. Projektując prototyp przekładni założono, że przełożenie nominalne będzie wynosiło 10. Dobór zakresu prędkości obrotowych wału wejściowego również nie był dziełem przypadku. Najmniejsza prędkość wynosząca 300 obr/min umożliwia uzyskanie prędkości wału wyjściowego wynoszącej 0,5 obr/s dla przełożenia nominalnego, co w ocenie autora stanowi charakterystyczną wartość referencyjną. Natomiast prędkość obrotowa 1000 obr/min odpowiada nominalnej prędkości obrotowej silnika asynchronicznego o 6. biegunach, co pozwoli na porównanie uzyskanych rezultatów z osiąganymi przekładni dostępnymi na rynku (tab. 3.4, 3.5). Badania wstępne prototypu przekładni wykazały, że stosowanie większej prędkości wału wyjściowego wpływa niekorzystnie na działanie przekładni, powodując znaczący wzrost drgań. Przyjęty podczas badań zakres obciążenia wału wyjściowego (2-14 Nm, dla $i = 13$: 2-12 Nm) przekraczał wartości dopuszczalne wynikające z warunku na naciski kontaktowe na powierzchniach czynnych kół krzywkowych, natomiast nie przekraczał wartości dopuszczalnych ze względu na wytrzymałość wałów i łożysk w przekładni.

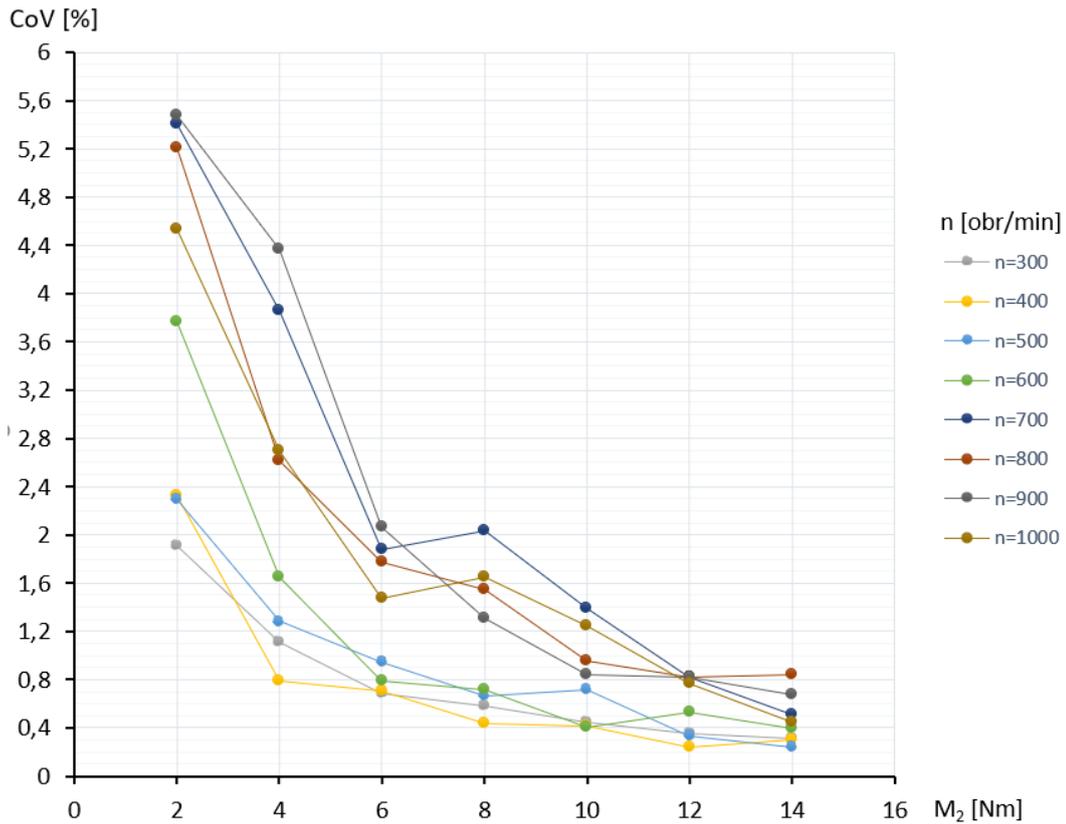
Wyniki badań eksperymentalnych przedstawiono na rys. 8.8 – 8.13.



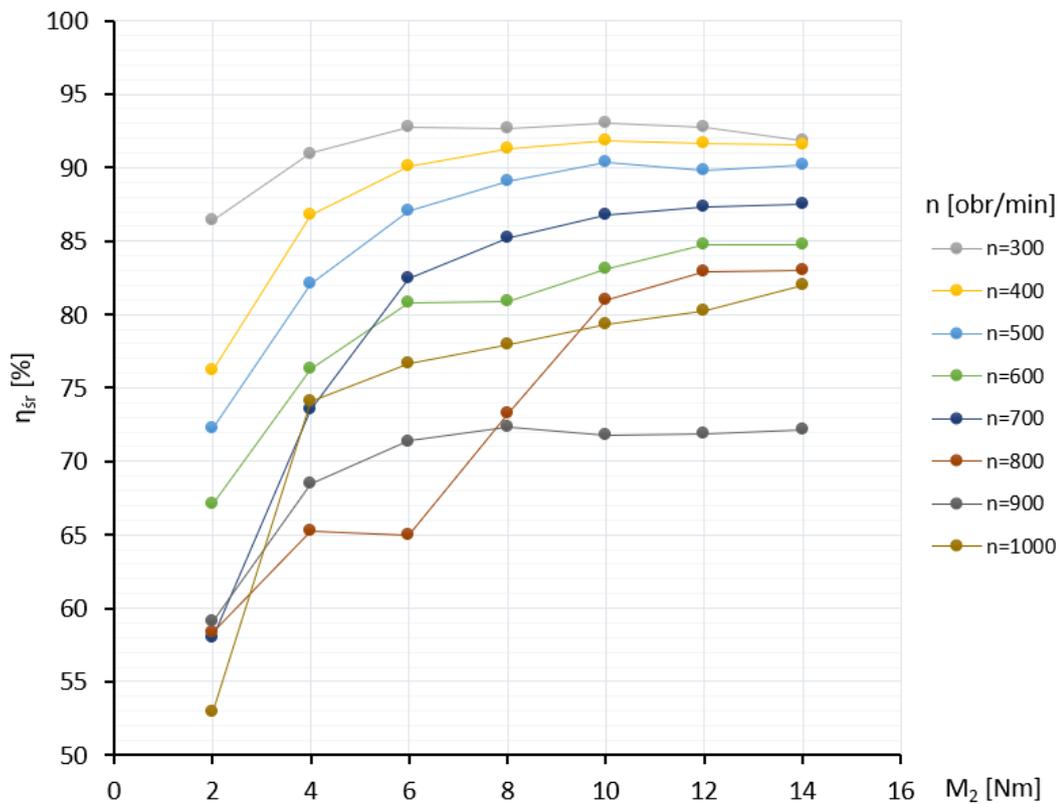
Rys. 8.7. Pakiet trójstopniowych kół krzywkowych na potrzeby badań toczonej przekładni mimośrodowej o następujących parametrach: 1 – $i = 8$, $e = 2$ mm; 2 – $i = 10$, $e = 2$ mm; 3 – $i = 13$, $e = 2$ mm; 4 – $i = 10$, $e = 2,5$ mm, 5 – $i = 10$, $e = 1,5$ mm



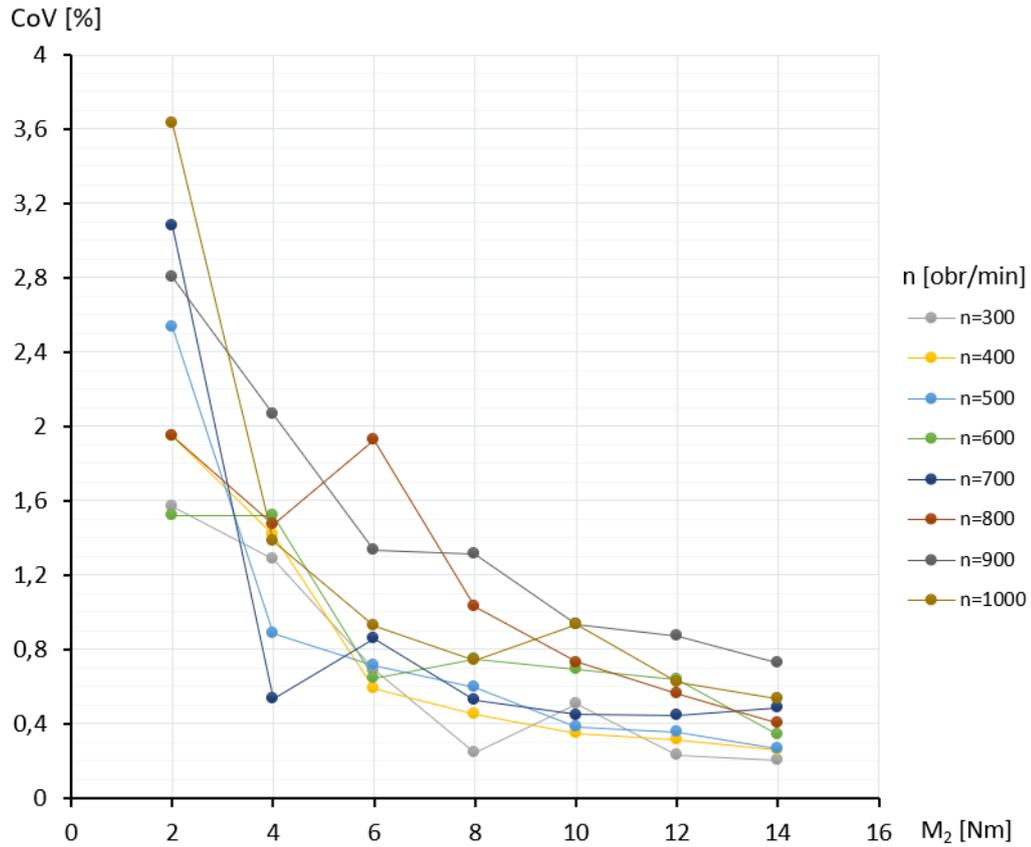
Rys. 8.8. Wyniki badania sprawności prototypu toczonej przekładni mimośrodowej o przełożeniu $i = 8$ i mimośrodku $e = 2$ mm



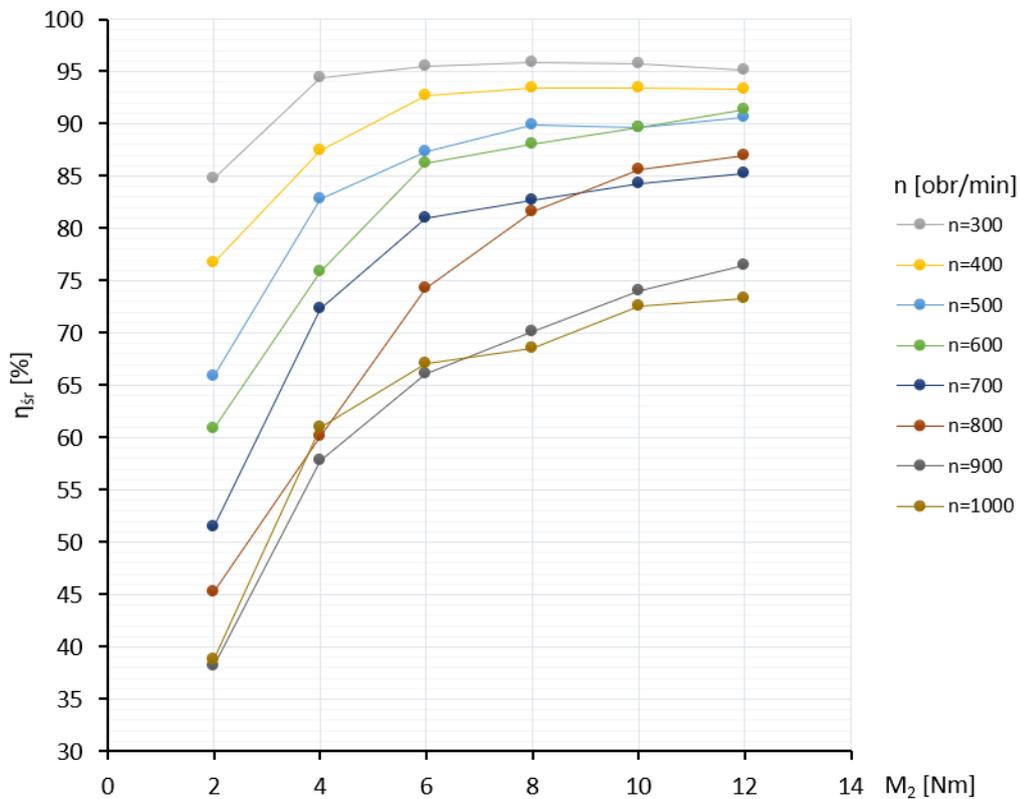
Rys. 8.9. Współczynnik zmienności $CoV(M_2)$ dla wyników badania sprawności prototypu toczonej przekładni mimośrodowej o przełożeniu $i = 8$ i mimośrodku $e = 2$ mm



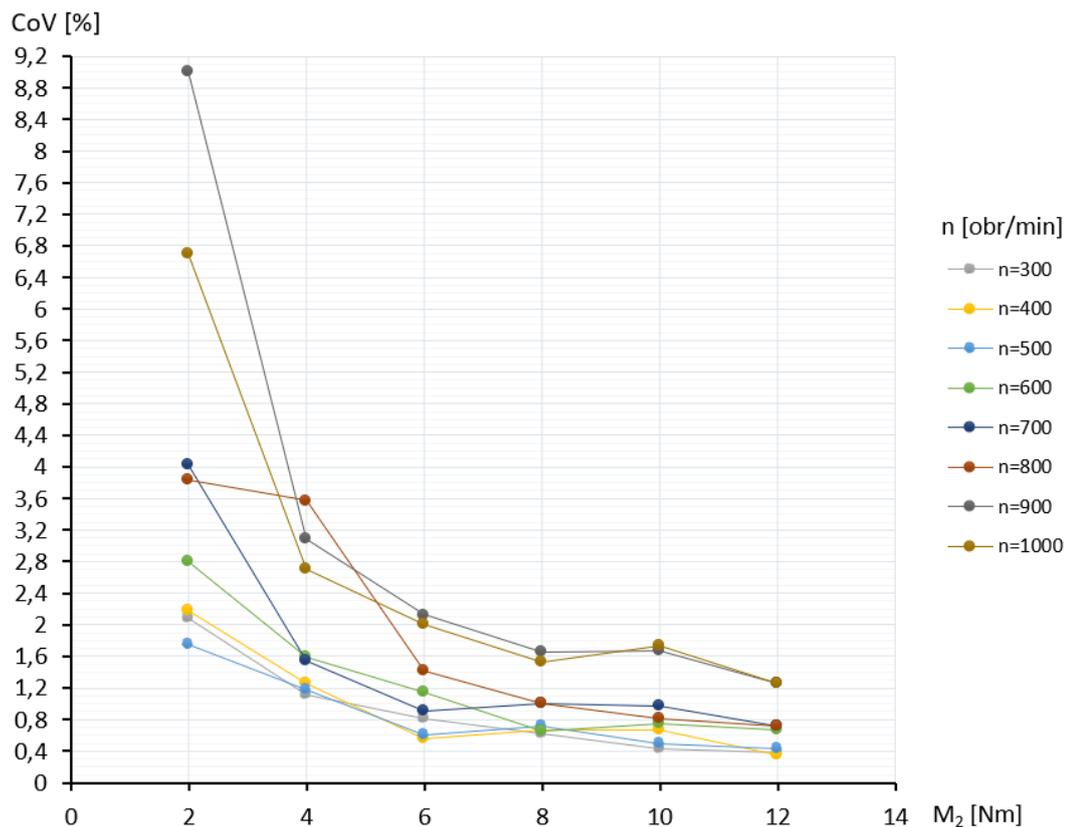
Rys. 8.10. Wyniki badania sprawności prototypu toczonej przekładni mimośrodowej o przełożeniu $i = 10$ i mimośrodku $e = 2$ mm



Rys. 8.11. Współczynnik zmienności $CoV(M_2)$ dla wyników badania sprawności prototypu toczonej przekładni mimośrodowej o przełożeniu $i = 10$ i mimośrodku $e = 2$ mm



Rys. 8.12. Wyniki badania sprawności prototypu toczonej przekładni mimośrodowej o przełożeniu $i = 13$ i mimośrodku $e = 2$ mm



Rys. 8.13. Współczynnik zmienności $CoV(M_2)$ dla wyników badania sprawności prototypu tocznej przekładni mimośrodowej o przełożeniu $i = 13$ i mimośrodku $e = 2$ mm

Analizując rezultaty badań prototypu przekładni o przełożeniu 8 (rys. 8.8 i 8.9), można zauważyć, że:

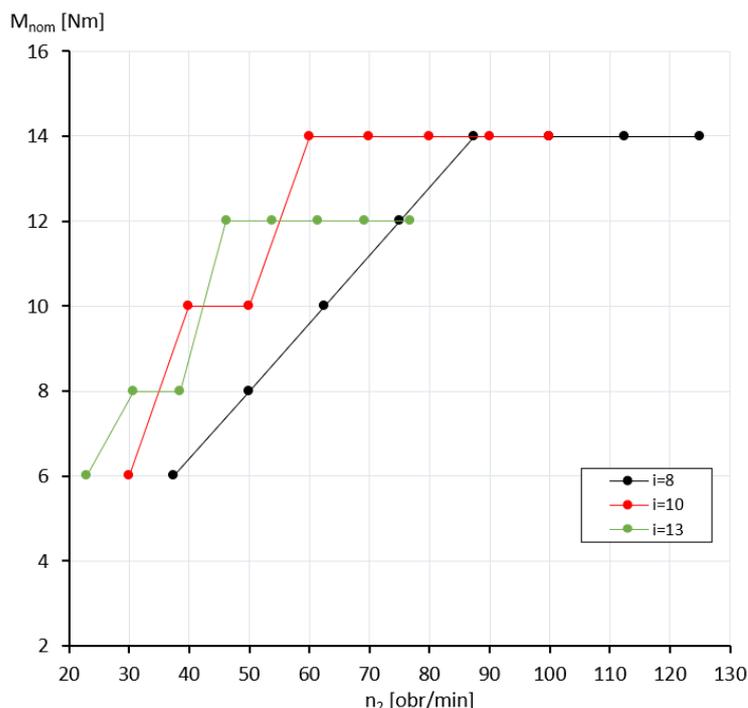
- w przypadku prędkości obrotowych wału wejściowego z zakresu 300-500 obr/min sprawność przekładni wzrastała wraz ze zwiększaniem momentu M_2 do wartości odpowiadającej momentowi nominalnemu, po przekroczeniu której zaczynała maleć,
- w przypadku prędkości obrotowych wału wejściowego z zakresu 600-1000 obr/min wraz ze zwiększaniem obciążenia sprawność przekładni wzrastała, przy czym wzrost ten był bardziej gwałtowny przy obciążeniach z zakresu 2-8 Nm. Ponadto przy wskazanych prędkościach obrotowych największe wartości sprawności uzyskano dla obciążenia 14 Nm,
- największą sprawność przekładni (wynoszącą 97%) zarejestrowano przy prędkości obrotowej wału wejściowego 300 obr/min i obciążeniu wału wyjściowego momentem 6 Nm. Należy zaznaczyć, że dla badanej konfiguracji przekładni z kołami z poliamidu taka wartość momentu na wale wyjściowym odpowiada maksymalnemu dopuszczalnemu obciążeniu wynikającemu z warunku na naprężenia kontaktowe ($M_{2MAX} = 6,9$ Nm),
- najmniejszą sprawność (37%) odnotowano dla prędkości obrotowej $n_1 = 1000$ obr/min przy obciążeniu 2 Nm,
- przebiegi sprawności zarejestrowane dla prędkości obrotowych z zakresu 800-1000 obr/min różnią się od tych uzyskanych w przypadku prędkości 300-700 obr/min,

- w każdym z badanych przypadków przekładnia pracowała z największą dokładnością kinematyczną przy obciążeniu 14 Nm, o czym świadczy najmniejsza wartość $CoV(M_2)$, natomiast w przypadku obciążenia 2 Nm wartości tego współczynnika były największe,
- wraz ze wzrostem obciążenia malała wartość współczynnika $CoV(M_2)$,
- wartości współczynnika $CoV(M_2)$ dla prędkości obrotowych z zakresu 300-600 obr/min były znacząco mniejsze niż dla prędkości 700-1000 obr/min (co może tłumaczyć rozbieżności w przebiegach sprawności dla wskazanych prędkości obrotowych),
- najgorsze rezultaty ze względu na równomierność przenoszenia napędu odnotowano dla prędkości obrotowej wału wejściowego wynoszącej 700 obr/min (czego potwierdzeniem są także drgania zaobserwowane przez autora podczas testów przekładni).

Porównując ze sobą rezultaty badań prototypu o różnym przełożeniu można dojść do następujących wniosków:

- wraz ze wzrostem przełożenia znacząco maleje sprawność przekładni przy obciążeniu 2 Nm,
- w przypadku prędkości obrotowych z zakresu 300-600 obr/min przełożenie wpływa nieznacznie na sprawność przekładni,
- wraz ze wzrostem przełożenia przy prędkościach obrotowych z zakresu 700-1000 obr/min przebiegi sprawności (w funkcji obciążenia) charakteryzują się mniej gwałtownym wzrostem,
- najmniejszą sprawność przy obciążeniu $M_2 = 12$ Nm (wynoszącą 72%) odnotowano podczas badania przekładni o przełożeniu 13 przy prędkości obrotowej $n_1 = 1000$ obr/min,
- największą sprawność przy obciążeniu $M_2 = 12$ Nm (wynoszącą 97%) zarejestrowano w przypadku przekładni o przełożeniu 8 przy prędkości obrotowej $n_1 = 300$ obr/min,
- analizując wykresy współczynnika $CoV(M_2)$ można zauważyć, że najmniejsze wartości uzyskano w przypadku przekładni o przełożeniu 10, a największe niedokładności wystąpiły podczas badania prototypu o przełożeniu 13. Należy jednak podkreślić, że większy wpływ na równomierność pracy przekładni ma dokładność wykonania kół niż geometria zarysu (zależna od przełożenia),
- największe wartości współczynnika $CoV(M_2)$ odnotowano dla przekładni o przełożeniu 13, zwłaszcza przy prędkości $n_1 = 900$ obr/min,
- widoczna jest korelacja między zniekształconymi przebiegami sprawności przekładni z dużymi wartościami współczynnika $CoV(M_2)$.

Na podstawie przedstawionych powyżej wyników badań eksperymentalnych wyznaczono charakterystykę mechaniczną prototypu tocznej przekładni mimośrodowej (rys. 8.14) rozumianą jako wykres momentu nominalnego w funkcji prędkości obrotowej wału wyjściowego. Pod pojęciem momentu nominalnego autor rozumie pewną umowną wartość momentu obciążającego wał wyjściowy, przy której przekładnia odznacza się zakładaną trwałością i osiąga największą sprawność [122]. Taka charakterystyka w sposób jednoznaczny określa zakres parametrów użytkowych prototypu.



Rys. 8.14. Charakterystyka mechaniczna prototypu przekładni w zależności od przełożenia

Aby móc dokonać bezpośredniego porównania osiągnięć toczonej przekładni mimośrodowej z innymi przekładniami dostępnymi na rynku, konieczne jest przeprowadzenie badań prototypu wyposażonego w stalowe koło krzywkowe. Opis tego eksperymentu oraz analiza jego wyników zostaną omówione w dalszej części pracy.

8.5. Wpływ mimośrodu na działanie przekładni

Podczas badania wpływu mimośrodu na działanie przekładni użyto trzech konfiguracji prototypu o przełożeniu 10, wyposażanego w różne zestawy tulei mimośrodowych (rys. 8.15). Metoda badawcza była identyczna jak w par. 8.4, a uzyskane rezultaty przedstawiono na rysunkach 8.16 – 8.19. Wyniki badań przekładni o mimośrodzie $e = 2$ mm pokazano na rysunkach 8.10 i 8.11.

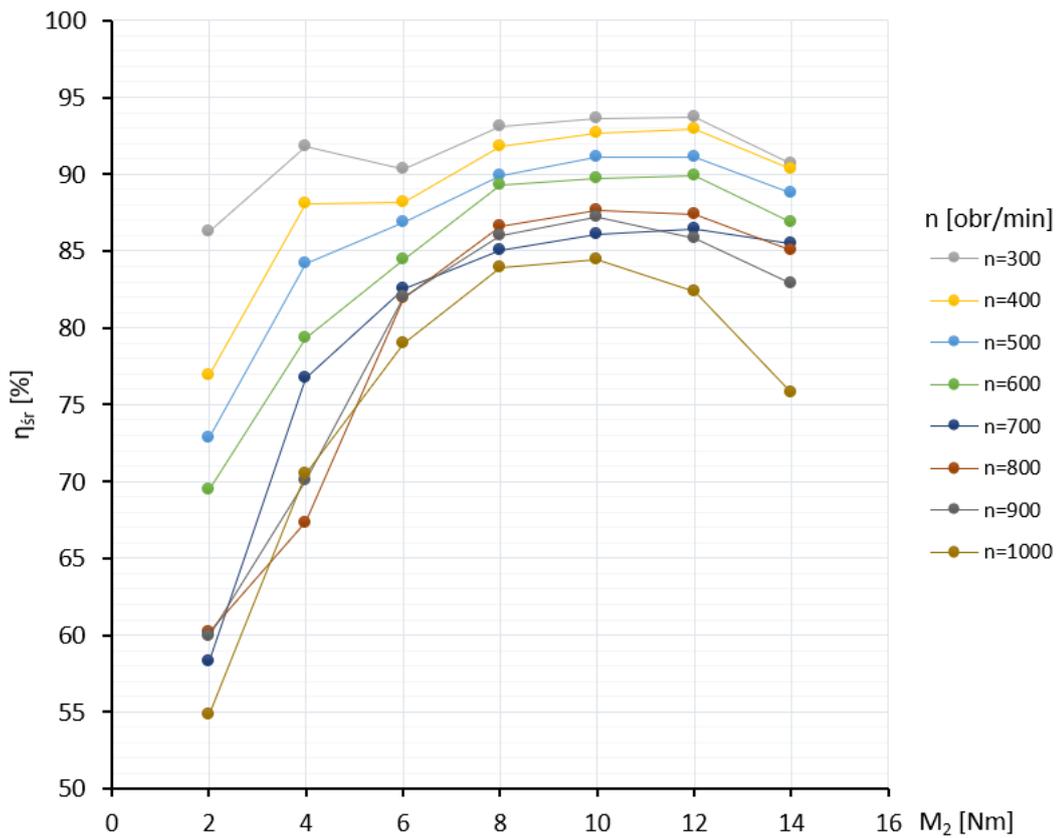
Analizując wykresy sprawności i współczynnika $CoV(M_2)$ uzyskane podczas badań przekładni o różnej wartości mimośrodu, można zauważyć, że:

- przekładnia pracowała z większą sprawnością przy mniejszych prędkościach obrotowych wału wejściowego,
- w przypadku przekładni o mimośrodzie $e = 1,5$ mm sprawność rosła wraz ze wzrostem obciążenia i osiągała maksimum przy obciążeniu $M_2 = 10-12$ Nm, natomiast dla większego obciążenia wartość sprawności malała. Taka tendencja była widoczna dla każdej badanej prędkości obrotowej n_1 , a w przypadku większych wartości mimośrodu jedynie dla prędkości obrotowych z zakresu 700-1000 obr/min,
- dla prędkości obrotowych z zakresu 300-600 obr/min wpływ mimośrodu na sprawność nie był jednoznacznie zauważalny, natomiast porównując przebiegi sprawności otrzymane dla prędkości obrotowych rzędu 700-1000 obr/min, można wnioskować, że wraz ze wzrostem mimośrodu sprawność przekładni maleje,

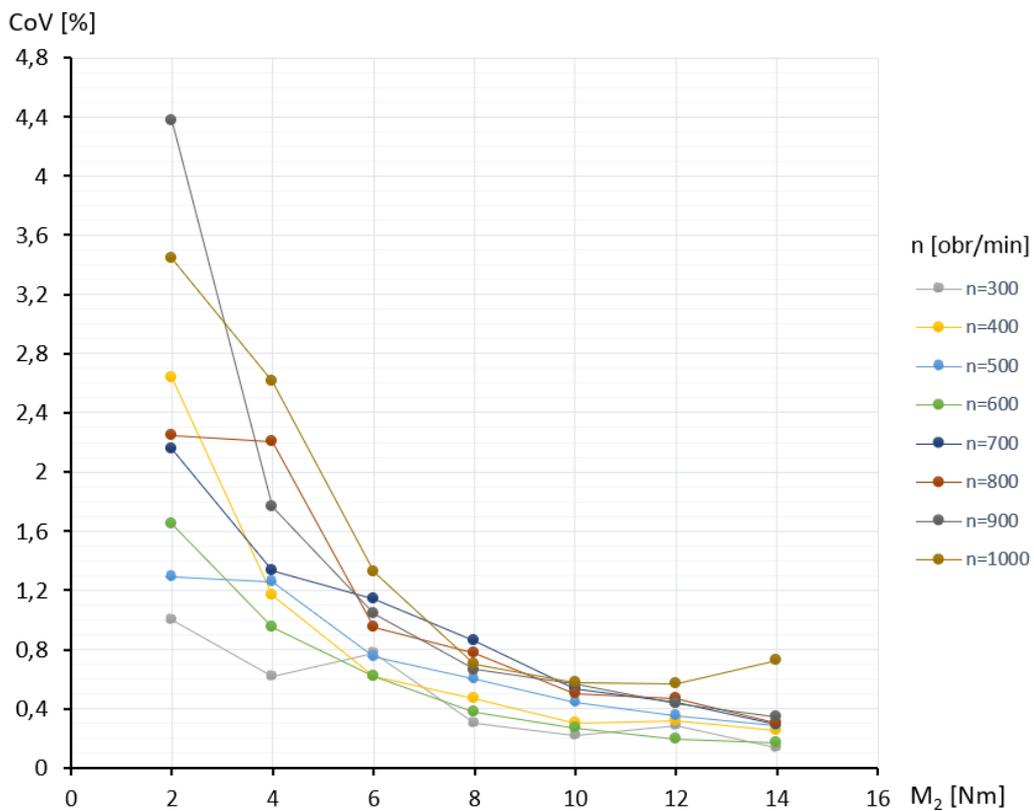


Rys. 8.15. Pakiet zespołów mimośrodowych na potrzeby badań tocznej przekładni mimośrodowej:
 1 – zespół mimośrodowy o wartości $e = 1,5$ mm, 2 – łożyska kulkowe 61804-2RS, tuleje
 mimośrodowe o wartości $e = 2,5$ mm

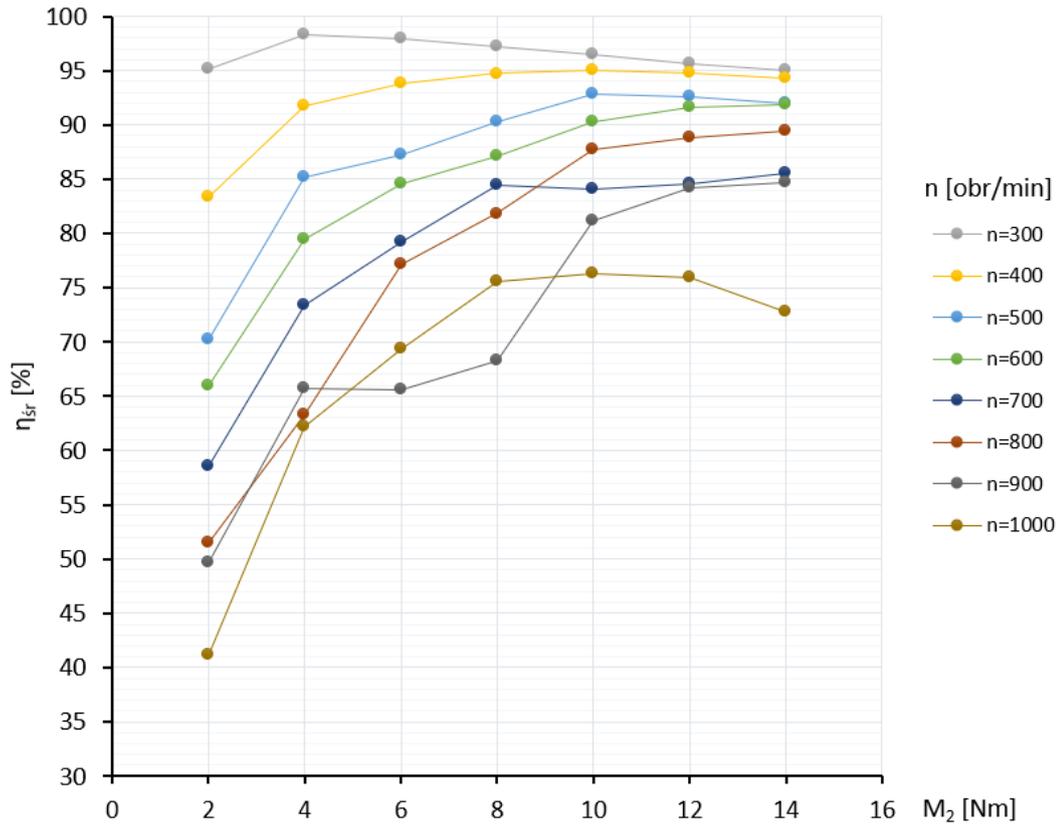
- najmniejszą sprawność przy obciążeniu $M_2 = 12$ Nm (wynoszącą 76%) zarejestrowano podczas badania przekładni o przełożeniu 13 i prędkości obrotowej $n_1 = 1000$ obr/min,
- największą sprawność przy obciążeniu $M_2 = 12$ Nm (wynoszącą 96%) odnotowano w przypadku przekładni o mimośrodku $e = 2,5$ mm przy prędkości obrotowej $n_1 = 300$ obr/min, jednak należy uwzględnić, że:
- przekładnia z tulejami o największej wartości mimośrodu ($e = 2,5$ mm) charakteryzowała się największą nierównomiernością transmisji napędu, o czym świadczą większe wartości współczynnika $CoV(M_2)$ w porównaniu do przekładni z mniejszym mimośrodem,
- przekładnia o mimośrodku $e = 1,5$ mm pracowała z największymi błędami transmisji napędu przy prędkościach 900 i 1000 obr/min, o mimośrodku $e = 2$ mm przy prędkościach 800 i 1000 obr/min, a o mimośrodku $e = 2,5$ mm przy prędkości 1000 obr/min. Na tej podstawie trudno wskazać, czy większy wpływ na wyniki badań miał kształt zarysu koła krzywkowego wynikający z przyjętej wartości mimośrodu, czy też błędy wykonania kół,
- w każdym z badanych przypadków wzrost wartości obciążenia wpływał korzystnie na równomierność pracy przekładni.



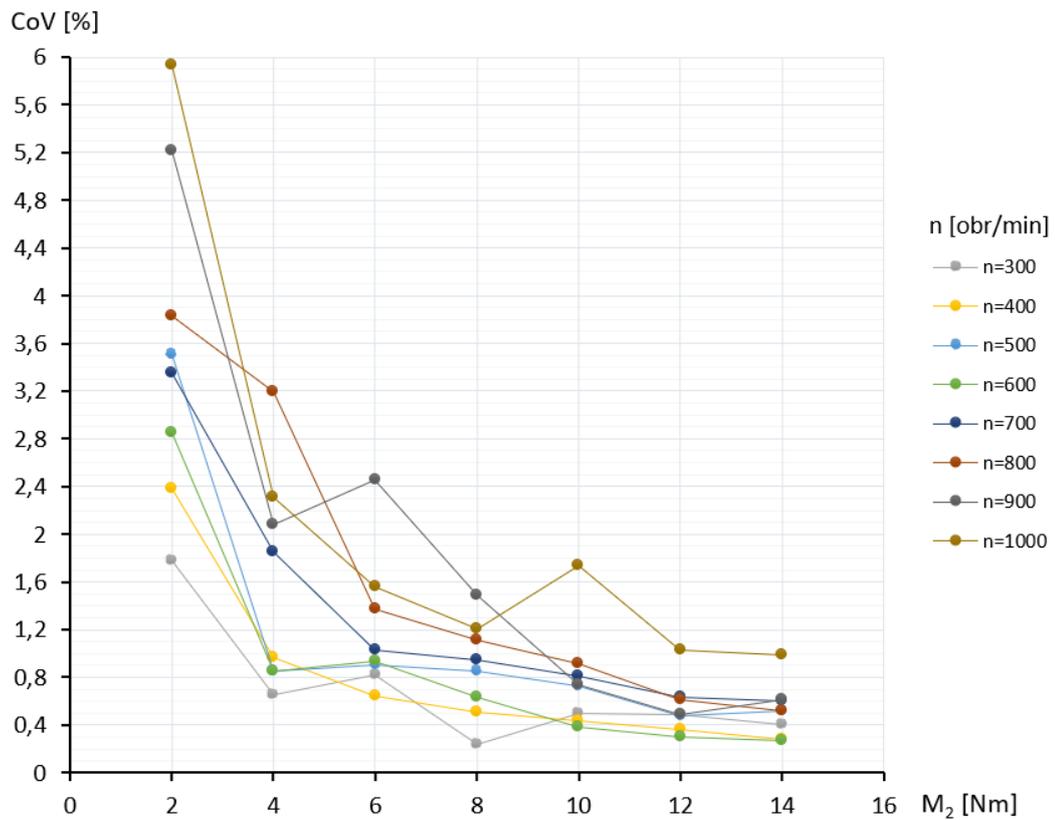
Rys. 8.16. Wyniki badania sprawności prototypu tocznej przekładni mimośrodowej o przełożeniu $i = 10$ i mimośrodku $e = 1,5$ mm



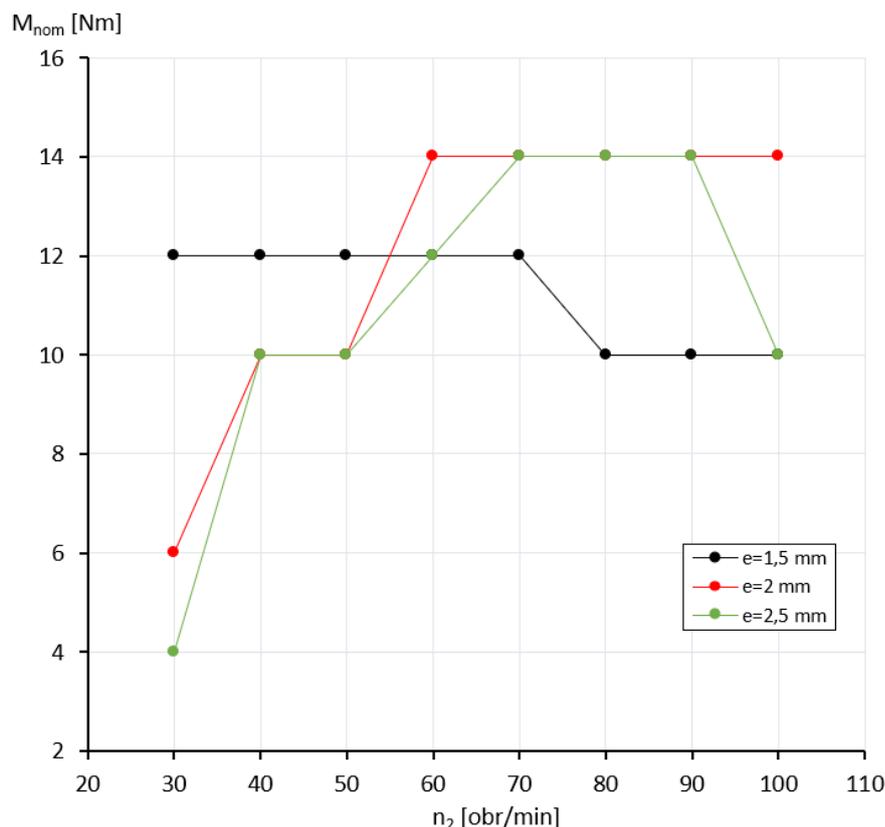
Rys. 8.17. Współczynnik zmienności $CoV(M_2)$ dla wyników badania sprawności prototypu tocznej przekładni mimośrodowej o przełożeniu $i = 10$ i mimośrodku $e = 1,5$ mm



Rys. 8.18. Wyniki badania sprawności prototypu toczonej przekładni mimośrodowej o przełożeniu $i = 10$ i mimośrodku $e = 2,5$ mm



Rys. 8.19. Współczynnik zmienności $CoV(M_2)$ dla wyników badania sprawności prototypu toczonej przekładni mimośrodowej o przełożeniu $i = 10$ i mimośrodku $e = 2,5$ mm



Rys. 8.20. Charakterystyka mechaniczna prototypu przekładni w zależności od wartości mimośrodu

Na rysunku 11.20 przedstawiono wykres zależności momentu nominalnego przekładni od prędkości obrotowej wału wyjściowego (analogicznie do rys. 8.14). Widoczna jest wyraźna różnica w przebiegu charakterystyki mechanicznej przekładni o mimośrodku $e = 1,5$ mm, która świadczy o zbliżonych przebiegach sprawności dla każdej z badanych prędkości obrotowych (rys. 8.16).

8.6. Wpływ materiału kół krzywkowych na działanie przekładni

Opisane w poprzednich paragrafach wyniki badań przekładni wyposażonej w koła krzywkowe z tworzywa sztucznego, w ocenie autora, nie dają pełnej informacji o możliwych do uzyskania parametrach użytkowych tocznej przekładni. Wynika to m.in. z właściwości mechanicznych poliamidu, pożądaných ze względu na zdolność do tłumienia drgań, lecz mających negatywny wpływ m.in. na dopuszczalne obciążenie. Z tego względu zdecydowano się przeprowadzić badania eksperymentalne prototypu ze stalowym kołem krzywkowym (opisanym w rozdziale 7.2).

Badaniom poddano przekładnię wyposażoną w stalowe koło krzywkowe o parametrach geometrycznych jak w tab. 5.2. Zakres obciążeń wału wyjściowego oraz prędkości obrotowych wału wejściowego przyjęto tak, aby móc dokonać bezpośredniego porównania uzyskanych wyników z rezultatami badań przedstawionymi na rys. 8.10 i 8.11. Ze względów eksploatacyjnych dokonano zmian w prototypie przekładni, wymieniając obustronnie osłonięte łożyska zespołów mimośrodkowych (2RS) na łożyska nieosłonięte. Ponadto, zdecydowano się zastosować smarowanie zanurzeniowe olejem przekładniowym, którego parametry przedstawiono w tabeli 8.3. Ilość środka smarnego została określona w oparciu o zasady

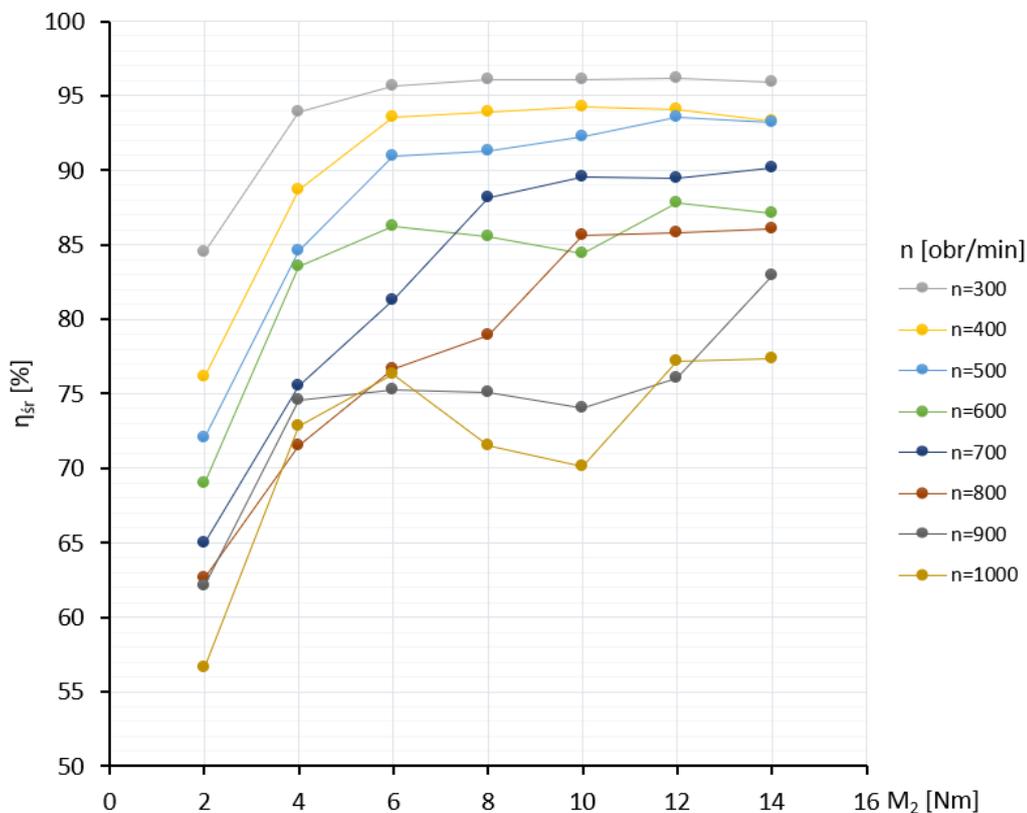
obowiązujące dla przekładni zębatych [122] tak, aby koło krzywkowe było zanurzone w oleju na głębokość (rys. 4.7):

$$h = R_E - R_I + 5 \text{ [mm]}. \quad (8.3)$$

Tabela. 8.3. Parametry zastosowanego oleju przekładniowego

| Klasa jakości wg API | Klasa lepkości wg SAE | Lepkość kinematyczna w temp. 100°C [mm ² /s] | Wskaźnik lepkości | Temperatura płynięcia [°C] |
|----------------------|-----------------------|---|-------------------|----------------------------|
| GL-4 | 80W-90 | 15,6 | 104 | -30 |

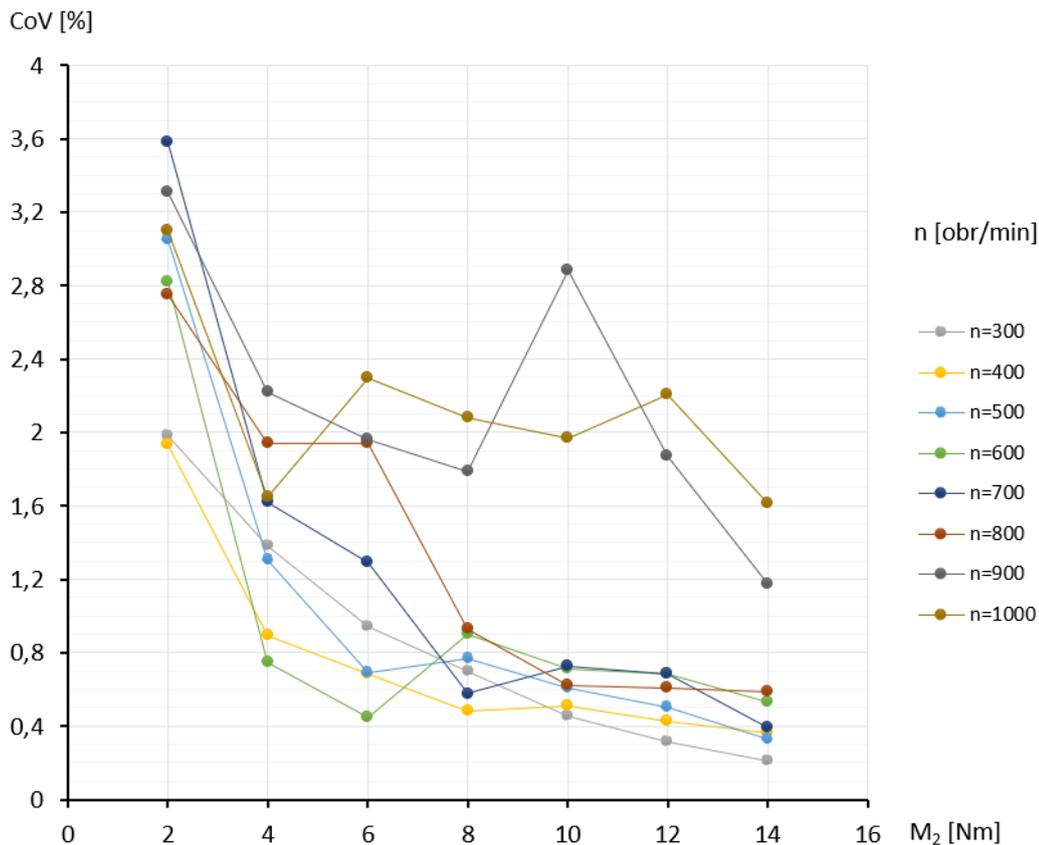
Rysunek 8.21 przedstawia wykresy sprawności przekładni w funkcji obciążenia wału wyjściowego przy różnych prędkościach obrotowych wału wejściowego, natomiast zarejestrowane wartości współczynnika zmienności $CoV(M_2)$ pokazano na rysunku 8.22.



Rys. 8.21. Wyniki badania sprawności prototypu przekładni o przełożeniu $i = 10$ i mimośrodku $e = 2$ mm z kołem krzywkowym ze stali C45

Porównując ze sobą wyniki badań przekładni wyposażonej w stalowe koło krzywkowe i prototypu z kołem z poliamidu, można zauważyć, że:

- w przypadku obu zbadanych kół różnice w przebiegu wykresów sprawności są nieznaczne,
- dla wszystkich zbadanych prędkości obrotowych wału wejściowego wzrost sprawności przy obciążeniu przekładni z zakresu $M_2 = 2-6$ Nm był bardziej gwałtowny w przypadku prototypu z kołem stalowym,



Rys. 8.22. Współczynnik zmienności $CoV(M_2)$ dla wyników badania sprawności prototypu przekładni o przełożeniu $i = 10$ i mimośrodku $e = 2$ mm z kołem krzywkowym ze stali C45

- w obu przypadkach największą sprawność zarejestrowano przy mniejszych prędkościach obrotowych wału wejściowego,
- przy prędkościach obrotowych wału wejściowego z zakresu $n_1 = 300-800$ obr/min przekładnia z kołem stalowym odznaczała się sprawnością większą o kilka punktów procentowych w porównaniu do przekładni z kołem poliamidowym,
- podczas badań prototypu ze stalowym kołem krzywkowym najmniejszą wartość sprawności (wynoszącą 70%) zmierzono przy obciążeniu $M_2 = 10$ Nm i prędkości obrotowej $n_1 = 1000$ obr/min, natomiast największą (wynoszącą 96%) przy obciążeniu $M_2 = 12$ Nm i prędkości obrotowej $n_1 = 300$ obr/min, przy czym:
- analizując wykres $CoV(M_2)$ dla prototypu z kołem stalowym można zauważyć, że przekładnia pracowała z największymi błędami transmisji napędu przy prędkościach obrotowych wału wejściowego 900 i 1000 obr/min (zwłaszcza przy $M_2 = 10$ Nm i $n_1 = 1000$ obr/min), a uzyskane przy tych prędkościach wartości współczynnika zmienności są zdecydowanie większe niż w przypadku przekładni z kołem krzywkowym wykonanym z poliamidu.
- przy prędkościach obrotowych wału wejściowego z zakresu $n_1 = 300-800$ obr/min wykresy współczynników zmienności dla obu badanych kół krzywkowych nie różnią się znacząco, co świadczy o zbliżonej równomierności przenoszenia napędu.

9. WNIOSKI

Nieustanny rozwój dziedziny napędów współczesnych maszyn i urządzeń owocuje nowymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi przekładni mechanicznych i doskonaleniem tych istniejących. Można zaobserwować pewne trendy zmierzające do poprawy właściwości eksploatacyjnych napędów, czego przykładem są liczne prace nad przekładniami wyposażonymi w elementy toczne pośredniczące w przekazywaniu napędu.

W pracy zaprezentowano oryginalną koncepcję tocznej przekładni mimośrodowej, objętej zastrzeżeniami patentowymi [99, 114], stanowiącej swoiste połączenie idei przekładni cykloidalnej i przekładni walcowej zębatej. Celem opisanych prac badawczych było opracowanie podstaw teoretycznych nowej przekładni, skonstruowanie funkcjonalnego prototypu, przygotowanie technologii jego wykonania oraz przeprowadzenie badań symulacyjnych i eksperymentalnych. Wszystkie podjęte działania zmierzały do uzyskania odpowiedzi na pytanie, czy toczna przekładni mimośrodowa będzie swoimi osiągnięciami dorównywać przekładniom mechanicznym dostępnym na rynku, a tym samym, czy będzie stanowić ciekawą alternatywę dla istniejących już rozwiązań.

W ramach prac badawczych:

- 1) dokonano szczegółowego przeglądu literatury, mającego na celu zgromadzenie możliwie jak największej wiedzy dotyczącej istniejących rozwiązań konstrukcyjnych przekładni z elementami tocznymi pośredniczącymi w przekazywaniu napędu,
- 2) przeprowadzono analizę geometryczną, kinematyczną i wytrzymałościową przekładni, stanowiące podstawy do opracowania konstrukcji prototypu,
- 3) dokonano symulacyjnej weryfikacji przyjętego modelu naprężeń w miejscu styku głównych komponentów przekładni posługując się Metodą Elementów Skończonych,
- 4) opracowano konstrukcję prototypu umożliwiającą przeprowadzenie badań doświadczalnych tocznej przekładni mimośrodowej w różnych wariantach konfiguracji przełożenia i mimośrodów,
- 5) przeprowadzono badania mające na celu wybór takich technologii wykonania komponentów składowych przekładni, które zapewnią wymaganą dokładność wymiarowo-kształtową,
- 6) zrealizowano badania eksperymentalne różnych konfiguracji prototypu przekładni na zbudowanym uprzednio stanowisku.

9.1. Wnioski ogólne

Na podstawie wyników badań i analiz sformułowano następujące wnioski o charakterze ogólnym:

1. Przeprowadzona analiza wytrzymałościowa przekładni wykazała, że czynnikiem w największym stopniu ograniczającym dopuszczalne obciążenie tocznej przekładni mimośrodowej są wartości naprężeń w miejscu styku łożyska zespołu mimośrodowego z powierzchnią czynną koła krzywkowego. Potwierdzeniem tego są zaobserwowane podczas badań eksperymentalnych trwałe uszkodzenia powierzchni kół, niezależnie od materiału użytego do ich wykonania.
2. Na podstawie badań doświadczalnych stwierdzono dużą wrażliwość tocznej przekładni mimośrodowej na błędy wykonania i montażu jej komponentów składowych.

Przeprowadzona analiza statystyczna uzyskanych wyników pozwala stwierdzić, że ze względu na zapewnienie równomiernego przenoszenia napędu oraz ograniczenie drgań występujących podczas pracy korzystne jest użytkowanie przekładni przy możliwie małych prędkościach obrotowych i obciążeniu zbliżonym do nominalnego.

3. Analiza wyników pomiarów kół krzywkowych wykonanych z różnych materiałów i ich zestawienie z rezultatami badań eksperymentalnych potwierdzają tezę, że przekładnia wyposażona w stalowe koło krzywkowe jest bardziej wrażliwa na błędy wykonania komponentów składowych niż przekładnia z kołami z tworzywa sztucznego, przy czym należy pamiętać, że rodzaj użytego materiału w największym stopniu wpływa na wartość dopuszczalnego obciążenia przekładni (ze względu na naprężenia kontaktowe), a także na jej trwałość.
4. Ze względu na sprawność przekładni korzystne jest stosowanie stalowych kół krzywkowych.
5. Zaobserwowano, że wzrost wartości przełożenia i mimośrodu powoduje zmniejszenie dopuszczalnego obciążenia przekładni, a także wpływa niekorzystnie na równomierność przenoszenia napędu oraz sprawność.

9.2. Wnioski szczegółowe

6. W wyniku badań symulacyjnych i eksperymentalnych stwierdzono, że w analitycznym modelu rozkładu naprężeń na powierzchniach czynnych kół krzywkowych przyjęto błędne założenie, że moment obrotowy jest przenoszony równomiernie przez poszczególne pary zespół mimośrodowy – koło krzywkowe. W rzeczywistości napęd jest zawsze przenoszony tylko przez jedną taką parę, co wynika z błędów wykonania komponentów przekładni i ich montażu.
7. Celem zmniejszenia naprężeń we wspomnianych powyżej obszarach należy właściwie określić podstawowe parametry geometryczne przekładni. Zakładając niezmienną wartość odległości między osiami wałów przekładni korzystnym jest przyjęcie możliwie małej wartości mimośrodu oraz małego przełożenia, przy jednoczesnym zwiększeniu szerokości kół krzywkowych. Należy jednak pamiętać, że zbyt małe wartości ww. parametrów mogą powodować zmniejszanie promienia krzywizny zarysu koła krzywkowego, zwiększając ryzyko nieciągłości w transmisji napędu (rys. 5.12).
8. Analizując wyniki badania sprawności tocznej przekładni mimośrodowej można dojść do wniosku, że w łożyskach zespołów mimośrodowych i wałów przekładni występują największe straty mocy. Na podstawie modelu opracowanego przez firmę *SKF* [84] oraz badań eksperymentalnych stwierdzono, że w przypadku zespołów mimośrodowych kluczowe znaczenie mają straty mocy w uszczelnieniach łożysk. Tym samym korzystnym jest stosowanie łożysk nieosłoniętych (gdy przekładnia jest smarowana olejem) bądź osłoniętych blachą.
9. Na podstawie wyników badań sprawności przekładni wyposażonej w koła krzywkowe z różnych materiałów można stwierdzić, że przekładnia ze stalowymi kołami, w której zastosowano nieosłonięte łożyska w zespołach mimośrodowych oraz smarowanie zanurzeniowe olejem przekładniowym generuje straty mocy na porównywalnym poziomie co przekładnia z kołami krzywkowymi wykonanymi z poliamidu (domieszkowanego

dwusiarczkiem molibdenu, co eliminuje konieczność stosowania dodatkowego smarowania), w której łożyska zespołów mimośrodowych są obustronnie osłonięte silikonową uszczelką.

10. Większy wpływ na sprawność i równomierności pracy przekładni ma dokładność wymiarowo-kształtowa koła krzywkowego niż materiał, z którego zostało ono wykonane.

9.3. Podsumowanie i kierunki dalszych badań

Powyższe wnioski i obserwacje jednoznacznie wskazują, jak wielowątkowym i skomplikowanym jest proces opracowywania funkcjonalnego prototypu tocznej przekładni mimośrodowej. Trudno także określić potencjał wdrożeniowy zaprezentowanej przekładni bez porównania jej osiągnięć z parametrami technicznymi innych przekładni dostępnych na rynku. W tym celu – na podstawie tab. 3.4 i 3.5 – opracowano zestawienie przekładni mechanicznych o przełożeniu zbliżonym do przełożenia nominalnego prototypu (tab. 9.1). Sprawność tocznej przekładni mimośrodowej jest porównywalna z innymi przekładniami, natomiast pod względem obciążenia nominalnego swoimi parametrami ustępuje ona nieznacznie przekładniom planetarnym i kulkowym falowym, a w stopniu znaczącym walcowym, cykloidalnym i przekładniom z zębniakiem tocznym, Ponadto prezentowany w pracy prototyp charakteryzuje się stosunkowo dużymi wymiarami gabarytowymi i dużą masą, jednak należy wziąć pod uwagę fakt, że na etapie jego konstruowania te kryteria miały marginalne znaczenie.

Tabela 9.1. Porównanie parametrów technicznych wybranych przekładni mechanicznych o przełożeniu redukującym i ≈ 10

| Rodzaj przekładni | Producent, model | Przełożenie | Obciążenie nominalne [Nm] | Maks. wymiar gabarytowy [mm] | Masa [kg] | Sprawność przy obciążeniu nominalnym [%] |
|--------------------------------|----------------------------|-------------|---------------------------|------------------------------|-------------|--|
| walcowa | Kacperek HM-141 | 10,86 | 28 | ≈ 120 | 2,5 | 96 – 98% |
| planetarna | Li-Ming PB44 | 10 | 12 | ≈ 90 | 0,6 | 97% |
| ślimakowa | Kacperek MRA-02 | 10 | 9 | ≈ 90 | 1,2 | 83% |
| z zębniakiem tocznym | Nexen RPS12 | 11,2 | 106 | ≈ 430 | 20 | 99% |
| cykloidalna | Nabtesco GH-7 | 11,24 | 69 | ≈ 80 | 8 | 80-94% |
| kulkowa falowa | Kamo JFR60 | 10,5 | 8,5 | ≈ 80 | 1,1 | 70% |
| toczna przekładnia mimośrodowa | Mat. koła: C45 e = 2 mm | 10 | 9* | ≈ 150 | ≈ 6 | 76-96 % ** |

* wynika z warunku na naprężenia kontaktowe

** w zależności od prędkości obrotowej

Reasumując można stwierdzić, że koncepcja tocznej przekładni mimośrodowej może stanowić wartościową alternatywę dla innych przekładni mechanicznych, szczególnie w aplikacjach nie wymagających dużych prędkości obrotowych i obciążeń, a duża sprawność i względnie duża równomierność pracy przy obciążeniu nominalnym należą do jej największych zalet. Należy także pamiętać, że przedstawione wyniki prac badawczych są jedynie podstawą do opracowania konstrukcji przekładni możliwej do potencjalnej aplikacji w warunkach przemysłowych, a szczególną uwagę należy poświęcić zagadnieniom związanym z precyzyjnym wytwarzaniem kół krzywkowych.

Plan dalszych badań zakłada opracowanie analitycznego modelu sprawności tocznej przekładni mimośrodowej, a także kontynuację badań prototypu, szczególnie w kierunku sztywności skrętnej. Ponadto planuje się przeprowadzenie procesu optymalizacji parametrów geometrycznych i konstrukcyjnych przekładni, celem redukcji naprężeń w miejscu styku zespołów mimośrodowych z kołem krzywkowym, a tym samym zwiększenia wartości dopuszczalnego obciążenia. Zagadnieniem wartym dogłębnej analizy jest także modyfikacja zarysu kół krzywkowych w celu zwiększenia równomierności pracy przekładni.

W kręgu zainteresowań autora są także inne, unikalne rozwiązania konstrukcyjne przekładni tocznych, zwłaszcza o zmiennym przełożeniu, mogące stanowić ciekawy obiekt przyszłych badań.

Literatura:

- [1] ANSI/AGMA Standard 110.04.
- [2] Armillotta A., *Tolerance Analysis of Gear Trains by Static Analogy*, Mechanism and Machine Theory, vol. 135 (2019), s. 65-80.
- [3] Ballard R.N., *Roller Cam Assembly*, patent US 6902507, 2002.
- [4] Bartoszewicz J., *Przekładnie Cierne*, PWN, Warszawa 1984.
- [5] Bednarczyk S., *Określenie Geometrii Koła Zębatego w Obiegowej Przekładni Cykloidalnej*, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Seria Transport, z.82 (2014), s. 29-39.
- [6] Biermann T., *Spur Wheel Differential with a Planetary Gear*, patent US 20080182703, 2008.
- [7] Blagojevic M., Kocic M., Marjanovic N., Stojanovic B., Dordevic Z., Ivanovic L., Marjanovica V., *Influence of the Friction on the Cycloidal Speed Reducer Efficiency*, Journal of the Balkan Tribological Association, vol. 18, nr 2 (2012), s. 217-227.
- [8] Bouquet J., Hensgen L., Klink A., Jacobs T., Klocke F., Lauwers B., *Fast Production of Gear Prototypes – A Comparison of Technologies*, Procedia CIRP, vol. 14 (2014), s. 77-82.
- [9] Boyko J.G., Brackett G.E., *Roller Worm Drives and Roller Wheels for Use Therein*, patent US 4833934, 1989.
- [10] Brezeanu L. C., *Contact Stresses Between Two Cylindrical Bodies: Cylinder and Cylindrical Cavity with Parallel Axes – Part I: Theory and FEA 3D Modeling*, Procedia Technology, vol. 19 (2015), s. 169-176.
- [11] Brezeanu, L.C., *Contact Stresses Between Two Cylindrical Bodies – Cylinder and Cylindrical Cavity with Parallel Axes – Part II: 2D and 3D FEA Comparative Study*, Procedia Technology, vol. 19 (2015), s. 177-184.
- [12] Brian L., *Bevel Ring Gear with Integrated Planetary Differential*, patent US 20170284524, 2017.
- [13] Bronsztejn I.N., Siemiendajew K.A., Musiol G., Mühlig H., *Nowoczesne Kompendium Matematyki*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2007.
- [14] Chen B., Zhong H., Liu J., Li C., Fang T., *Generation and Investigation of a New Cycloid Drive with Double Contact*, Mechanism and Machine Theory, nr 49 (2012), s. 270-283.
- [15] Childs P., *Mechanical Design Engineering Handbook*, Butterworth-Heinemann, Oxford 2014.
- [16] Chmurawa M., *Obiegowe Przekładnie Cykloidalne z Modyfikacją Zazębienia*, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika, z. 140, Gliwice 2002.
- [17] Cisek R., Lin J., White R. J., *Tooth Profile for a High Contact Ratio Spur Gear*, patent US 20080115610, 2006.
- [18] Cotețiu R., Cotețiu A., Ungureanu N., Alexandrescu M., *Comparative Analysis of Theoretical and Experimental Values of Rolling Worm Gears Efficiency*, Scientific Bulletin, Serie C, Fascicle: Mechanics, Tribology, Machine Manufacturing Technology, vol. 23, nr 100 (2009) s. 41-44.
- [19] Delkosh M., Saadat Foumani M., Boroushaki M., Ekhtiari M., Dehghani M., *Geometrical Optimization of Half Toroidal Continuously Variable Transmission Using Particle Swarm Optimization*, Scientia Iranica B, vol. 18, nr 5 (2011), s. 1126-1132.
- [20] Diez-Ibarbia A., Fernandez-del-Rincon A., de-Juan A., Iglesias M., Garcia P., Viadero F., *Frictional Power Losses on Spur Gears With Tip Reliefs. The Friction Coefficient Role*, Mechanism and Machine Theory, nr 121 (2018), s. 15-27.
- [21] Diez-Ibarbia A., Fernández del Rincón A., Iglesias M., De Juan A., García P., Viadero F., *Efficiency Analysis of Shifted Spur Gear Transmissions*, New Trends in Mechanism and Machine Science, From Fundamentals to Industrial Applications, Mechanisms and Machine Science, Springer, Bazylea 2015.
- [22] Duan L., An Z., Yang R., Fu Z., *Mechanical Model of Coupling Rolling and Sliding Friction in Real-Time Non-Clearance Precision Ball Transmission*, Tribology International, nr 103 (2016), s. 218-227.
- [23] Dudziak M., *Przekładnie Cięgnowe*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1997.
- [24] *Encyklopedia PWN*, encyklopedia.pwn.pl, dostęp 22.04.2020.
- [25] Frink M.P., Shinzing S.W., *CVT Variator Ball and Method of Construction Thereof*, patent US 20140274552, 2014.
- [26] Gamez-Montero P.J., Antoniuk P., Castilla R., Freire J., Krawczyk J., Strzycki J., Codina E., *Magnet-Sleeve-Sealed Mini Trochoidal-Gear Pump Prototype with Polymer Composite Gear*, Energies, nr 10 (2017), s. 1458.

- [27] Gamez-Montero P.J., Castilla R., Khamashta M., Codina E., *Contact Problems of a Trochoidal-Gear Pump*, International Journal of Mechanical Sciences, vol. 48, nr 12 (2006), s. 1471-1480.
- [28] Ghariblu H., Behroozirad A., Madandar A., *Traction and Efficiency Performance of Ball Type CVTs*, International Journal of Automotive Engineering, vol. 4, nr 2 (2014), s. 738-748.
- [29] Golovin A., Lafitsky A., Simuskhin A., *Experimental and Theoretical Research of Cams Wearing of Cams Mechanism*, Proceedings of EUCOMES 08, vol. 11, nr 6 (2017), s. 1-17.
- [30] Gonzalez-Perez I., Fuentes-Aznar A., *Implementation of a Finite Element Model for Stress Analysis of Gear Drives Based on Multi-Point Constraints*, Mechanism and Machine Theory, vol. 117 (2017), s. 35-47.
- [31] Grajdek R., *Uzębienia Czołowe. Podstawy Teoretyczne Kształtowania i Nowe Zastosowania*, Wydawnictwo Politechniki. Poznańskiej, Poznań 2000.
- [32] Gravagno F., Mucino V.H., Ettore Pennestri E., *Influence of Wave Generator Profile on the Pure Kinematic Error and Ccentrodes of Harmonic Drive*, Mechanism and Machine Theory, nr 104 (2016), s. 100-117.
- [33] Gray A., Abbena E., Salamon S., *Modern Differential Geometry of Curves and Surfaces with Mathematica®*, Chapman & Hall/CRC, Boca Raton 2006.
- [34] Grzesik W., *Advanced Machining Processes of Metallic Materials. Theory, Modelling and Applications*. 2nd ed., Amsterdam, Cambridge, Oxford 2017.
- [35] Guttinger H., *Eccentric Gear System*, patent US 5324240, 1993.
- [36] Habibi M., Arezoo B., Nojehdeh M.V., *Tool Deflection and Geometrical Error Compensation by Tool Path Modification*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 54, nr 6 (2011), s. 439-449.
- [37] Han L., Guo F., *Global Sensitivity Analysis of Transmission Accuracy for RV-Type Cycloid-Pin Drive*, Journal of Mechanical Science and Technology, vol. 30, nr 3 (2016), s. 1225-1231.
- [38] Hayasaka E., *Noiseless Spur Gears*, patent US 4109545, 1977.
- [39] Hein D., Kilber A., *Motion Control Device*, patent US 20140083221, 2014.
- [40] Hirao W., Yamada S., *Straight Bevel Gear with Spherical Involute Configuration*, patent EP 2988025, 2015.
- [41] Hiratsuka K., Kavoussi L., *Ball Worm Gear*, patent WO1996012901, 1996.
- [42] Hofmann D., *Precision Indexing Table Including Harmonic Drive*, patent US 5042322, 1991.
- [43] Hsieh C.F., *Traditional vs Improved Designs for Cycloidal Speed Reducers with a Small Tooth Difference: The Effect on Dynamics*, Mechanism and Machine Theory, nr 86 (2015), s. 15-35.
- [44] Huang C.H., Tsai S.J., *A Study on Loaded Tooth Contact Analysis of a Cycloid Planetary Gear Reducer Considering Friction and Bearing Roller Stiffness*, Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing, vol. 11, nr 6 (2017), s. 1-17.
- [45] Huang X., Hu S., Zhang Y., Xu Y., *A Method to Determine Kinematic Accuracy Reliability of Gear Mechanisms with Truncated Random Variables*, Mechanism and Machine Theory, vol. 92 (2015), s. 200-213.
- [46] Hubertus F., *Webless Planetary Gear Set*, patent US 20120220418, 2012.
- [47] Huo F., Poo A. N., *Improving Contouring Accuracy by Using Generalized Cross-Coupled Control*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 63 (2011), s. 49-57.
- [48] Hwang S.C., Lee J.H., Lee D.H., Han S.H., Lee K.H., *Contact Stress Analysis for a Pair of Mating Gears*, Mathematical and Computer Modelling, vol. 57 (2013), s. 40-49.
- [49] Ianici S., Ianici D., *Constructive Design and Dynamic Testing of the Double Harmonic Gear Transmission*, The Annals of „Eftimie Murgu” University Reșița, vol. 22, nr 1 (2015), s. 231-238.
- [50] Imase K., *Pin Roller Type Pinion Device*, patent US 20130031996, 2013.
- [51] Imase K., *Speed reduction device*, patent EP 0492760, 1990.
- [52] International standard ISO 6336-2. *Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears – Part 5: Calculation of Surface Durability (Pitting)*, (2006), s. 1-28.
- [53] International standard ISO 6336-5. *Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears – Part 5: Strength and Quality Of Materials*, (2006), s. 1-43.
- [54] Isuzu Motors LTD, *Toroidal Continuous Variable Transmission*, patent EP 0942199, 1999.
- [55] Ivanović L., Devedžić G., Čuković S., Mirić N., *Modeling of the Meshing of Trochoidal Profiles with Clearances*, Journal of Mechanical Design, vol. 134, issue 4 (2012), s. 041003.

- [56] Jabbour T., Asmar G., *Tooth Stress Calculation of Metal Spur and Helical Gears*, Mechanism and Machine Theory, vol. 92 (2015), s. 375-390.
- [57] Jagiełowicz P.E., *The Direct Solid Method of Geometry Analysis of the Globoidal Worm Gear with the Rotary Teeth*, Mechanik, nr 2/2018, s. 162-165.
- [58] Jammal A., Wang H., Rong Y., *Spur Gears Static and Dynamic Meshing Simulation and Tooth Stress Calculation*, MATEC Web of Conferences, vol. 26 (2015), s. 03001.
- [59] Jaśkiewicz Z., *Przekładnie Stożkowe i Hipoidalne*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1978.
- [60] Jones K.M., *Worm Gearing with Harmonic Drive or Strain Wave Gearing Primary*, patent US 20160084366, 2016.
- [61] Kacalak W., Budniak Z., Majewski M., *Przekładnia Ślimakowa Bezluzowa*, patent PL 228052, 2014.
- [62] Kacalak W., Budniak Z., Majewski M., *Przekładnia Ślimakowa Bezluzowa*, patent PL 228446, 2014.
- [63] Kazkaz G., Puppala M., Richard D., *Hybrid Enveloping Spiroid and Worm Gear*, patent US 20120000305, 2012.
- [64] Kolstrup A., *A Continuously Variable Gear Transmission*, patent WO2007077502, 2007.
- [65] Kowal A., Zalewski R., Spalek J., *Przekładnia Linowa, Zwłaszcza o Zwiększonym Kącie Opasania*, patent PL 178576, 1995.
- [66] Kowal M., *Sensorless Compensation System for Thermal Deformations of Ball Screws in Machine Tools Drives*, Archives of Mechanical Technology and Materials, vol. 36, nr 1 (2016), s. 1-6
- [67] Koziarski C., *Bezstopniowe Przekładnie Cierne. Ciągła Regulacja Przełożenia za Pomocą Tarcia Tocznych*, Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, Warszawa 2001.
- [68] Kudryavtsev V.N., *Planetary Transmissions*, 2nd Edition, Maszynostroje, Moskwa 1966.
- [69] Kumar N., Kosse V., Oloyede A., *A New Method to Estimate Effective Elastic Torsional Compliance of Single-stage Cycloidal Drives*, Mechanism and Machine Theory, nr 105 (2016), s. 185-198.
- [70] LaBate J., *Baveled Spur Gear*, patent US 4653340, 1986.
- [71] Lai T., *Geometric Design of Roller Drives with Cylindrical Meshing Elements*, Mechanism and Machine Theory, nr 40 (2005), s. 55-67.
- [72] Lawrowski Z., *Tribologia. Tarcie, Zużywanie i Smarowanie*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008.
- [73] Lee I., Kim M., Elber G., *Planar Curve Offset Based on Circle Approximation*, Computer-Aided Design, nr 28 (1996), s. 617-630.
- [74] Legutko S., *Podstawy Eksploatacji Maszyn*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2002.
- [75] Lei L., Shi X., Guan T., *Finite Element Analysis for Cycloid Gear and Pin Teeth of FA Cycloid Drive Based on ANSYS*, Applied Mechanics and Materials, vol. 215-216 (2012), s. 1197-1200.
- [76] Li S., *Design and Strength Analysis Methods of the Trochoidal Gear Reducers*, Mechanism and Machine Theory, vol. 81 (2014), s.140-154.
- [77] Li S., *Effects of Machining Errors, Assembly Errors and Tooth Modifications on Loading Capacity, Load-Sharing Ratio and Transmission Error of a Pair of Spur Gears*, Mechanism and Machine Theory, vol. 42 (2007), s. 698-726.
- [78] Li X.Y., Wang N.N., Lv Y.G., Zeng, Q.L., Hidenori K., *Tooth Profile Modification and Simulation Analysis of Involute Spur Gear*, International Journal of Simulation Modelling, vol. 15, nr 4 (2016), s. 649-662.
- [79] Lin K.S., Chan K.Y., Lee J.J., *Kinematic Error Analysis and Tolerance Allocation of Cycloidal Gear Reducers*, Mechanism and Machine Theory, vol. 124 (2018), s.73-91.
- [80] Lin W.S., Shih Y.P., Lee J.J., *Design of a Two-Stage Cycloidal Gear Reducer with Tooth Modifications*, Mechanism and Machine Theory, nr 79 (2014), s. 184-197.
- [81] Linke H., Börner J., Heß R., *Cylindrical Gears: Calculation – Materials – Manufacturing*, Carl Hanser Verlag, Monachium 2016.
- [82] Litvin F. L., Fuentes A., *Gear Geometry and Applied Theory. Second Edition*, The Press Syndicate of the University of Cambridge, Cambridge 2004.
- [83] Liu X-Z., Yong J-H., Zheng G-Q, Sun J-G., *An Offset Algorithm for Polyline Curves*, Computers in Industry, nr 58 (2007), s. 240–254.
- [84] *Łożyska toczne*. Katalog, Grupa SKF, 2014, s. 97-114.

- [85] Łuczak A., Mazur T., *Fizyczne Starzenie Elementów Maszyn*, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 1981.
- [86] Macyszyn Ł., Pabiszczak S., *Przekładnie Beztarciowe Jako Alternatywa dla Tradycyjnych Przekładni Zębatych*, *Mechanik*, nr 12/2016, s. 1770-1773.
- [87] Maekawa T., *An Overview of Offset Curves and Surfaces*, *Computer-Aided Design*, nr 31 (1999), s. 165-173.
- [88] Masaki N., *Loading Cam Mechanism for a Toroidal Type Continuously Variable Transmission Including Lubricating Means*, patent EP 0389790, 1990.
- [89] Medvecká-Beňová S., Trebuňa F., Frankovský P., *Stress Analysis of Eccentric Gear with Asymmetrical Profile of Teeth*, *American Journal of Mechanical Engineering*, vol. 4, nr 7 (2016), s. 390-393.
- [90] Merath T., Cuijpers M., Tiesler P., *Connection of a Planetary Gear Drive with the Spur Gear and/or Central Gear in an Automatic Transmission*, patent US US20090075778, 2008.
- [91] Migaszewski W., Janowska B., Migaszewski S., Migaszewski F., Migaszewski F., *Przekładnia Planetarna*, patent PL221732, 2012.
- [92] Mihailidis A., Athanasopoulos E., Agouridas K., *EHL Film Thickness and Load Dependent Power Loss of Cycloid Reducers*, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 230, nr 7-8 (2016), s. 1303-1317.
- [93] Mihailidis A., Athanasopoulos E., Okkas E., *Efficiency of a Cycloid Reducer*, *International Gear Conference*, Lyon (2014), s. 794-803.
- [94] Moon F., *Robert Willis and Franz Reuleaux: Pioneers in the Theory of Machines*, *Notes and Records of the Royal Society of London*, vol. 57, nr 2 (2003), s. 209-230.
- [95] Morris E., Walsh A., Vanselous J.S., Parys C.L., Tutas B.D., Morris T., *Cycloidal Magnetic Gear System*, patent WO2018071044, 2018.
- [96] Murakami Y., *Theory of Elasticity and Stress Concentration*, 1st edition, John Wiley & Sons, Ltd, Hoboken, New Jersey (USA) 2017.
- [97] Müller L., *Przekładnie Obiegowe*, PWN, Warszawa 1983.
- [98] Myszkowski A., Gessner A., Bartkowiak T., Olszewski J., Netter K., Staniek R., *Przekładnia Spiroidalna Toczna*, patent PL 229123, 2015.
- [99] Myszkowski A., Pabiszczak S., *Przekładnia Toczna Mimośrodowa*, patent PL 233610, 2017.
- [100] Nadolny K., *Tribologia Kół Zębatych. Zagadnienia Trwałości i Niezawodności*, Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 1999.
- [101] Netter K., *Ślimak Dwuskokowy oraz Sposób Wykonywania Ślimaka Dwuskokowego*, patent PL 212031, 2012.
- [102] Newall J.P., Cowperthwaite S., Hough M., Lee A.P., *Efficiency Modelling in the Full Toroidal Variator: Investigation into Optimisation of EHL Contact Conditions to Maximize Contact Efficiency*, *Tribology and Interface Engineering Series*, vol. 48 (2005), s. 245-255.
- [103] Nguyen B., *Worm, Worm Gear Wrench*, patent US 20070125203, 2007.
- [104] Nosal S., *Tribologia. Wprowadzenie do Zagadnień Tarcia, Zużywania i Smarowania*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2016.
- [105] Ochęduszek K., *Koła Zębate. Tom 1. Konstrukcja*, Wydawnictwo WNT, Warszawa 2012.
- [106] Ohta H., Kurita M., Kishi K., *Effects of Contact Ratio on Transmission Errors of Trochoidal Gears*, *Journal of Tribology*, vol. 136, nr 3 (2014), s. 031101.
- [107] Ondrasek J., *The Stress Distribution in the Contact Region of a Cam Mechanism General Kinematic Pair*, *Proceedings of the 4th MeTrApp Conference 2017, Mechanisms and Machine Science*, vol. 52 (2017), s. 99-108.
- [108] Ostapski W., *Przekładnie Falowe*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2011.
- [109] Osyczka A., *Toczna Przekładnia Ślimakowa*, patent PL 80405, 1976.
- [110] Ozaki S., Yamamoto Y., Yabe H., *Planetary Friction Gear Continuously Variable Transmission*, patent US 20140051540, 2014.
- [111] Ozel C., Ortac Y., *A Study on the Cutting Errors of the Tooth Profiles of the Cycloidal Gears Manufactured in CNC Milling Machine*, *International Journal of Materials and Product Technology*, vol. 53, nr 1 (2016), s. 42-60.
- [112] Pabiszczak S., *Przekładnia Toczna z Łańcuchem*, patent PL 230946, 2016.

- [113] Pabiszczak S., *Sposób Prowadzenia Elementów Tocznych w Przekładniach Spiroidalnych*, Mechanik, nr 8-9/2016, s. 1204-1205.
- [114] Pabiszczak S., Myszkowski A., Staniek R., *Przekładnia Toczna Mimośrodowa*, patent PL 233658, 2016.
- [115] Pabiszczak S., Myszkowski A., Staniek R., Macyszyn Ł., *Kinematic Analysis and Design of Eccentric Rolling Transmission*, Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, vol. 14 (2017), s. V014T07A013.
- [116] Pabiszczak S., Ptaszyński W., *Effect of Manufacturing Errors on the Operation of the Eccentric Rolling Transmission*, Advances in Science and Technology Research Journal, Vol. 14, nr 3 (2020), s. 213-222.
- [117] Pabiszczak S., Ptaszyński W., Staniek R., *The Impact of Manufacturing Accuracy of Selected Components on Contact Stress in the Eccentric Rolling Transmission*, Lecture Notes in Mechanical Engineering. Advances in Manufacturing II., Vol. 2 (2019), s. 176-187.
- [118] Pabiszczak S., Staniek R., *Investigation of Contact Stresses in the Eccentric Rolling Transmission*, International Journal of Simulation Modelling, vol. 19, nr 1 (2020), s. 41-52.
- [119] Pecorari P. A., *Lubricated Worm Gear Driven Slewing Bearing*, patent US 5957000, 1998.
- [120] Peikert M., Przystupa F.W., *Przekładnia Falowa*, patent PL 199933, 2001.
- [121] Petrescu P., Petrescu R., *High Efficiency Gears Synthesis by Avoid the Interferences*, Independent Journal of Management and Production, vol. 5, nr 2 (2014), s. 275-298.
- [122] *Podstawy Konstrukcji Maszyn*, praca zbiorowa pod redakcją M. Dietricha, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1999.
- [123] *Podstawy Konstrukcji Maszyn*, praca zbiorowa pod redakcją Z. Osieńskiego, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2002.
- [124] *Podstawy Konstrukcji Napędów Maszyn*, praca zbiorowa pod redakcją B. Branowskiego, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2007.
- [125] *Poradnik Mechanika. Tom II*, praca zbiorowa, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1984.
- [126] Quintana G., Ciurana J., *Chatter in Machining Processes: A Review*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 51, nr 5 (2012), s. 363-376.
- [127] Radzevich S. P., *Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture*, CRC Press Taylor & Francis Group, Boca Raton 2012.
- [128] Rejman E., *Nowa Metoda Konstruowania Zazębienia Trochoidalnego*, Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej. Mechanika, z. 57 (2001), s. 239-249.
- [129] Rejman E., *Trochoidalna dwumimośrodowa przekładnia kulkowa*, patent PL 174534, 1994.
- [130] Rejman E., *Trochoidalna jednomimośrodowa przekładnia kulkowa*, patent PL 174541, 1994.
- [131] Rena Z.Y., Maoa S.M., Guoa W.C., Guoa Z., *Tooth Modification and Dynamic Performance of the Cycloidal Drive*, Mechanical Systems and Signal Processing, nr 85 (2017), s. 857-866.
- [132] Sabiniak H. G., *Przekładnie Ślimakowe*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2017.
- [133] Sedgwick R.K., Hughes J.J., *Recirculating Ball Worm Drive*, patent US 3468179, 1968.
- [134] Sensinger J.W., Lipsey J.H., *Cycloid vs. Harmonic Drives for use in High Ratio, Single Stage Robotic Transmissions*, IEEE International Conference on Robotics and Automation, Saint Paul 2012.
- [135] Sheu K.B., Chien C.W., Chiou S.T., Lai T.S., *Kinetostatic Analysis of a Roller Drive*, Journal of the Balkan Tribological Association, Mechanism and Machine Theory, nr 39 (2004), s. 819-837.
- [136] Skoć A., Kwaśny M., Spalek J., *Podstawy Konstrukcji Maszyn. Tom 3*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2018.
- [137] Sobolak M., Jagielowicz P.E., *Przekładnia Zębata Rolkowa Bezluzowa, Zwłaszcza Ślimakowa Globoidalna*, patent PL 227877, 2015.
- [138] Sobolak M., Kozik B., *Bezluzowa Przekładnia Zębata Wielodrożna*, patent PL 227325, 2014.
- [139] Sonoda K., Hirai H., Sonoda M., Takenouchi K., *Design and Manufacture of Eccentric Planetary Gear Drive with Hydraulic Motor*, The 4th International Conference on Design Engineering and Science ICDES, Aachen 2017.
- [140] Sortino M., Belfio S., Motyl B., Totis G., *Compensation of Geometrical Errors of CAM/CNC Machined Parts by Means of 3D Workpiece Model Adaptation*, Computer-Aided Design, vol. 48 (2014), s. 28-38.
- [141] Staniek R., *Stoły Obrotowe Sterowane Numerycznie. Podstawy Teoretyczne, Konstrukcja, Technologia i Badania*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2005.
- [142] Stoianovici D., Kavoussi L., *Ball-Worm Transmission*, patent US 7051610, 2006.

- [143] Sukumaran J., Ando M., De Baets P., Rodriguez V., Szabadi L., Kalacska G., Paepegem V., *Modelling Gear Contact with Twin-Disc Setup*, Tribology International, nr 49 (2012), s. 1-7.
- [144] Suzuki Y., Sato I., *Spiral Bevel Gear and Gear Device*, patent US 20090241710, 2009.
- [145] Tadakuma R., Tadakuma K., Takagi M., Onishi S., Matsui G., Ioka K., Tsumaki Y., Higashimori M., Kaneko M., *The Gear Mechanism with Passive Rollers: The Input Mechanism to Drive the Omnidirectional Gear and Worm Gearing*, IEEE International Conference on Robotics and Automation, Karlsruhe 2013.
- [146] Tadakuma K., Tadakuma R., Onishi S., Tsumaki Y., *Worm Wheel Mechanism with Passive Rollers*, Advanced Robotics, vol. 28, nr 24 (2014), s. 1617-1635.
- [147] Talar R., Jabłoński P., Ptaszyński W., *New Method of Machining Teeth on Unspecialised Machine Tools*, Technical Gazette, vol. 25, nr 1 (2018), s. 80-87.
- [148] Terada H., Makino H., Imase K., *Fundamental Analysis of Linear Type Trochoid Gear (1st Report) - Motion Principle of Trochoid Cam Rack*, Journal of Japan Society for Precision Engineering, vol. 63, nr 11 (1997), s. 1609-1613.
- [149] Topór K., *Przekładnie Falowe*, Młody Technik, nr 6/2006, s. 36-38.
- [150] Tsai C.Y., Lin P.D., *Gear Manufacturing Using Power-Skiving Method on Six-Axis CNC Turn-Mill Machining Center*, International Journal of Advanced Manufacturing Technologies, vol. 95 (2018), s. 609-623.
- [151] Verbelen F., Derammelaere S., Sergeant P., Stockman K., *A Comparison of the Full and Half Toroidal Continuously Variable Transmissions in Terms of Dynamics of Ratio Variation and Efficiency*, Mechanism and Machine Theory, nr 121 (2018), s. 299-316.
- [152] Verbelen F., Derammelaere S., Sergeant P., Stockman K., *Half Toroidal Continuously Variable Transmission: Trade-Off Between Dynamics of Ratio Variation and Efficiency*, Mechanism and Machine Theory, nr 107 (2017), s. 183-196.
- [153] Volkov G.Y., Fadyushin D.V., Mirchuk M.A., *Calculation of the Efficiency of the Planetary Gear K-V-V Without a Carrier*, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, nr 734 (2020), s. 012057.
- [154] Vrsek J., Lavicka M., *Reducibility of Offsets to Algebraic Curves*, Computer-Aided Geometric Design, nr 30 (2013), s. 140-147.
- [155] Wang J., Luo S., Su D., *Multi-Objective Optimal Design of Cycloid Speed Reducer Based on Genetic Algorithm*, Mechanism and Machine Theory, nr 102 (2016), s. 135-148.
- [156] Wen Q., Du Q., Zhai X., *An Analytical Method for Calculating the Tooth Surface Contact Stress of Spur Gears with Tip Relief*, International Journal of Mechanical Science, vol. 151 (2019), s. 170-180.
- [157] Wicker P., *Method for Generating a Tooth Profile of a Wheel Engaging with a Roller Pinion*, patent US 20180149258, 2018.
- [158] Wójcik Z., *Przekładnie Stożkowe. Konstrukcja i Technologia*, Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, Warszawa 1984.
- [159] www.auto.howstuffworks.com, dostęp 07.09.2019.
- [160] www.detlevhofmann.de, dostęp 04.09.2020.
- [161] www.fallbrooktech.com/nuvinci-technology, dostęp 05.09.2020.
- [162] www.kacperek.com.pl, dostęp 10.09.2020.
- [163] www.kamo.co.jp, dostęp 04.09.2020.
- [164] www.li-ming.com, dostęp 10.09.2020.
- [165] www.nabtesco.pl, dostęp 10.09.2020.
- [166] www.nanni-ingranaggi.com, dostęp 21.08.2019.
- [167] www.nexengroup.com, dostęp 05.09.2020.
- [168] www.urobotics.urology.jhu.edu/projects/BW, dostęp 30.08.2019.
- [169] www.sankyo-seisakusho.co.jp, dostęp 30.08.2019.
- [170] www.tramec.pl, dostęp 10.09.2020.
- [171] Xu H., *Development of a Generalized Mechanical Efficiency Prediction Methodology for Gear Pairs*, Rozprawa, The Ohio State University, 2005.
- [172] Xu L., Yang Y., *Dynamic Modeling and Contact Analysis of a Cycloid-pin Gear Mechanism with a Turning Arm Cylindrical Roller Bearing*, Mechanism and Machine Theory, nr 104 (2016), s. 327-349.

- [173] Yang Y.H., Chen C., Wang S.Y., *Response Sensitivity to Design Parameters of RV Reducer*, Chinese Journal of Mechanical Engineering, vol. 31, nr 49 (2018), s. 1-13.
- [174] Yu D., *KHV Planetary Gearing*, Gear Technology, nr 48 (1987), s. 21-31.
- [175] Zeng Q.L., Wang K., Wan L.R., Zhang X., *Accurate Modelling and Transient Meshing Analysis of Involute Spur Gear Based on the Principle of Gear Shaping*, International Journal of Simulation Modelling, Vol. 16, nr 2 (2017), 322-333.
- [176] Zhan J., Fard M., Jazar R., *A Quasi-Static FEM for Estimating Gear Load Capacity*, Measurement, vol. 75 (2017), s. 40-49.
- [177] Zhao Y., Sun L., Yu G., *Properties and Applications of the Eccentric-gear Drive*, Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol. 24, No. 2 (2011), s. 323-331.