

Sławomir BEDNARCZYK¹

OKREŚLENIE GEOMETRII KOŁA ZĘBATEGO W OBIEGOWEJ PRZEKŁADNI CYKLOIDALNEJ

Streszczenie. W artykule omówiono budowę i zasadę działania obiegowej przekładni cykloidalnej. Przekładnia ta jest syntezą mechanizmów obiegowego oraz równowodowego. Mechanizm obiegowy tworzy zespół obiegowych kół zębatych oraz rolek, który decyduje w głównej mierze o właściwej pracy przekładni. Jego podstawowym i najważniejszym elementem jest obiegowe koło zębate o cykloidalnym zarysie zębów. Przedstawiono wpływ parametrów opisujących zarys cykloidalny koła na geometrię koła oraz siły. Mechanizm równowodowy, służący do przekazania ruchu z członu czynnego na bierny przekładni, tworzą sworznie oraz tuleje umieszczone w otworach obiegowych kół zębatych. Przedstawiono wpływ ilości oraz geometrii tych elementów na siły występujące w otworach obiegowych kół zębatych. Właściwie dobrana geometria koła zębatego oraz materiał, z którego jest wykonane, mają istotny wpływ na bezpieczną pracę obiegowej przekładni cykloidalnej.

Słowa kluczowe: obiegowa przekładnia cykloidalna, geometria koła zębatego

DEFINITION OF THE GEAR'S GEOMETRY IN THE PLANETARY CYCLOIDAL TRANSMISSION

Summary. In the paper, the design and operation of the planetary cycloidal transmission have been discussed. The transmission is a synthesis of the planetary and the straight-line mechanism. The planetary mechanism is made of a planetary gear set with rollers, which is critical for the proper work of the transmission. Its basic and most important element is the planetary cycloidal gear. Influence of the parameters determining the cycloidal profile of the gear on the gear's geometry and the forces has been presented. The straight-line mechanism carrying the motion from the driving onto the driven unit of the transmission is made of the pins and bushes located in the holes of the planetary gears. The influence of the number and geometry of the elements on the forces and occurring in the holes of the planetary gears has been presented. Therefore, the properly defined geometry of the gear and of the material of which the gear is made is crucial for the safe operation of the planetary cycloidal transmission.

Keywords: planetary cycloidal transmission, geometry of gear

¹ Institute of Machine Design and Operation, The Wrocław University of Technology, Wrocław, Poland, e-mail: slawomir.bednarczyk@pwr.wroc.pl.

1. WPROWADZENIE

Obiegowe przekładnie cykloidalne, podobnie jak przekładnie falowe [7, 8], charakteryzują się dużymi przełożeniami, małymi rozmiarami, a także zwartą budową przy wysokiej sprawności oraz trwałości podczas eksploatacji. Przekładnie cykloidalne mogą być znacznie przeciążane i szybko reagują na zmiany obciążenia. Są cichobieżne, zapewniają dużą równomierność ruchu oraz mają mniejszą liczbę części w porównaniu do przekładni klasycznych o takim samym przełożeniu. Są często stosowane w obrabiarkach, maszynach do obróbki drewna, maszynach tekstylnych i szklarskich. Ponadto, można je spotkać w technice medycznej i systemach transportowych. Z powodzeniem spełniają swoją rolę w przegubach robotów, w stołach obrotowych, a także we wciągnikach. Są ważnym elementem w wymienionych maszynach i urządzeniach, wpływającym w znacznym stopniu na ich bezpieczną pracę. Podlegają ciągłemu rozwojowi, zwłaszcza w ostatnich latach [1].

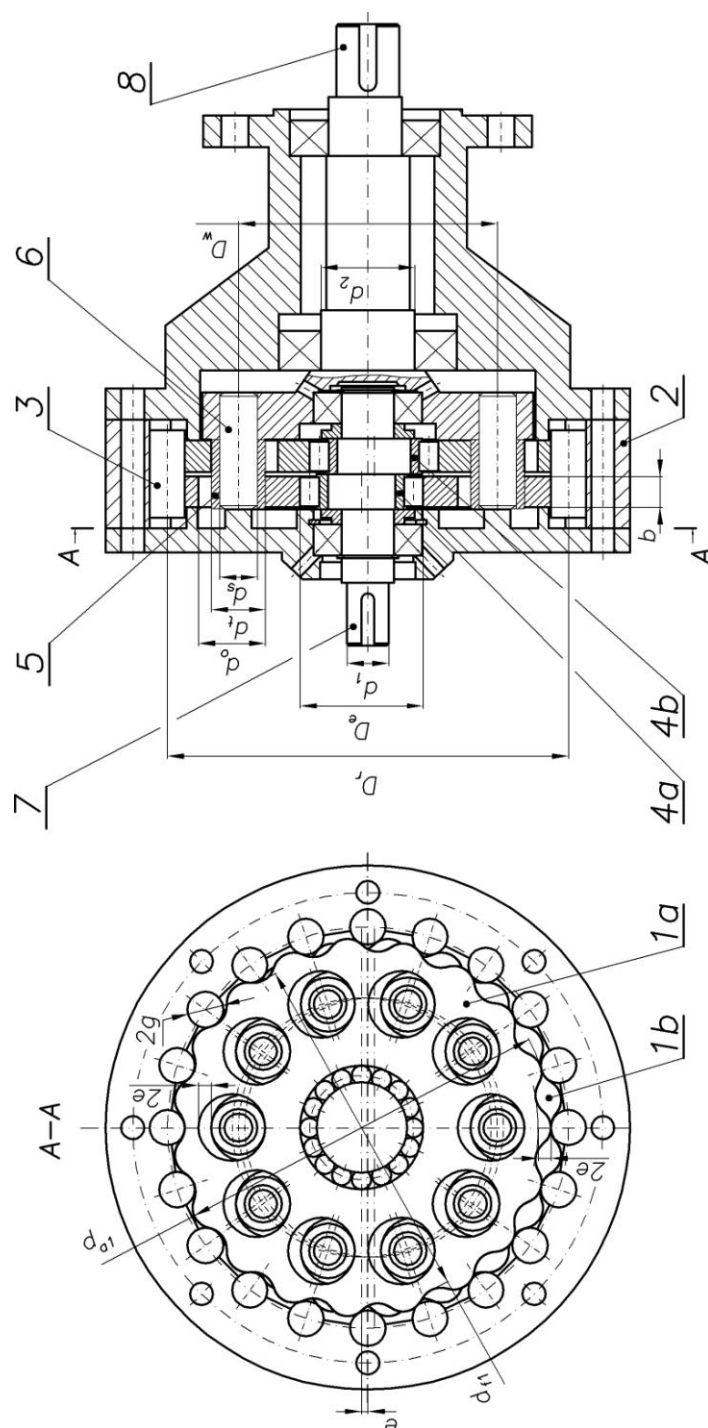
2. BUDOWA I ZASADA DZIAŁANIA

Na rys. 1 przedstawiono typową obiegową przekładnię cykloidalną. Cechą odróżniającą ją od innych przekładni są dwa obiegowe koła zębate o cykloidalnym zarysie zębów 1a, 1b. Są one osadzone mimośrodowo na wale czynnym 7 i współpracują z rolkami 3 umieszczonymi w kole centralnym 2, pełniącym rolę korpusu. Obiegowe koła zębate 1a, 1b wraz z rolkami 3 i kołem centralnym 2 tworzą mechanizm obiegowy. Do przekazywania ruchu obrotowego z wału czynnego 7 na wał bierny 8 służy mechanizm równowodowy, składający się ze sworzni 6 osadzonych wraz z tulejami 5 w otworach obu obiegowych kół cykloidalnych 1a, 1b. Aby w pełni przekazać ruch ze strony czynnej na bierną, sworznie osadzone są dodatkowo w otworach tarczy wałka biernego 8.

W związku z tym można zauważyć, że obiegowe przekładnie cykloidalne są syntezą mechanizmów obiegowego i równowodowego.

Obracający się wał czynny 7 powoduje obrót łożysk 4a, 4b osadzonych mimośrodowo na wale wejściowym 7, przez co wymusza przetaczanie się obiegowych kół zębatach 1a, 1b po obwodzie nieruchomego koła centralnego 2 z rolkami 3 (rys. 1). Podczas gdy obiegowe koła zębata 1a, 1b toczą się w jedną stronę wewnątrz koła centralnego 2 z rolkami 3, jednocześnie obracają się w odwrotnym kierunku dookoła własnej osi. Obrót ten wymuszony jest zazębianiem się kolejnych zębów obiegowego koła zębatego 1a, 1b z rolkami 3 koła centralnego 2. Ruch obrotowy obiegowych kół zębatach 1a, 1b dookoła własnej osi przenoszony jest na wał wyjściowy 8 za pomocą tulei 5 umieszczonych w otworach obiegowych kół zębatach 1a, 1b. Tuleje 5 zamontowane są na sworzniach 6 wału wyjściowego 8. Każde obiegowe koło zębata 1a, 1b ma o jeden ząb mniej niż liczba rolek 3 w kole centralnym 2.

Analizując zasadę działania obiegowej przekładni cykloidalnej, zauważa się, że jest to pewien rodzaj przekładni tocznej, w której wszystkie elementy o połączeniu kształtowym poruszają się ruchem tocznym. Można wyróżnić następujące pary toczne: obiegowe koła zębata 1a, 1b współpracujące z rolkami 3, tworzące zazębienie obiegowej przekładni cykloidalnej; tuleje 5 przetaczające się w otworze obiegowego koła zębatego 1a, 1b oraz wałeczki łożyska walcowego 4a, 4b, osadzone w otworze centralnym obiegowego koła zębatego 1a, 1b. Wobec tego stwierdza się, że obiegowe koło zębata o zarysie cykloidalnym jest podstawowym elementem wszystkich par tocznych, a tym samym obu mechanizmów (obiegowego i równowodowego), i jest poddane złożonemu układowi obciążeń, wynikającemu z pracy przekładni. Niezbędne jest zatem określenie jego geometrii oraz wyznaczenie obciążeń oddziałujących na obiegowe koło zębata.



Rys. 1. Schemat konstrukcyjny obiegowej przekładni cykloidalnej [2, 5]

Fig. 1. Design of the planetary cycloidal transmission [2, 5]

3. KSZTAŁTOWANIE OBIEGOWEGO KOŁA ZĘBATEGO

Z rys. 1 wynika, że średnica zewnętrzna obiegowego koła zębatego 1a, 1b ograniczona jest zarysem zębów. Liczba zębów z_1 stanowi przełożenie u obiegowej przekładni cykloidalnej. W obiegowym kole zębatym wykonany jest otwór centralny, służący do mimośrodkowego osadzenia koła, przez łożysko walcowe 4a, 4b, na wale czynnym 7. Ponadto,

wykonane są otwory mechanizmu równowodowego przekładni, służącego do przeniesienia napędu z wałka czynnego 7 na wałek bierny 8. Kształtując zatem obiegowe koło zębate, istotne jest nadanie cech geometrycznych zarysowi zębów, otworowi centralnemu oraz otworom mechanizmu równowodowego.

W przekładniach cykloidalnych, o których mowa, obiegowe koła zębate mają epicykloidalny zarys zębów, współpracujący z rolkami koła centralnego. Utworzony jest on przez ekwidystantę epicykloidy zasadniczej skróconej, opisaną za pomocą równań parametrycznych (1) [9]:

$$x_{eke} = \rho \cdot (z_1 + 1) \cdot \cos \eta - \lambda \cdot \rho \cdot \cos(z_1 + 1)\eta + g \cdot \frac{\cos \eta - \lambda \cdot \cos(z_1 + 1)\eta}{\sqrt{1 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos z_1 \eta + \lambda^2}}$$

$$y_{eke} = \rho \cdot (z_1 + 1) \cdot \sin \eta - \lambda \cdot \rho \cdot \sin(z_1 + 1)\eta + g \cdot \frac{\sin \eta - \lambda \cdot \sin(z_1 + 1)\eta}{\sqrt{1 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos z_1 \eta + \lambda^2}},$$
(1)

gdzie:

z_1 – liczba zębów obiegowego koła zębatego,

ρ – promień koła toczonego się po kole zasadniczym [mm],

λ – współczynnik wysokości zęba lub współczynnik skrócenia epicykloidy,

g – odległość przesunięcia ekwidystanty [mm],

η – kąt epicykloidy.

Równanie (1) wyznacza zarys uzębienia obiegowego koła zębatego dla różnych wartości parametrów uzębienia, a więc dla liczby zębów z_1 , promienia koła obtaczanego ρ , współczynnika skrócenia epicykloidy λ oraz odległości przesunięcia ekwidystanty g .

W tab. 1 zestawiono podstawowe cechy geometryczne zespołu kół zębatach.

Tabela 1

Cechy geometryczne zespołu kół zębatach

Wymiar	Koło o uzębieniu zewnętrznym (z_1)	Koło o uzębieniu wewnętrznym (rolki) (z_2)
Promień koła wierzchołkowego	$r_{a1} = \rho \cdot (z_1 + 1 + \lambda) - g$	$r_{a2} = \rho \cdot (z_1 + 1) - g$
Promień koła stóp	$r_{f1} = \rho \cdot (z_1 + 1 - \lambda) - g$	$r_{f2} = \rho \cdot (z_1 + 1 + 2 \cdot \lambda) - g$
Promień koła tocznego	$r_{w1} = e \cdot z_1 = \rho \cdot \lambda \cdot z_1$	$r_{w2} = e \cdot (z_1 + 1) = \rho \cdot \lambda \cdot (z_1 + 1)$
Promień koła zasadniczego	$r_b = \rho \cdot z_1$	-
Promień rozmieszczenia rolki	-	$r_f = \rho \cdot (z_1 + 1)$
Średnica rolki	-	g
Mimośród	$e = \lambda \cdot \rho$ lub $e = \frac{h}{2}$	
Wysokość zęba	$h = 2 \cdot e$	

W projektowaniu obiegowych kół zębatach o epicykloidalnym zarysie zębów zakłada się zwykle liczbę zębów z_1 i wartość promienia ρ , a następnie wyznacza się wartości promienia r_b koła zasadniczego i pozostałe wymiary koła. Możliwe jest również postępowanie odwrotne, tzn. dla przyjętego wstępnie promienia r_b koła zasadniczego i liczby zębów z_1 wyznacza się promień koła toczonego się ρ . Widoczna jest przy tym tendencja, aby wraz ze zwiększaniem liczby zębów z_1 , zmniejszać wartość promienia ρ , tak aby nie powodować niepotrzebnie

wzrostu wymiarów obiegowego koła zębatego. Wartość promienia ρ wynika ze wstępnie założonej liczby zębów z_1 , określonej na podstawie przełożenia przekładni u .

Wysokość zęba zależy przede wszystkim od wartości współczynnika λ . Im większa jest wartość λ , tym wyższy jest ząb. Należy jednak zwrócić uwagę, że wraz ze wzrostem wartości współczynnika λ może dojść do powstania tzw. pętelek na zarysie epicykloidalnym, co wyklucza jego zastosowanie podczas projektowania obiegowych kół zębatych z epicykloidalnym zarysem zębów.

Ostatnim parametrem opisującym zarys epicykloidalny jest odległość przesunięcia ekwidystanty g , którego wartość należy dobierać tak, aby na zarysie nie powstawały pętle, a zarys uzębienia był ciągły. Wartość przesunięcia ekwidystanty g uzależniona jest od minimalnego promienia krzywizny zarysu epicykloidalnego, a jego wartość oraz zakres stosowalności określono w [9].

Oprócz prawidłowego zaprojektowania zarysu zębów istotna też jest właściwa współpraca obu kół. Należy zatem sprawdzić warunki współpracy kół w zespole. Można wyróżnić następujące warunki:

- warunek powstania promienia krzywizny w obiegowym kole zębatym:

$$\frac{z-1}{2 \cdot z+1} \leq \lambda \leq 1 \quad (2)$$

- warunek niepodcinania zębów z_1 obiegowego koła zębatego:

$$e \geq \frac{\lambda \cdot g \cdot (1 - \lambda \cdot (z_1 + 2) \cdot \cos(z_1 \cdot \eta_e) + \lambda^2 \cdot (z_1 + 1))}{(z_1 + 1) \cdot [1 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos(z_1 \cdot \eta_e) + \lambda^2]^{\frac{3}{2}}} \quad (3)$$

$$\text{dla } \eta_{e_{\min 2}} = \frac{1}{z_1} \cdot \arccos \frac{\lambda^2 \cdot (2 \cdot z_1 + 1) - (z_1 - 1)}{\lambda \cdot (z_1 + 2)}, \text{ gdzie } \frac{z_1 - 1}{2 \cdot z_1 + 1} \leq \lambda \leq 1$$

- warunek sąsiedztwa rolek z_2 koła współpracującego:

$$e > g \cdot \frac{\lambda}{z_2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_2}} \quad (4)$$

Zarys zębów obiegowego koła zębatego, opisany równaniem (1), określa jego zewnętrzne wymiary, natomiast otwór o średnicy D_e (rys. 1) ogranicza wymiary koła od wewnątrz. W otworze tym osadzone jest łożysko walcowe, które dobiera się na podstawie obciążeń (siły F_{Qj}) oraz średnicy d_1 wałka czynnego. Średnice wałków czynnego d_1 oraz biernego d_2 można wyznaczyć z warunku na skręcanie.

Pomiędzy zarysem zębów a otworem, w którym osadzone jest łożysko walcowe, rozmieszczone są w obiegowym kole zębatym otwory mechanizmu równowodowego o średnicy d_o . W otworach przetaczają się tuleje (poz. 5, rys. 1) o średnicy zewnętrznej d_t , osadzone na sworzniach (poz. 6, rys. 1) opisanych średnicą d_s . Średnicę otworu d_o wyznacza się z zależności (5):

$$d_o = d_t + 2 \cdot e, \quad (5)$$

gdzie:

d_t – średnica zewnętrzna tulei [mm], $d_t > 1.5 \cdot d_s$,

e – mimośród [mm].

Średnicę sworznia d_s wyznacza się z warunku na zginanie, znając wartość siły F_{Qj} . Rozmieszczenie otworów (średnica D_w) mechanizmu równowodowego określa wyrażenie (6):

$$d_{f1} - d_o > D_w \geq \frac{2 \cdot d_{f1} + D_e}{2}, \quad (6)$$

gdzie:

d_o – średnica otworów mechanizmu równowodowego [mm],

D_e – średnica otworu, w którym osadzone jest łożysko walcowe [mm],

d_{f1} – średnica koła stóp [mm].

Minimalna szerokość b obiegowego koła zębatego nie powinna być mniejsza od długości wałeczków zastosowanych w łożysku walcowym, na którym osadzone jest to koło [5].

Rozmieszczenie (średnica R_r) rolek o promieniu g koła współpracującego można wyznaczyć na podstawie wyrażenia (7):

$$D_r = d_{f1} + 2 \cdot e + g \quad (7)$$

4. OBCIĄŻENIA OBIEGOWEGO KOŁA ZĘBATEGO

Podczas pracy obiegowej przekładni cykloidalnej na wszystkie pary toczne oddziałują siły wynikające z momentów przenoszonych przez przekładnię, które pokazano na rys. 2. Obiegowa przekładnia cykloidalna pracuje prawidłowo wówczas, gdy suma momentów działających na wały przekładni spełnia równanie równowagi [3]:

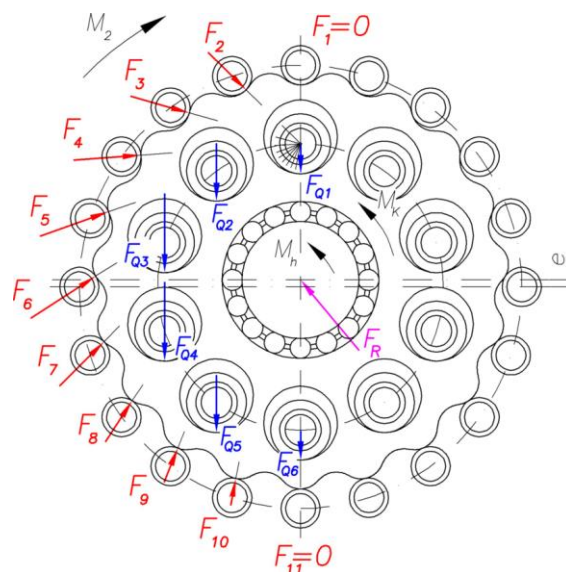
$$M_1 + M_2 + M_h = 0, \quad (8)$$

gdzie:

M_1 – moment wyjściowy, powstający na obiegowych kołach zębatych oraz na wale biernym [Nm],

M_2 – moment obciążający współpracujące koło centralne z rolkami [Nm],

M_h – moment wejściowy, powstający na wale czynnym [Nm].



Rys. 2. Rozkład obciążeń obiegowej przekładni cykloidalnej [3]

Fig. 2. Load distribution of the planetary cycloidal transmission [3]

Moment wyjściowy M_1 można wyznaczyć z następującej zależności:

$$M_1 = M_h \cdot |u| = M_h \cdot z_1 \quad (9)$$

Natomiast moment M_K , działający na pojedyncze obiegowe koło zębate w przekładni z K obiegowymi kołami zębatymi, wynosi:

$$M_K = \frac{M_1}{K}, \quad (10)$$

gdzie:

K – liczba obiegowych kół zębatych, $K=1, 2$ lub 3 .

W przypadku kół zębatych o zarysie ewolwentowym, pracujących w *klasycznej* przekładni obiegowej, sprawdzane są:

- naciski powierzchniowe występujące w wyniku współpracy obciążonych powierzchni roboczych zębów,
- naprężenia występujące u podstawy zęba, w przypadku których przekroczenie dopuszczalnych wartości prowadzi do pęknięcia [4] i złamania zęba.

Koła obiegowe przekładni cykloidalnej charakteryzują się znacząco większą względną wartością promienia karbu niż koła o zarysie ewolwentowym, jednakże występujące w obiegowej przekładni cykloidalnej momenty wywołują w parach tocznych następujące rozkłady obciążeń (rys. 2):

- rozkład obciążeń w zazębieniu, tj. rozkład sił międzyzębnych F_i ,
- rozkład obciążeń F_{Oj} na tulejach i sworzniach mechanizmu równowodowego,
- rozkład siły oddziaływania mimośrodowo F_R na wałeczki w centralnym otworze obiegowego koła cykloidalnego.

Siłę międzyzębną F_i można wyznaczyć na podstawie [3, 11], a po przekształceniach otrzymuje się:

$$F_i = \frac{4 \cdot M_K}{r_{w1} \cdot z_2} \cdot \cos \alpha_{si} = \frac{4 \cdot M_K}{\rho \cdot \lambda \cdot z_1 \cdot z_2} \cdot \cos \alpha_{si}, \quad (11)$$

gdzie:

M_K – moment działający na pojedyncze obiegowe koło zębate [Nm],

z_1 – liczba zębów obiegowego koła zębatego,

z_2 – liczba zębów koła centralnego, $z_2 = z_1 + 1$,

r_{w1} – promień toczny obiegowego koła zębatego [mm],

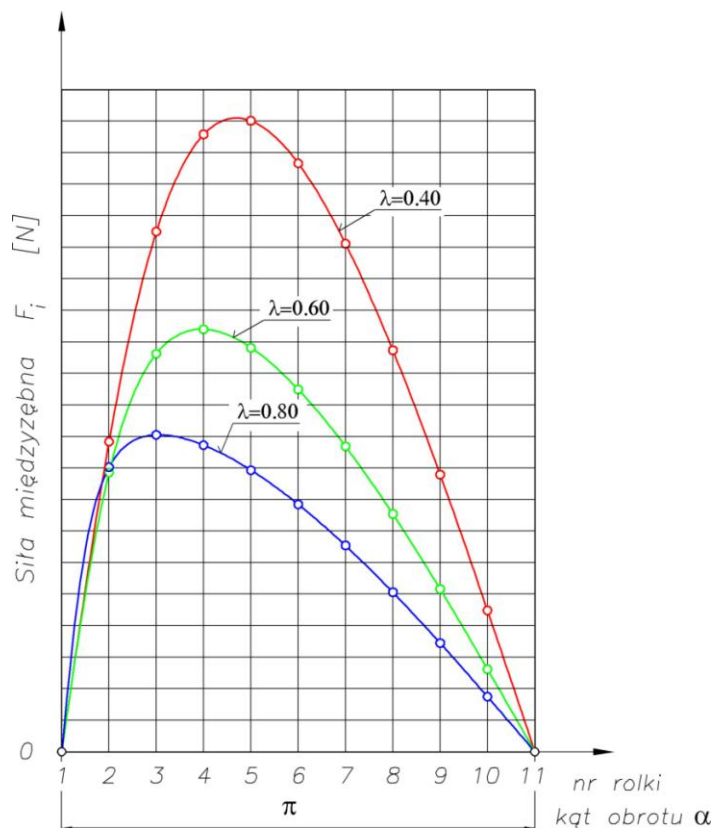
λ – współczynnik wysokości zęba,

ρ – promień koła toczącego się po kole zasadniczym [mm],

α_{si} – kąt działania siły F_i względem układu XOY .

Natomiast na rys. 3 przedstawiono rozkład siły międzyzębnej F_i na rolkach koła centralnego, współpracujących z obiegowym kołem zębatym, lub zmianę wartości siły F_i dla jednej pary zębów podczas obrotu obiegowego koła zębatego o kąt α . Określono także wpływ jednego z parametrów opisujących zarys uzębienia, tj. współczynnika wysokości zęba λ , na wartość tej siły. Zakres stosowalności współczynnika λ określa wyrażenie (2). Na rys. 3 widać, że podczas obrotu obiegowego koła zębatego wartość siły międzyzębnej F_i dla jednej pary zębów zmienia się od wartości $F_i=0$ [N] dla kąta obrotu $\alpha=0$ [°], poprzez maksimum, do wartości $F_i=0$ [N] dla kąta $\alpha=180$ [°]. Zwiększanie wartości współczynnika λ powoduje zmniejszanie wartości siły F_i , a także przesunięcie maksimum tej siły w kierunku początku

obrotu koła. Wynika to z faktu, że wzrost wartości współczynnika λ powoduje zwiększenie wartości promienia toczonego r_{w1} obiegowego koła zębatego, a w rezultacie zmniejszenie siły międzyzębnej F_i . Jednocześnie wzrost wartości współczynnika λ wywołuje zmianę wartości kąta działania siły międzyzębnej α_{si} , czego efektem jest przesuwanie maksimum siły F_i . Siła międzyzębna F_i przyjmuje wartość maksymalną wówczas, gdy jej kąt działania względem układu X0Y wynosi $\alpha_{si}=0$ [°].



Rys. 3. Wpływ współczynnika wysokości zęba λ na wartość siły międzyzębnej F_i

Fig. 3. Influence of tooth depth ratio λ on the value of intertooth force F_i

Siły występujące w mechanizmie równowodowym F_{Qj} również obciążają obiegowe koło zębate oraz elementy (sworznie, tuleje) tworzące ten mechanizm, a zatem także mają wpływ na geometrię obiegowego koła zębatego. Wobec tego istotne jest wyznaczenie tych sił występujących w otworach koła. Siły w mechanizmie równowodowym F_{Qj} równoważą moment obciążający obiegowe koło zębate M_K i można je wyznaczyć z zależności (12):

$$F_{Qj} = \frac{4 \cdot M_K}{R_w \cdot z_w} \cdot \sin \alpha, \quad (12)$$

gdzie:

R_w – promień rozmieszczenia otworów w obiegowym kole zębatym [mm],

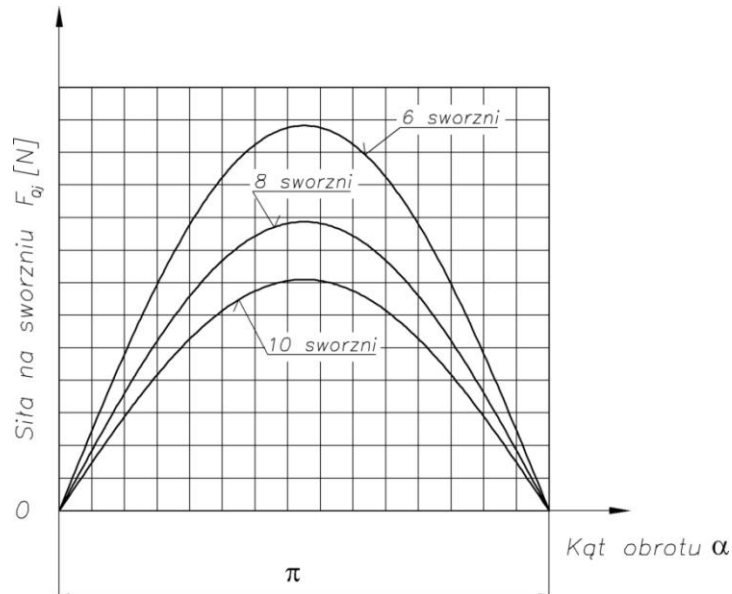
z_w – liczba sworzni,

α – kąt obrotu obiegowego koła zębatego.

Na rys. 4 pokazano zmianę wartości siły F_{Qj} dla jednego sworznia podczas obrotu obiegowego koła zębatego o kąt α oraz wpływ liczby sworzni z_w na jej wartość. Analizując ten rysunek można zauważyć, że podczas obrotu obiegowego koła zębatego wartość siły

w mechanizmie równowodowym F_{Qj} zmienia się od wartości $F_{Qj}=0$ [N] dla kąta obrotu $\alpha=0$ [°], poprzez maksimum dla kąta $\alpha=90$ [°], do wartości $F_{Qj}=0$ [N] dla kąta $\alpha=180$ [°].

Ponadto, zwiększanie liczby sworzni z_w powoduje zmniejszanie wartości siły w mechanizmie równowodowym F_{Qj} , oddziałującej na sworznię, tuleję oraz otwór w obiegowym kole zębatym.



Rys. 4. Wpływ liczby sworzni z_w na wartość siły F_{Qj}

Fig. 4. Influence of the number of pins z_w on the value of force F_{Qj}

W obiegowej przekładni cykloidalnej moment napędowy M_h za pośrednictwem dwóch mimośrodków (w przypadku przekładni z dwoma obiegowymi kołami zębatymi każde koło osadzone jest na mimośrodku względem osi obrotu wałka napędowego, stąd w rozpatrywanej przekładni występują dwa mimośrodky) przyczynia się do powstania momentu M_K , na obiegowych kołach zębatych. Z kolei moment na kole współpracującym M_2 wywołuje siły międzyzębne F_i w miejscach styku zębów z rolkami. Moment M_K , działający na obiegowe koła zębate, powoduje powstanie sił w mechanizmie równowodowym F_{Qj} , w miejscach styku sworzni oraz tulei z otworami w obiegowych kołach zębatych. W następstwie takiego stanu obciążenia wystąpi w centralnym węźle łożyskowym czynna siła oddziaływania mimośrodku F_R . Jej wartość na podstawie [3] można wyznaczyć z zależności (13):

$$F_R = \sqrt{(\Sigma F_{ix})^2 + (\Sigma F_{Qj} - \Sigma F_{iy})^2}, \quad (13)$$

gdzie:

ΣF_{ix} – suma składowej siły międzyzębnej F_i , określonej względem osi OX [N],

ΣF_{iy} – suma składowej siły międzyzębnej F_i , określonej względem osi OY [N],

ΣF_{Qj} – suma sił oddziałujących na mechanizm równowodowy [N].

Charakter zmiany siły F_R , jaki wystąpi w tym węźle łożyskowym, w zależności od zmiany wartości współczynnika λ jest bardzo zbliżony do zmian występujących podczas analizy sił międzyzębnych F_i występujących pomiędzy rolkami a zębami obiegowego koła zębatego.

Siły międzyzębne F_i przenoszą obciążenie oraz, ze względu na to, że styk rolki z kołem jest na niewielkiej powierzchni, generują duże naciski międzyzębne p_H . Można je wyznaczyć, korzystając z teorii Hertza [6, 10]. Wpływ parametrów przekładni na naciski międzyzębne

oraz występujące w mechanizmie równowodowym i otworze koła centralnego przedstawiono w pracy [2].

Należy mieć na uwadze, że siły międzyzębne F_i , siły w mechanizmie równowodowym F_{Qj} oraz siła oddziaływania mimośrodowo F_R są wyznaczone dla geometrii obiegowego koła zębatego bez uwzględnienia niedokładności wykonania. W przypadku wystąpienia luzów na skutek niedokładności wykonania, odkształcenia elementów obiegowej przekładni cykloidalnej, obciążenie rozłoży się na mniejszą liczbę współpracujących ze sobą zębów obiegowego koła zębatego i rolek, a tym samym wzrosną siły międzyzębne F_i oraz naciski pomiędzy tymi elementami. Z kolei w mechanizmie równowodowym z tych samych powodów wzrośnie, nawet o 35%, siła F_{Qj} [12], a w konsekwencji naciski pomiędzy tuleją a otworem w obiegowym kole zębatym. Dlatego też istotne jest właściwe wykonanie oraz nadanie cech geometrycznych obiegowemu kołu zębatemu. Ze względu na duże naciski międzyzębne wymagane jest stosowanie materiałów o twardościach powyżej 60 HRC.

5. PODSUMOWANIE

Obiegowe przekładnie cykloidalne, ze względu na swoje zalety, są coraz częściej stosowane w układach napędowych wielu maszyn i urządzeń. Analizując budowę i zasadę działania tej przekładni, stwierdza się, że bardzo ważnym elementem jest obiegowe koło zębate. Jego właściwie dobrana geometria w głównej mierze decyduje o poprawnym, a tym samym bezpiecznym, stabilnym działaniu przekładni oraz urządzenia, w którym koło zębate zostało zastosowane. Geometria koła może zmieniać się pod wpływem obciążeń oraz niewłaściwie dobranego materiału. Stąd wymagana jest umiejętność wyznaczenia sił, które wywołują znaczne naciski w miejscu współpracy koła z innymi elementami przekładni, a następnie niezbędny jest dobór materiału adekwatnego do istniejących warunków pracy. Bardzo ważnym elementem jest także prawidłowe ukształtowanie koła, dobór tolerancji wykonania w wyniku poprawnie ustalonej technologii wytworzenia.

Bibliografia

1. Bednarczyk S.: Rozwój obiegowych przekładni cykloidalnych ukierunkowany na podniesienie efektywności maszyn, [w:] Idzikowski A. (red.): Efektywność wykorzystania maszyn roboczych i urządzeń w przemyśle. Eksploatacja – Niezawodność – Bezpieczeństwo, Wyd. WZ PCz, Częstochowa 2013, s. 117-125.
2. Bednarczyk S.: Influence of the planetary gear's geometry on the work safety of the planetary cycloidal transmission, [in:] Idzikowski A. (red.): Safety of machinery and equipment in the industry. Wyd. WZ PCz, Częstochowa 2013 (praca w druku).
3. Chmurawa M.: Obiegowe przekładnie cykloidalne z modyfikacją zazębienia. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Transport, z. 44, Gliwice 2002, s. 21-49.
4. Czech, P., Fołęga P., Wojnar G.: Defining the change of meshing rigidity caused by a crack in the gear tooth's foot. International Journal of Engineering, Science and Technology, Vol. 2, No. 1, 2010, p. 49-56.
5. Dudek A.: Optymalny dobór parametrów konstrukcyjnych przekładni trochoidalnej. Czasopismo Techniczne. Mechanika, nr 4M/1990, Wyd. PAN-Oddział w Krakowie, Kraków 1990, s. 61-72.

6. Dziama A., Michniewicz M., Niedźwiedzki A.: Przekładnie zębate. PWN, Warszawa 1989, s. 99-104.
7. Fołęga P., Wojnar G.: Modelowanie sztywności koła podatnego przekładni falowej. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Transport, z. 67, Gliwice 2010, s. 39-44.
8. Fołęga P., Wojnar G.: Propozycja modelu dynamicznego przekładni falowej. Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej, Rok XLX, nr 178A, 2009, s. 81-86.
9. Stryczek J.: Koła zębate maszyn hydraulicznych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007, s. 30-144.
10. Walczak J.: Wytrzymałość materiałów oraz podstawy teorii sprężystości i plastyczności. Tom II. PWN, Warszawa-Kraków 1978, s. 470-490.
11. Warda B.: Wyznaczanie sił międzyzębnych w obiegowej przekładni cykloidalnej. XXIII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Materiały, Tom II, Rzeszów-Przemysł 2007, s. 436-444.
12. Wojnarowski J., Kaliński W.: Obiegowe przekładnie palcowe. Przegląd Mechaniczny, nr 9/1972, s. 268-272.