ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1994
Seria: TRANSPORT z.22 Nr kol. 1210

Manfred CHMURAWA
Grzegorz OLEJEK

# ZAZĘBIENIE CYKLOIDALNE PRZEKŁADNI PLANETARNEJ

**Streszczenie.** W pracy przedstawiono geometrię, konstrukcję i warunki działania planetarnej przekładni o cykloidalnym zarysie zębów. Teoretyczne podstawy zazębienia zastosowano do konstrukcji oryginalnej przekładni tego typu.

## CYCLOIDAL TOOTH PROFILE OF PLANETARY GEAR

**Summary.** There are geometry, constructions and works conditions of planetary gear with cycloidal tooth profile. Theoretical base of meshing were used for oryginal gear contruction of this type.

## ЦИКЛОИДАЛЬНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ В ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Резюме. В статье представлены геометрия, конструкция и условия действия планетарной циклоидальной передачи. Теоремические основы применено совставенной конструкции этой передачи.

## WSTĘP

Planetarne przekładnie o zazębieniu cykloidalnym, w przeciwieństwie do przekładni o zazębieniu ewolwentowym, są w literaturze skromnie opisane [4,5, 6,9+12]. Występuje w nich korzystniejsze tarcie toczne i wysoki stopień pokrycia, mające istotny wpływ na osiąganie wysokiej sprawności i trwałości w eksploatacji. Można także otrzymywać na jednym stopniu duże przełożenia przy małych rozmiarach przekładni i korzystną (walcową) postać obudowy.

Interesującą cechą tych przekładni są jej rozmiary, które w porównaniu z innymi przekładniami mechanicznymi są najmniejsze [1,4,9].

Mimo przytoczonych zalet nieliczne monografie ograniczają się do uproszczonego opisu cech geometrycznych, kinematyki lub stanu obciążenia elementów przekładni cykloidalnej [4,5,6,9+12]. Do rzadkości należą prace prezentujące pełniejszą geometrię zazębienia, sposoby wytwarzania lub weryfikacji wykonanych uzębień [10,11].

W tej sytuacji celem publikacji jest pełny opis geometrii zazębienia cykloidalnego na przykładzie planetarnej przekładni o własnej, oryginalnej konstrukcji.

## 1. BUDOWA I DZIAŁANIE PLANETARNEJ PRZEKŁADNI CYKLOIDALNEJ

W teorii mechanizmów planetarna przekładnia cykloidalna jest połączeniem przekładni obiegowej o zazębieniu cykloidalnym z mechanizmem równowodowym. W wyniku takiego połączenia powstaje przekładnia typu K-H-V [5,6,9,12].

Mechanizm równowodowy umożliwia przeniesienie momentu obrotowego z satelitów na koło środkowe z przełożeniem 1, przy zachowaniu stałego mimośrodu e między równoległymi osiami wałów.

Rys. 1 przedstawia schemat kinematyczny i konstrukcję oryginalnej przekładni o zazębieniu cykloidalnym. Ruch obrotowy wałka napędowego 1 i związanego z nim mimośrodu 2 wywołuje obiegowy ruch satelitów, które toczą się bez poślizgu jednocześnie po wszystkich rolkach stałych 4 z tulejkami 5, które stanowią współpracujące koło środkowe. Obiegowy ruch satelitów za pośrednictwem rolek 10 z tulejkami 11 wymusza obrót jarzma 6, które z jednej strony jest elementem mechanizmu równowodowego, a z drugiej wolnoobrotowym wyjściowym wałem przekładni.

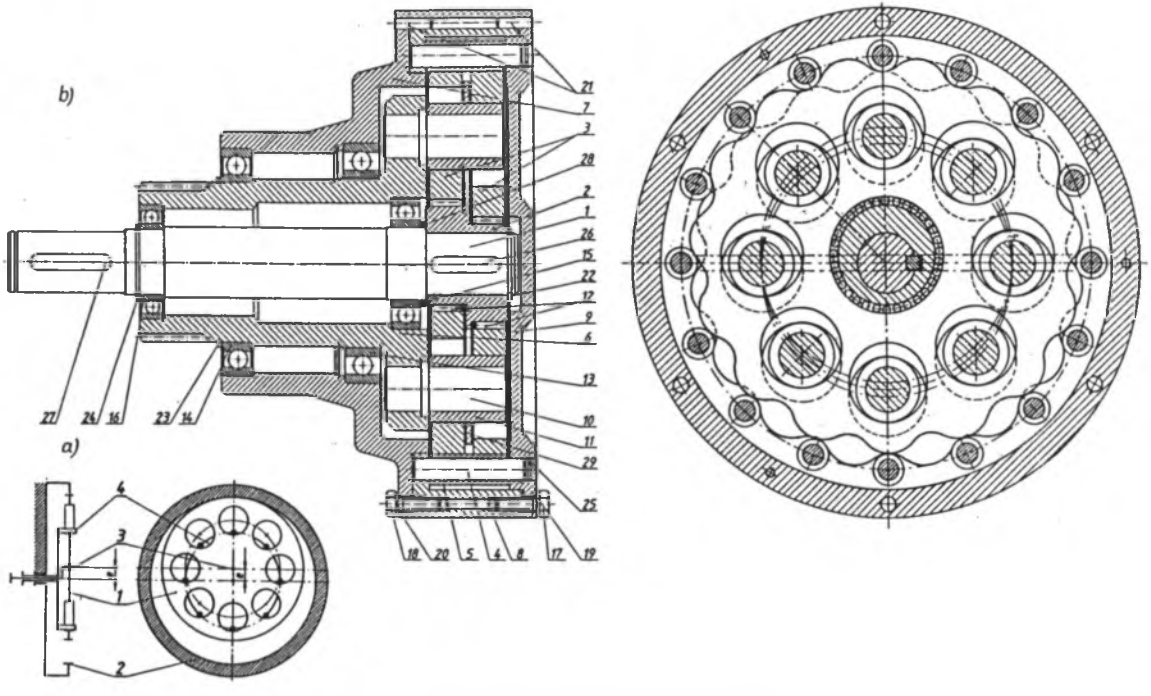
W celu wyrównania sił działających na jarzmo 6 zastosowano dwa satelity 3 przestawione o pół obrotu. Przełożenie przekładni K-H-V w przypadku unieruchomionego koła środkowego [6,9,12]:

$$i = \frac{z_1}{z_2 - z_1} \tag{1}$$

gdzie:

$z_1 = z_s$ - liczba zębów koła podstawowego (satelity),

$z_2 = z_k$ - liczba rolek koła współpracującego.




Rys.1. Planetarna przekładnia cykloidalna:
a) schemat kinetyczny, b) rozwiązanie konstrukcyjne:
1 - wałek wejściowy (szybkobieżny), 2 - mimośród , 3 - satelita, 4 - trzpienie stałe, 5 - tulejki rolek stałych, 6 - jarzmo (wał wyjściowy, wolnobieżny), 7 - korpus, 8 - obudowa, 9 - pokrywa, 10 - trzpienie jarzma, 11 - tuleje rolek jarzma, 12 - złożenie igiełkowe, 13,14 - łożyska jarzma, 15,16 - łożyska wałka, 17,18 - śruby mocujace, 19,20 - podkładki sprężyste, 21 - kołki ustalające, 22,23,24 - pierścienie sprężyste zewnętrzne, 25 - pierścienie sprężyste wewnętrzne, 26,27 - wpusty pryzmatyczne, 28,29 - pierścienie dystansowe

Fig. 1. Planetary cycloidal gear

Znak "-" oznacza, że kierunek obrotów ogniwa napędzanego (jarzma) jest przeciwny do kierunku obrotów ogniwa napędzanego (wałka wejściowego). Wielkość przełożenia zależy od liczby zębów satelity oraz różnicy zębów obydwu kół. Aby uzyskać duże przełożenia na jednym stopniu należy przyjąć najmniejszą z możliwych różnicę $\Delta z=z_2-z_1$. Wtedy przełożenie przekładni jest równe liczbie zębów koła podstawowego:

$$i = -\frac{z_1}{z_2 - z_1} = -z_1 \tag{2}$$

## 2. GEOMETRIA PLANETARNEJ PRZEKŁADNI CYKLOIDALNEJ

Wewnętrzne zazębienie cykloidalne w przekładni planetarnej tworzą dwa koła; koło podstawowe (satelita lub satelity) i koło współpracujące. Koło podstawowe jest uzębione zewnętrznie, a zarys zębów kształtuje ekwidystanta epicykloidy skróconej. Koło współpracujące w wyniku modyfikacji zazębienia wewnętrznego ma postać rolek (trzpieni z tulejkami) rozmieszczonych równomiernie na obwodzie koła środkowego [5,12].

Geometrię przekładni determinują:

- zarys uzębienia koła podstawowego,
- cechy geometryczne koła, wynikające z zarysu uzębienia i konieczności stosowania mechanizmu równowodowego,
- cechy geometryczne koła współpracującego,
- warunki geometryczne, wynikające z zasady działania przekładni cykloidalnej.

### 2.1. Zarys uzębienia koła podstawowego (satelity)

Krzywą zasadniczą koła podstawowego jest epicykloida skrócona $CC_1$ (linia przerywana na rys.2), którą opisują dwie wielkości:

- moduł cykloidy:

$$M = \frac{a}{b} = \frac{\beta}{\alpha} \qquad M \in N \tag{3}$$

- współczynnik skrócenia:

$$m = \frac{e}{b} = \frac{ez_k}{r} \tag{4}$$

gdzie:

e - mimośród,

a - promień koła stałego epicykloidy,

b - promień koła obtaczanego,

r=a+b, suma promieni kół,

$\alpha, \beta$ - kąty tworzące epicykloidę, mierzone odpowiednio na kole stałym i obtaczanym.

Równania parametryczne epicykloidy skróconej (punktu C) można wyprowadzić opierając się na rys. 2:

$$x_{ES} = MB' + BE$$

$$y_{ES} = BB' + CE$$

więc

$$x_{ES} = r\cos\alpha + e\cos(\alpha + \beta) \tag{5}$$

$$y_{ES} = r\sin\alpha + e\sin(\alpha + \beta) \tag{6}$$

lub

$$x_{ES} = r\cos(\alpha) + e\cos(z_k\alpha) \tag{7}$$

$$y_{ES} = r\sin(\alpha) + e\sin(z_k\alpha) \tag{8}$$

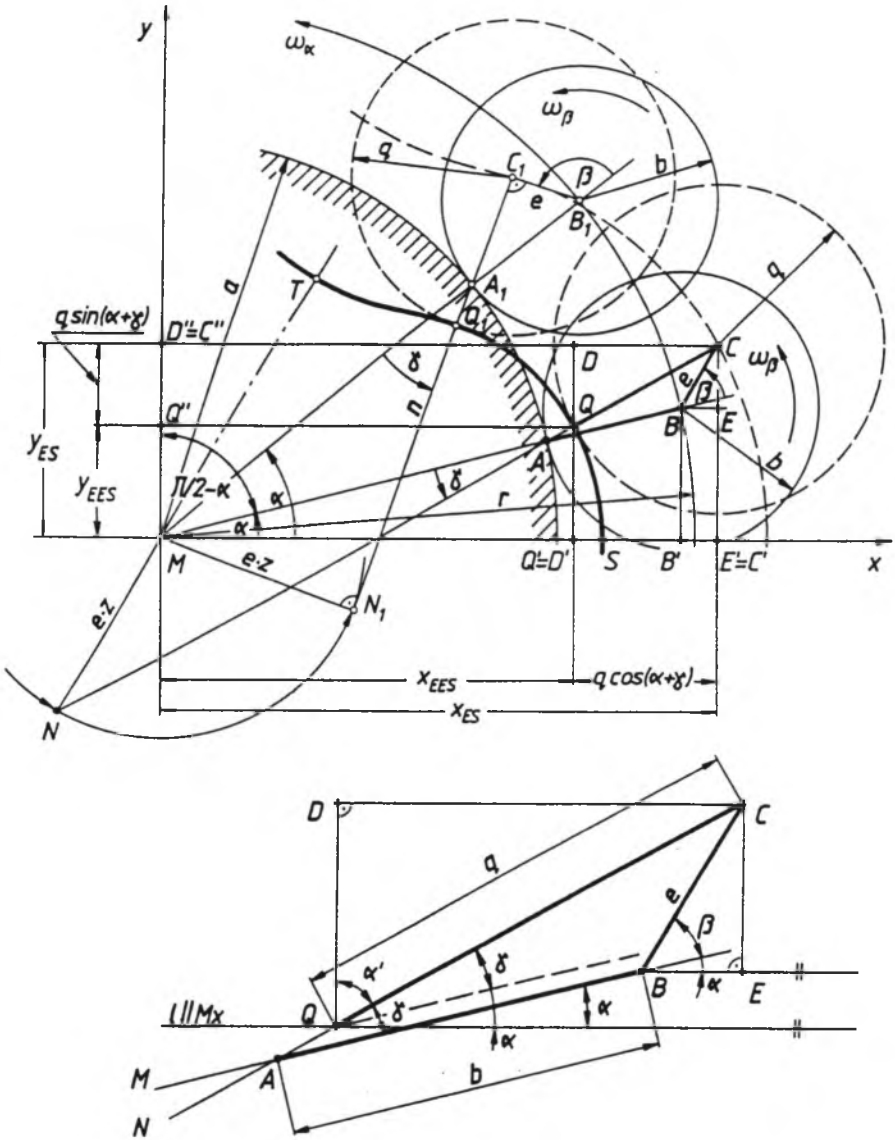
Wykorzystując epicykloidę skróconą jako krzywą zasadniczą można wyznaczyć zarys uzębienia koła podstawowego, którym jest ekwidystanta epicykloidy skróconej $SQQ_1T$ (gruba linia na rys. 2). Ekwidystanta jest krzywą równo oddaloną od epicykloidy o wartość przesunięcia q. Równanie parametryczne ekwidystanty epicykloidy skróconej można wyprowadzić wykorzystując dane z rys. 2.

$$x_{EES} = x_{ES} - DC$$
$$y_{EES} = y_{ES} - DQ$$

$$DQ = q\ \sin(\alpha + \gamma)$$
$$DC = q\ \cos(\alpha + \gamma)$$

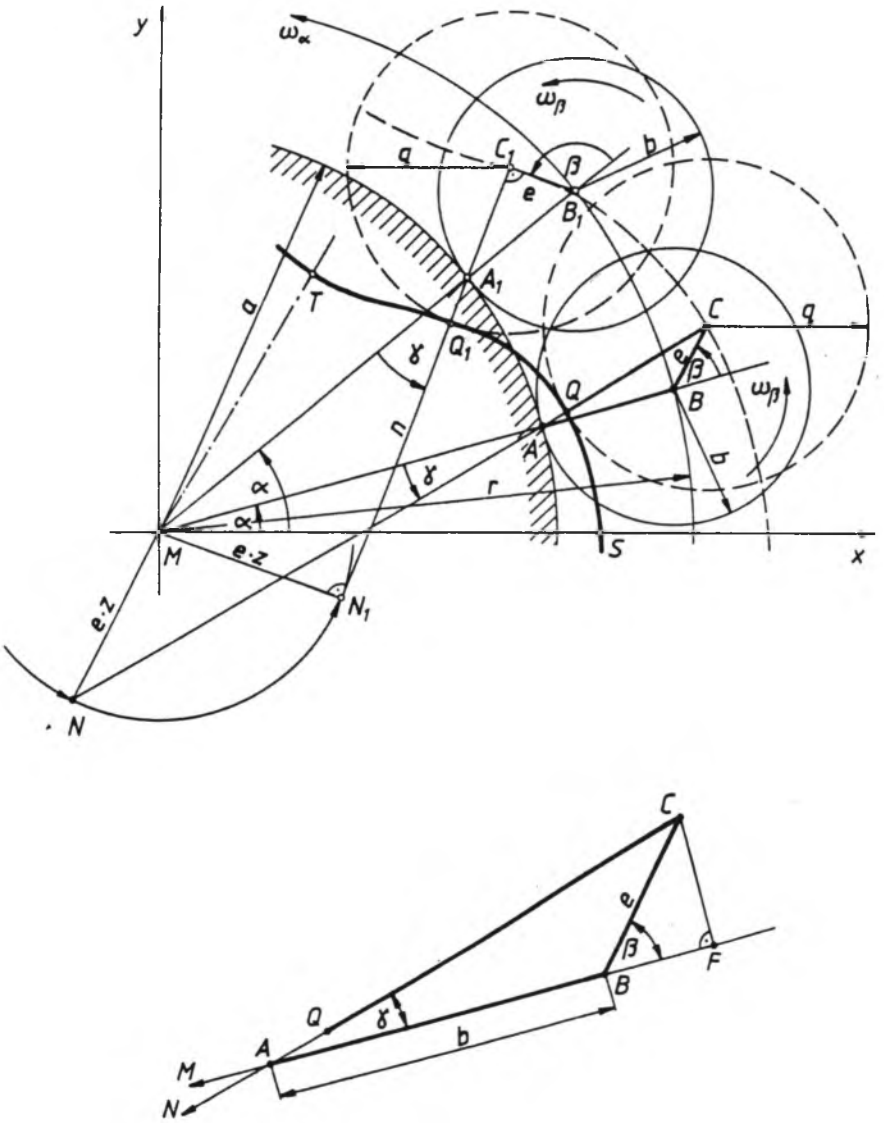
gdzie:

$\gamma$ - kąt przenoszenia (wielkość pomocnicza).




Rys. 2. Zasada kształtowania i sposób wyprowadzania współrzędnych ekwidystanty epicykloidy skróconej (pktu Q)

Fig. 2. Principle of sharpe and way of derive a formula the coordinates of shortering epicycloide equidystante (point Q)




Rys. 3. Sposób wyznaczania kąta przenoszenia $\gamma$ ekwidystanty epicykloidy

Fig. 3. A way of determinate the angle of transfer $\gamma$

Zatem

$$x_{EES} = r\cos\alpha + e\cos(\alpha + \beta) - q\cos(\alpha + \gamma) \tag{9}$$

$$y_{EES} = r\sin\alpha + e\sin(\alpha + \beta) - q\sin(\alpha + \gamma) \tag{10}$$

lub

$$x_{EES} = r\cos\alpha + e\cos(z_k\ \alpha) - q\cos(\alpha + \gamma) \tag{11}$$

$$y_{EES} = r\sin\alpha + e\sin(z_k\ \alpha) - q\sin(\alpha + \gamma) \tag{12}$$

Kąt przenoszenia $\gamma$ można wyrazić za pomocą kąta $\beta$ i współczynnika skrócenia m (rys. 3):

$$\mathrm{tg}\gamma = \frac{CF}{b + BF} = \frac{e\sin\beta}{b + e\cos\beta}$$

$$\mathrm{tg}\gamma = \frac{\sin\beta}{\frac{1}{m} + \cos\beta} = \frac{\sin(z_s\ \alpha)}{\frac{1}{m} + \cos(z_s\alpha)} \tag{13}$$

$$\gamma = \mathrm{arctg}\frac{\sin\beta}{\frac{1}{m} + \cos\alpha} \tag{14}$$

**2.2. Cechy geometryczne (parametry) koła podstawowego**

**Liczba zębów**

$$z_s = M = i \tag{15}$$

**Promień koła wierzchołków**

$$r_z = r + e - q \tag{16}$$

**Promień koła stóp**

$$r_d = r - e - q \tag{17}$$

Wysokość zęba

$$h_z = 2e \tag{18}$$

Liczba otworów w tarczy koła (dla rolek jarzma)

$$0,5\ z_k - 1 < n < 0,5\ z_k \tag{19}$$

$n \in N$ dla jednego koła, dla dwóch kół $n$ jest parzyste

Średnica otworów w tarczy koła

$$d_o = d_p + 2e, \tag{20}$$

gdzie:

$d_p$ - średnica rolki jarzma, np. $d_p > 1,5\ d_t$;

$d_t$ - średnica trzpienia rolki jarzma, określana z warunku wytrzymałościowego [2,4,9].

Promień rozmieszczenia otworów w tarczy koła

$$r_d - \frac{d_o}{2} > R_w \geq \frac{r_d + \frac{d_m}{2}}{2}, \tag{21}$$

gdzie:

$d_m$ - średnica otworu centralnego w tarczy koła, zależna od sposobu łożyskowania.

## 2.3. Cechy geometryczne (parametry) koła współpracującego

W wyniku modyfikacji zazębienia cykloidalnego koło, współpracujące ma postać zespołu rolek (trzpieni z tulejkami), rozmieszczonych równomiernie na obwodzie koła.

Liczba zębów rolek

$$z_k = z_s + 1, \tag{22}$$

Promień rozmieszczenia rolek

$$r = a+b = \frac{ez_k}{m} \tag{23}$$

Średnica rolki

$$d_r = 2q = (1.3+1.5)d_{t1} \tag{24}$$

gdzie:

$d_{t1}$ - średnica trzpienia rolki, określana z warunku wytrzymałościowego [2,4,9].

## 2.4. Geometryczne warunki dla wewnętrznego zazębienia cykloidalnego

### *2.4.1. Warunki wynikające z kształtu epicykloidy*

Epicykloida skrócona charakteryzuje się zmiennym promieniem krzywizny:

$$\rho_o = \frac{\left[(x'_{ES})^2 + (y'_{ES})^2\right]^{\frac{3}{2}}}{x'_{ES}y''_{ES} - y'_{ES}x''_{ES}} \tag{25}$$

gdzie:

$x'_{ES}, y'_{ES}, x''_{ES}, y''_{ES}$ - pierwsze i drugie pochodne parametrycznych równań epicykloidy skróconej względem kąta $\alpha$.

Wprowadzając parametry zazębienia i dokonując przekształceń:

$$\rho_o = \frac{r\left[1 + m^2 + 2m\cos(z_s\alpha)\right]^{\frac{3}{2}}}{1 + m^2 z_k + m(z_k + 1)\cos(z_s\alpha)} \tag{26}$$

Graniczna wartość promienia krzywizny dla $\alpha \longrightarrow \alpha_p$ wynosi:

$$\lim_{\alpha \to \alpha_p} \rho_o(\alpha) = \pm\infty$$

Promień $\rho_o$ posiada lokalne ekstrema i punkt przegięcia, który dzieląc łuk epicykloidy na część wypukłą ($\rho_o>0$) i część wklęsłą ($\rho_o<0$), wpływa na postać zęba koła podstawowego.

Kąt położenia punktu przegięcia $\alpha_p$ można wyznaczyć z równania:

$$x'_{ES}y''_{ES} - y'_{ES}x''_{ES} = 1 + m^2 z_k + m(z_k+1)\cos(z_s\alpha_p) = 0$$

$$\alpha_p = \frac{1}{z_s} \arccos\left[-\frac{z_k m^2 + 1}{(z_k + 1)m}\right] \tag{27}$$

Kąty położenia ekstremów epicykloidy wyznacza się z warunku:

$$\frac{d\rho_o}{d\alpha} = 0 \tag{28}$$

Równanie jest spełnione dla:

$\alpha = \alpha_1 = 0$ - w miejscu występowania maksymalnego promienia w części wypukłej (rys. 2),

$\alpha = \alpha_2 = \pi/z_s$ - w miejscu występowania minimalnego promienia w części wklęsłej (rys. 2),

$$\alpha = \alpha_3 = \frac{1}{z_s} \arccos\left[\frac{(1-2z_k)m^2 + z_k - 2}{(z_k + 1)m}\right] \tag{29}$$

- w miejscu występowania minimalnego promienia krzywizny w części wypukłej (rys. 2).

Istotne znaczenie dla zazębienia ma minimalny promień krzywizny w części wypukłej $\rho_{omin}$ (dla $\alpha = \alpha_3$). Wzór (29) jest określony dla:

$$-1 < \frac{(1-2z_k)m^2 + z_k - 2}{(z_k + 1)m} < 1 \tag{30}$$

Nierówność (30) jest spełniona dla:

$$1 > m > \frac{z_k - 2}{2z_k - 1} \tag{31}$$

*2.4.2. Warunki wynikające z kształtu ekwidystanty*

Wewnętrzna ekwidystanta epicykloidy o przesunięciu $q$ posiada promień krzywizny:

$$\rho_E = |\rho_o| \pm q \tag{32}$$

gdzie:

$\rho_o$ - promień krzywizny epicykloidy wg wzoru (26), znak "+" dotyczy części wklęsłej, znak "-" części wypukłej.

Z zależności (32) wynika, że w części wklęsłej ekwidystanty promień krzywizny $\rho_E$ jest zawsze większy od przesunięcia q i podcięcie zarysu nie występuje. Natomiast w części wypukłej w miejscu najmniejszego promienia krzywizny $\rho_{omin}$ dla $\alpha = \alpha_3$, gdy:

$$\rho_E = |\rho_{omin}| - q < 0, \tag{33}$$

występuje podcięcie zarysu. Warunek niepodcinania zarysu zęba koła podstawowego ma więc postać:

$$\rho_E = |\rho_{omin}| - q > 0, \tag{34}$$

lub

$$\left|\frac{\rho_{omin}}{r}\right| \geq \frac{q}{r} \tag{35}$$

Wprowadzając parametry zazębienia i dokonując przekształceń otrzymujemy:

$$\left|\frac{\rho_{omin}}{r}\right| = \frac{3\sqrt{3}}{z_k+1}\sqrt{\frac{z_k-1}{z_k+1}\left[1-m^2\right]} \geq \frac{q}{r} = \frac{qm}{ez_k} \tag{36}$$

Z nierówności (36) wynika warunek niepodcinania zarysu zęba, który jest kolejnym warunkiem geometrycznym dla zazębienia:

$$e \geq q\,\frac{z_k+1}{3\sqrt{3}\,z_k}\sqrt{\frac{z_k+1}{z_k-1}}\sqrt{\frac{m^2}{1-m^2}} \tag{37}$$

*2.4.3. Warunek sąsiedztwa rolek koła współpracującego*

Rolki koła współpracującego mogą w skrajnym przypadku stykać się ze sobą (rys. 1). Zatem warunek sąsiedztwa przyjmuje postać:

$$q < r\sin(\pi/z_k) \tag{38}$$

uwzględniając parametry zazębienia:

$$q < \frac{ez_k}{m} \sin(\pi/z_k) \tag{39}$$

lub

$$e > q \frac{m}{z_k \sin(\pi/z_k)} \tag{40}$$

## 2.5. Weryfikacja parametrów zazębienia cykloidalnego

Wewnętrzne zazębienie cykloidalne o parametrach określonych za pomocą wzorów (1÷24) weryfikują trzy warunki geometryczne:

- warunek sąsiedztwa rolek stałych, wg (40),
- warunek niepodcinania zarysu zęba, wg (37),
- warunek dziedziny kąta $\alpha = \alpha_3$, wg (31).

W tabl. 1 zgromadzono warunki dla zazębienia w dogodnej postaci $e = f(m)$ dla $z_k$=const. Natomiast na rys. 4 przedstawiono dopuszczalny obszar wartości mimośrodu $e$ i współczynnika $m$ dla przekładni cykloidalnej, wynikający z warunków jej działania. Opierając się na przedstawionej geometrii opracowano program obliczeń planetarnej przekładni cykloidalnej [2]. Tablica 2 zawiera dla przykładu zweryfikowane wartości parametrów przekładni przedstawionej na rys. 1.

Tablica 1

| GEOMETRYCZNE WARUNKI DZIAŁANIA PRZEKŁADNI CYKLOIDALNEJ O ZAZĘBIENIU WEWNĘTRZNYM | | |
|---|---|---|
| WAR. 1 | SĄSIEDZTWA ROLEK STAŁYCH | $e \geq \frac{q}{z_k \sin \frac{\pi}{z_k}} m$ |
| WAR. 2 | NIEPODCINANIA ZĘBÓW | $e \geq q \frac{z_k + 1}{3\sqrt{3}\, z_k} \sqrt{\frac{z_k + 1}{z_k - 1}} \sqrt{\frac{m^2}{1 - m^2}}$ |
| WAR. 3 | DZIEDZINY DLA KĄTA $\alpha$ | $m > \frac{z_k - 2}{2z_k - 1}$ |

Tablica 2

OBLICZENIA PLANETARNEJ PRZEKŁADNI CYKLOIDALNEJ
INSTYTUT TANSPORTU - KATOWICE '92

DANE WEJŚCIOWE DO OBLICZEŃ:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Moment napędowy przyłożony do satelity ..... | Mo | [Nm] | = | 550.0 |
| Wartość przełożenia ..... | i | [--] | = | 15.0 |
| Średnica otworu centralnego satelity ..... | dm | [mm] | = | 40.0 |
| Ramie działania siły Qmax ..... | ap1 | [mm] | = | 21.0 |
| Ramie działania siły Pmax ..... | ap2 | [mm] | = | 9.0 |
| Długość rolki kołka stałego ..... | lp2 | [mm] | = | 35.0 |
| Dop. napr. na zginanie dla trzpienia koła stałego .. | kg1 | [MPa] | = | 250.0 |
| Dop. napr. na zginanie dla trzpienia jarzma ..... | kg2 | [MPa] | = | 250.0 |

WYNIKI OBLICZEŃ GEOMETRYCZNYCH:

Parametry koła podstawowego (satelity)

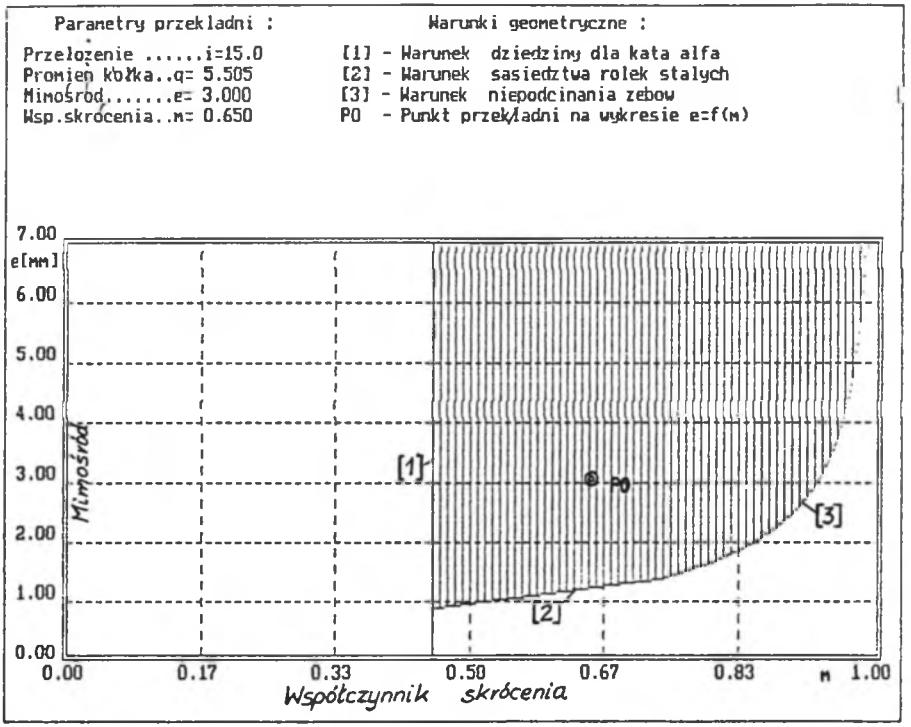
| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Liczba zębów satelity ..... | Zs | [—] | = | 15 |
| Mimośród przekładni ..... | e | [mm] | = | 3.0000 |
| Współczynnik skrócenia ..... | m | [--] | = | 0.6500 |
| Promień koła stałego ..... | a | [mm] | = | 69.2308 |
| Promień koła obtaczającego ..... | b | [mm] | = | 4.6154 |
| Promień zarysu wierchołkowego ..... | rz | [mm] | = | 71.3412 |
| Promień zarysu przechodzący przez dna zębów ..... | rd | [mm] | = | 65.3412 |
| Średnica zewnętrzna satelity ..... | dz | [mm] | = | 142.6823 |
| Promień rozmieszczenia otworów w satelicie ..... | Rw | [mm] | = | 45.0000 |
| Średnica otworów w satelicie ..... | do | [mm] | = | 30.0000 |
| Liczba otworów w satelicie ..... | n | [—] | = | 8 |
| Minimalny promień krzywizny epicykloidy ..... | Rmin | [mm] | = | 16.1123 |
| Kąt położenia minimalnego promienia krzywizny ..... | αmin | [°] | = | 5.6877 |
| Kąt położenia punktu przegięcia zarysu ..... | αp | [°] | = | 8.9739 |

Parametry koła współpracującego

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Liczba rolek koła stałego ..... | Zk | [—] | = | 16 |
| Promień rozmieszczenia rolek koła stałego ..... | r | [mm] | = | 73.8462 |
| Promień rolki koła stałego ..... | q | [mm] | = | 5.5050 |

WYNIKI OBLICZEŃ WYTRZYMAŁOŚCIOWYCH:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Maksymalna siła satelita - rolka koła stałego ..... | Pmax | [N] | = | 1680.5556 |
| Moment przekazywany przez jednego satelitę ..... | M1 | [Nm] | = | 302.5000 |
| Maksymalne obciążenie rolki jarzma ..... | Qmax | [N] | = | 3361.1111 |
| Maks.obc.rolki jarzma z uwzględnieniem niedokł. wyk. | Qobl | [N] | = | 4537.5000 |
| Największy moment działający na rolkę k.stałego .... | Mgmax | [Nm] | = | 9.7911 |
| Średnica trzpienia jarzma z war. wytrzymałościowego | dt1obl | [mm] | = | 15.7168 |
| Średnica trzpienia jarzma przyjęta do obliczeń ..... | dt1 | [mm] | = | 16.0000 |
| Średnica rolki jarzma ..... | dp1 | [mm] | = | 24.0000 |
| Średnica trzpienia k.stałego z war.wytrzymałościow | dt2obl | [mm] | = | 7.3615 |
| Średnica trzpienia k.stałego przyjęta do obliczeń | dt2 | [mm] | = | 8.0000 |
| Średnica rolki koła stałego ..... | dp2 | [mm] | = | 11.0100 |




Rys. 4. Dopuszczalny obszar wartości mimośrodu e i współczynnika m dla prototypu planetarnej przekładni cykloidalnej

Fig. 4. Admissible area value of ecentric e and coefficent m for prototype of planetary cycloidal gear

## 3. PODSUMOWANIE

Planetarne przekładnie o zazębieniu cykloidalnym nie mają jednolitego opisu cech geometrycznych. W pracy na przykładzie własnej oryginalnej konstrukcji tej przekładni (rys. 1) przedstawiono pełną geometrię zazębienia wraz z niezbędnymi wyprowadzeniami, wzory (1÷24). Szczególnie złożona jest geometria zewnętrznie uzębionego koła podstawowego, w którym zarys zęba kształtuje ekwidystanta epicykloidy skróconej o module M i współczynniku skrócenia m (rys. 2 i 3). Geometria koła współpracującego jest na odmianę bardzo prosta, a jedynym trudniejszym problemem jest promień rolki stałej równy przesunięciu ekwidystanty epicykloidy q. Krzywą zasadniczą dla

zazębienia jest epicykloida skrócona, która ma zmienny promień krzywizny $\rho_o$, wzór (26). Przeprowadzono analizę promienia krzywizny epicykloidy i ekwidystanty, na podstawie której sformułowano trzy istotne warunki geometryczne, zapewniające teoretyczną skuteczność działania przekładni (tabl. 1).

Dla przykładu w tabl. 2 przedstawiono zweryfikowany zbiór podstawowych parametrów przekładni cykloidalnej przedstawionej na wstępie niniejszej pracy.

## LITERATURA

[1] Braren R.: Offenllegungsschrift 2433675. Planeten getriebe. Deutsches Patentamt, nr 509833/249. Bonn 1975.

[2] Chmurawa M. Olejek G.: Obliczenia geometryczne i wytrzymałościowe, technologia wytwarzania i kinematyka planetarnej, pozaśrodkowej przekładni cykloidalnej. Program obliczeń na IBM PC o symb. 'CYKLO' Instytut Transportu, Pol.Śl., Katowice 1992.

[3] Chmurawa M.: Projekt techniczny planetarnej przekładni cykloidalnej. Praca konstrukcyjna (niepublikowana). Instytut Transportu Pol.Śl., Katowice 1992.

[4] Dudek A.: Określenie niektórych parametrów konstrukcyjnych, nośności i sprawności przekładni cykloidalnych o zazębieniu jednostronnym. Praca doktorska. Pol. Krak. Instytut Mechaniki i PKM, Kraków 1982.

[5] Kudrjawcew W.N.: Planetarnyje pieriedaczi. Moskwa - Leningrad, Maszynostrojenie, 1966.

[6] Müller L.: Przekładnie obiegowe. PWN, Warszawa 1983.

[7] Oderfeld J.: Wstęp do mechanicznej teorii maszyn. WNT, Warszawa 1962.

[8] Parszewski Z.: Teoria maszyn i mechanizmów WNT, Warszawa 1978.

[9] Ryś J., Dudek A. i in. Analiza dynamiczna oraz optymalizacja konstrukcji przekładni zębatych. Oprac. na zlec. PAN. Pol. Krak. Instytut Mechaniki i PKM, Kraków 1985.

[10] Stryczek J.: Zazębienia cykloidalne w budowie pomp i silników zębatych. Prace naukowe Pol. Wrocł. nr 61, Monografie nr 15. Wrocław 1991.

[11] Stryczek J.: Konstrukcja i wykonanie kół zębatych o zarysie cykloidalnym. Mechanik nr 10+11, 1986.

[12] Surowiak W.: Przekładnie obiegowe PWT, Warszawa 1959.
[13] Szewalski R.: Teoria mechanizmów i maszyn. PWT, Warszawa 1959.

Recenzent: Dr hab. inż. Jarosław Stryczek

Wpłynęło do Redakcji 25.11.1992

**ABSTRACT**

The planetary gears with cycloidal tooth profile havent unified destription of geometrical characteristics. In this work, by the example of own, oryginal construction of this gear (fig. 1) shown full geometry of meshing with the indispensable methematical formulas, (formula 1÷24). Specialy complicated is geometry of external gear basic wheel, where tooth profile sharpe the equidystance of complicated cycloid with normal modul M and coefficent m (fig.2 and 3). Geometry of intermating gear is for a change very easy and one of more difficult problem is radious of the constants roll, which is equal to displacement of cycloid equidystance q. The principial curve for the mashing is shortering epicycloid, which has essential radious $\rho_o$ (formula 26). Carrying out an analizys of epicycloidas curvates radiouses and equidystantes, basic from formulated three, essentianal geometrical conditions, securying effective gear work (tabl. 1). For example (tabl. 2) were presented ensemble of main cycloidal gears parameters, showed on the begining of this work.