



PARAMETRII GEOMETRICI AI UNUI ANGRENAJ MELC-ROATĂ PLANĂ. STUDIU DE CAZ (II)

Emil-Nicolae MUNTEAN, Ovidiu ENE

GEOMETRICAL PARAMETERS OF WORM-FACE DRIVE FOR ONE CASE STUDY (II)

The paper presents the calculus of geometrical parameters for worm-face drive a case study.

Keywords: worm gear wheel surface, parameters

Cuvinte cheie: angrenaj melc roată plană, parametri

Pentru execuția melcului, se cere grosimea spirei melcului în secțiunea normală, pe cilindrul de referință, conform formulei (19) și anume:

$$s_{n0} = s_{x0} \cdot \cos \gamma_0.$$

$$s_{n0} = \frac{\pi}{2} \cdot 3,050038878 \cdot \cos 4^{\circ}5'20,914'' = 4,778793508 \text{ mm} =$$

$$= 0,188141477 \text{ inch}.$$

În funcționare, datorită încălzirii melcului și roții plane, se impune un joc între flancuri. Conform [1],[2], jocul recomandat este cuprins între limitele, 0,10 mm, până la 0,13 mm. Prin urmare, ținând seama de relația (19),

$$s_n = (s_{n0} + 0,5 \cdot j) - 0,5 \cdot j, \quad (19)$$

pentru desenul de execuție, grosimea în secțiune normală a spirei melcului va fi:

$s_{n0} = 4,70_{-0,05}$, respectiv, în inch, $s_{n0} = 0,185_{-0,002}$

Elementele calculate permit elaborarea tabelelor cu parametrii geometrici de bază, ai melcului și roții plane.

Pentru melc, sunt necesari următorii parametrii geometrici:

Tipul melcului ZE(ZI)

Modulul axial, $m_x = 3,050038878\text{mm}$

Pasul diametral axial, $DP = 8,327762699$

Modulul normal, $m_n = 3,042274435\text{mm}$

Pasul diametral normal, $DP = 8,349016679$

Numărul de începuturi, $z_1 = 1$

Melcul de referință $1,5 - 10^0/25^0 - 0,(3)$

Unghiul de pantă al elicei

de referință $\gamma_0 = 4^0 5' 20,914''$

Sensul înclinării spirei STÂNGA

Grosimea normală a spirei, pe cilindrul de referință / înălțimea de măsură, în mm și în inch

$$s_{n0}/h_{k1} = 4,70_{-0,05}/4,5$$

$$s_{n0}/h_{k1} = 0,185_{-0,0002}/0,1772$$

Diametrul de referință $d_0 = 42,6636\text{mm} = 1,6796\text{inch}$

Coeficientul diametral, $q = 13,98788727$

Pasul axial, $p_x = 9,581979733\text{mm} = 0,377243297\text{inch}$

Distanța între axe, $a = 70,739\text{mm} = 2,785\text{inch}$

Unghiul între axe, $\delta = 90^0$

Roata plană conjugată:

- număr de dinți, $z_2 = 50$

- număr desen, RM. 0. 011.0

Pata de contact, neîntreruptă pe flancurile melcului. Pentru roata plană, sunt necesari următorii parametrii geometrici:

Modulul axial, $m_x = 3,050038878\text{mm}$

Pasul diametral $DP = 8,327762699$

Numărul de dinți $z_2 = 50$

Profilul de referință $1,5 - 10^0/25^0 - 0,(3)$

Unghiul de înclinare al dinților,

la raza de calcul $\beta_m = 43^{\circ}22'29,6''$

Sensul înclinării dinților DREAPTA

Grosimea normală a dintelui, în planul
de divizare la raza de calcul / înălțimea
de măsură, în mm și în inch

$$s_{n0}/h_{k2} = 4,78_{-0,05}/4,5 \quad s_{n0}/h_{k2} = 0,1882_{-0,0002}/0,1772$$

Distanța între axe, $a = 70,739\text{mm} = 2,785\text{inch}$

Unghiul între axe, $\delta = 90^{\circ}$

Melcul conjugat:

- număr de începături, $z_1 = 1$

- număr desen, RM. 0. 015.0

Pata de contact pe înălțime: 60 %

Pata de contact pe lungime: 60 %

Pe baza relațiilor de calcul, prezentate s-a elaborat un program de calcul pentru determinarea parametrilor geometrici ai angrenajul melc-roată plană.

Datele inițiale, necesare programului de calcul, precum și lista cu datele calculate, corespund primului studiu de caz și sunt prezentate figura 1.

Se va calcula, cu ajutorul formulei (20), momentul transmis de roata plană,

$$M_{t2} = \frac{716 \cdot N}{n_2} [\text{daN} \cdot \text{m}], \quad (20)$$

ținând seama că,

$$N = 3,808\text{CP} = 2,8\text{kW}$$

și turația roții dințate este

$$n_2 = 30 \text{ min}^{-1}.$$

Din formula (20) se va obține momentul transmis de angrenaj:

$$M_{t2} = \frac{716 \cdot 3,808}{30} = 90,88426667 \text{ daN} \cdot \text{m}$$

Forța tangențială/axială se va obține cu ajutorul formulei (21),

$$P_{t,a} = \frac{M_{t2} \cdot 1000}{R_c}, \quad (21)$$

DATE INITIALE	

Nisaarul de incepatori ale melcului Z1=	Z1= 1.00000000
Nisaarul de dinti ai rotii plane Z2=	Z2= 50.00000000
Distanța între axele încrucișate în spațiu a=	a= 70.73900000
Diametrul exterior al rotii plane Da2=	Da2= 247.65000000
Diametrul interior al rotii plane Di2=	Di2= 170.85120000
Diametrul de referință al melcului D01=	D01= 42.66360000
Unghiul de presiune normal de sarcină filant=	alfans= 10.00000000 gr.
Unghiul de presiune normal liber alfan1=	alfan1= 25.00000000 gr.
Unghiul dintre axele încrucișate Deltax=	Deltax= 30.00000000 gr.
Fașa de contact pe înălțime	60%
Fașa de contact pe lungime	60%
PARAMETRII GEOMETRICI AI ANCRENINJULUI	

MELC - R O T I I A P L A N A	

Raza de calcul	Rc= 104.63530000
Modulul axial	Ms= 3.05003000
Unghiul de pantă al eliciei melcului	Gama01= 4.08914270 gr.
Modulul normal	Mn= 3.04227444
Înălțimea capului spinei melcului	h1= 4.50000000
Înălțimea piciorului spinei melcului	h2= 5.50000000
Diametrul cilindricului peste capul spinei melcului	D1= 31.66360000
Diametrul cilindricului de la piciorul spinei melcului	D2= 31.66360000
Coștirea de masă a dintelui în secțiunea normală	Sr= 4.72079351
Înălțimea de masă a dintelui în secțiunea normală	Hen= 4.50000000
Unghiul de presiune axial pentru sarcină	alfaa= 10.02500477 gr.
Unghiul de presiune axial liber	alfaa1= 25.05590350 gr.
Unghiul de înclinare dintre nota plană la raza de calcul	Beta= 43.37488042 gr.
Coefficientul de amănunt	0= 13.98768727
Pasul axial	Pa= 9.58157973
Rădăcinile de schimb ale diferențialului	atcd= 1.98155402

Fig. 1 Lista de calculul cu parametrilor geometrici ai angrenajului melc-roată plană

în care se va introduce raza de calcul,

$$R_c = 104,6353 \text{ mm.}$$

Cu ajutorul formulei (21), se va obține forța tangențială/axială din angrenaj:

$$P_{t,a} = \frac{90,88426667 \cdot 1000}{104,6353} = 868,5813169 \text{ daN}.$$

Pentru calculul capacității portante, după Lewis, pentru sudiul de caz se va determina, în primul rând, viteza periferică pe cercul având raza de calcul, R_c , după formula (22),

$$v = \frac{R_c \cdot \pi \cdot n_2}{30000} \left[\text{m} \cdot \text{s}^{-1} \right], \quad (22)$$

$$v = \frac{104,6353 \cdot \pi \cdot 30}{30000} = 0,32872149 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Din nomograma 12, p.40 [2], pentru $z_n = z_2 = 50$ și pentru $x_m = 0$, se va obține factorul de formă:

$$y = 0.132.$$

Forța limită admisibilă la încovoiere, după Lewis, conform relației (23),

$$P_{\text{fa}} = \sigma_r \cdot \frac{6}{6+v} \cdot m_x \cdot \pi \cdot b \cdot y \left[\text{daN} \right], \quad (23)$$

se va calcula pentru materialul 18MnCr10, oțel aliat de cementare/călire, având $\sigma_r = 12000 \text{ daN} \cdot \text{cm}^{-2}$, utilizat pentru ambele componente ale angrenajului melc-roată plană.

$$P_{\text{fa}} = 12000 \cdot \frac{6}{6+0,32872149} \cdot 0,3050038878 \cdot \pi \cdot 3,83794 \cdot 0,132 = \\ = 5522,603611 \text{ daN}.$$

Coeficientul de siguranță, la solicitarea de încovoiere, după Lewis, se va calcula cu formula (24)

$$S_{\text{f}} = \frac{P_{\text{fa}}}{P_{t,a}}, \quad (24)$$

și se va obține:

$$S_{\text{f}} = \frac{5522,603611}{868,5813169} = 6,358188351.$$

Ținând seama de înrudirea angrenajului melc-roată plană, cu angrenajele conice Klingelberg-Paloid, pentru coeficientul de siguranță, la încovoiere, după Lewis, la angrenaje cu utilizare în domeniu reductoarelor, ca în studiul de caz, se recomandă:

$$S_i \in [3, \dots, 5]$$

Prin urmare coeficientul de siguranță este considerat corespunzător.

În figura 2 se prezintă angrenajul melc-roată plană, studiu de caz, realizat la S.C. Sculăria srl Cugir, care a fost încorporat într-un reductor de turație.



Fig. 2 Angrenajul melc-roată plană, studiu de caz, care este încorporat în reductor (fotografie realizată la S.C. Sculăria s.r.l. Cugir)

BIBLIOGRAFIE

- [1] Muntean, E.N., *Contribuții asupra îmbunătățirii parametrilor geometrici și a sculelor de danturare la angrenajele melc-roată plană*. Teză de doctorat, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, 2009.
- [2] * * * *Klingelberg-Werknorm KN 3025*. Ausgabe, 1969.

Dr.Ing. Emil-Nicolae MUNTEAN
Directorul Parcului Industrial Cugir
Drd.Ing. Ovidiu ENE
Directorul S.C. Prototip SRL Cugir