

CASETA DE DIRECTIE CU SURUB PIULITA-SECTOR DINTAT CU RAPORT DE TRANSMITERE VARIABIL

Petre ALEXANDRU, Dorin DIACONESCU

Universitatea Transilvania Brasov, Catedra DPR, e-mail: alex.p@unitbv.ro

Abstract: The paper presents solution to obtain variable transmission ratios in car steering boxes. The possibility to obtain function of the transmission ratios for mechanism the curved rack/ eccentrically pointed segment. The numerical analysis shows that the transmission ratio and the gear backlash grow with the increase of the eccentric segment gear displacement.

1. INTRODUCERE

La multe autovehicule, precum autoturisme de teren, tractoare pe roti, autocamioane s.a., casetele de directie sunt de tipul surub-piulita pe bile - sector dintat, piulita având pe o parte dinti, astfel ca joaca si rol de cremaliera în angrenare cu sectorul.

Aceste casete se preteaza bine la o directie asistata, pentru învingerea fortelor mari în viraj, asistarea hidraulica scumpind însa produsul.

Pentru a ne mentine la o caseta pur mecanica, la care însa efectul de servoasistare sa fie prezent, se întreveede realizarea unui angrenaj cremaliera-sector dintat cu raport de transmitere variabil si anume crescator cu unghiul de bracare al rotilor directoare, deci cu unghiul de rotire al volanului [2].

Acest lucru este posibil daca cremaliera se curbeaza, putându-se asocia cu o roata translantata, iar sectorul - pentru a se putea mentine în angrenare - trebuie articulata excentric pe arborele sau [4].

În cele ce urmeaza, se va lua în studiu, pentru parametrizare, varianta cu piulita/cremaliera - sector dintat care se constituie într-un angrenaj exterior, dându-se cremalierii translantate o curbura inversa decât a sectorului dintat. Astfel, raportul de transmitere creste continuu spre pozitile extreme de angrenare fata de pozitia centrala.

Sectorul dintat va putea angrena cu o cremaliera curbata daca el este articulata dezaxat.

2. PARAMETRII GEOMETRICO-CINEMATICI AI ANGRENAJULUI CREMALIERA CURBATA - SECTOR DINTAT DEZAXAT

Angrenajul cremaliera convexa - sector dezaxat este prezentat în figura 1.

Pentru functionarea în bune conditii, polul de angrenare C trebuie sa satisfaca urmatoarele conditii:

- normala în punctul de contact al dintilor trebuie sa treaca prin polul angrenarii, care nu este fix;
- vitezele absolute ale profilelor în polul angrenarii C al celor doua componente trebuie sa se pastreze egale ($v_{c1} = v_{c2}$).

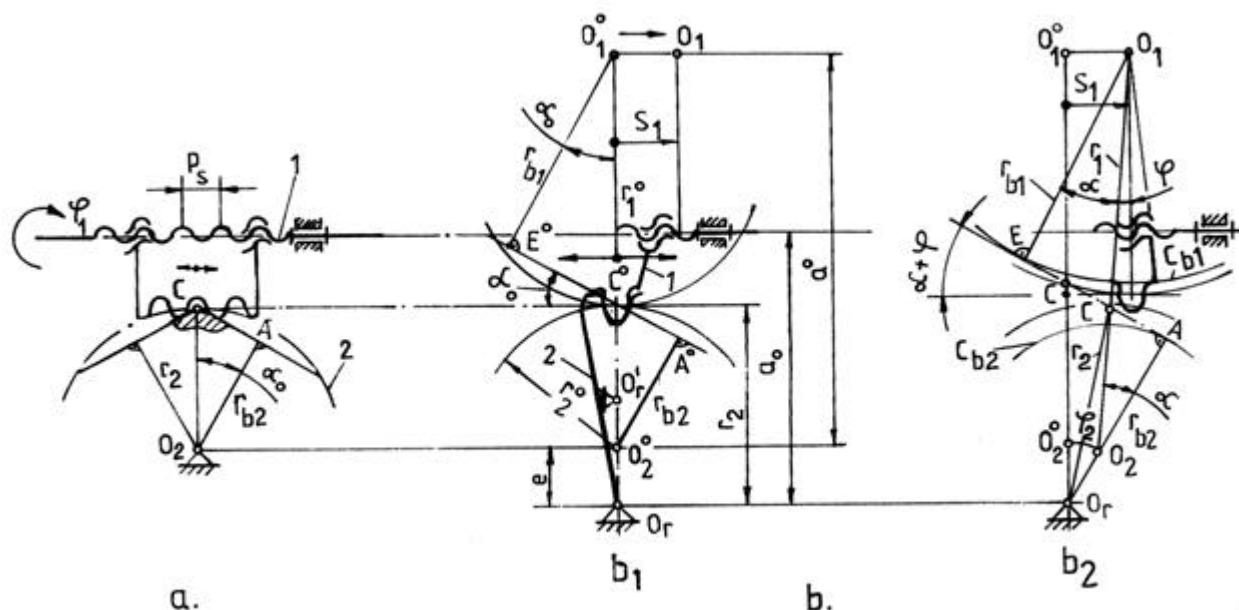


Fig. 1. Angrenajul cremaliera curba - sector dezaxat

Mecanismul casetei este definit geometric prin urmatoarele marimi principale (fig. 1, 2): p_s - pasul surubului, m - modulul danturii, a_0 - unghiul de angrenare, a_0 - distanta dintre axele casetei, a^0 - distanta de referinta dintre centre, e - excentricitatea sectorului dintat, r_{b1} , r_{b2} - razele cercurilor de baza, f_2 - unghiul de rotatie al sectorului corespunzator deplasarii S_1 a cremalierii, S_1 - deplasarea liniara a cremalierii - parametrul variabil independent.

Cremaliera si sectorul sunt pozitionate central la mersul rectiliniu al autovehiculului, având centrele în O_1^0 si O_2^0 (fig. 1,b₁), pozitia curenta fiind cu centrele în O_1 si O_2 (fig. 1,b₂).

În figura 2 este prezentata caseta de directie cu piulita/cremaliera curbata - sector dintat în care sectorul are centrul în O_2 , fiind articulat dezaxat în O_r .

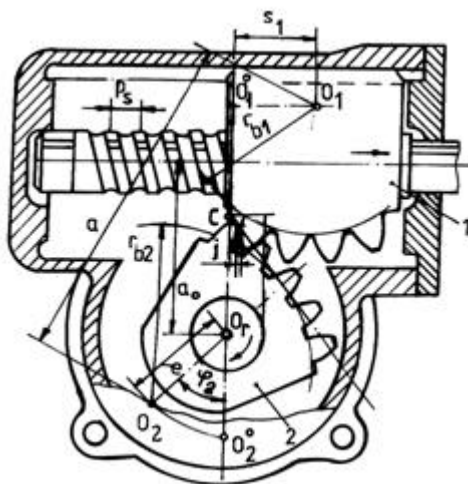


Fig. 2. Caseta piulita/cremaliera curbata - sector dintat dezaxat

Pentru determinarea marimilor geometrice caracteristice angrenajului se considera ca piulita are o deplasare S_1 , iar sectorul dintat 2 se rotește cu unghiul f_2 . Segmentele

teoretice de angrenare se modifica din $A_1^0-E_1^0$ în A-E. Astfel se obtine unghiul de angrenare α_x variabil, iar polul de angrenare se schimba devenind C_r (fig. 1, b).

Stabilirea marimilor geometrico-cinematice ale angrenajului se realizeaza punând conditia de rulare a liniei de angrenare:

$$\overline{AE} - AA_0' + EE_0' = \overline{A_0E_0}. \quad (1)$$

Din $\triangle O_1O_2O_r$ se obtine distanta dintre axe a si unghiul β , în functie de rotatia sectorului (cu unghiul φ_2) si de deplasarea cremalierii (S_1):

$$a = O_1O_2 = \sqrt{(S_1 + e \cdot \sin \varphi_2)^2 + (a_0 - e + e \cdot \cos \varphi_2)^2}, \quad (2)$$

$$\cos \beta = \frac{a^2 + e^2 - b^2}{2 \cdot a \cdot e}, \quad \beta(S_1, \varphi_2), \quad (3)$$

unde $b = O_1O_r = \sqrt{(a_0 - e)^2 + S_1^2}$.

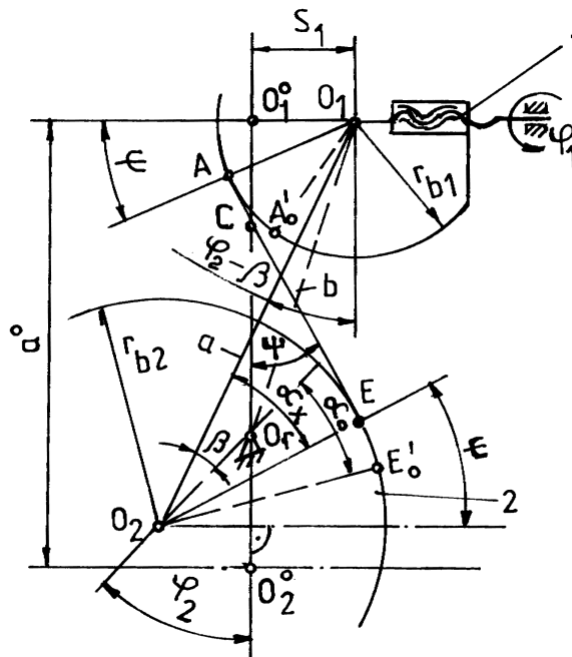


Fig. 3. Schema cinematica a angrenajului într-o pozitie curenta

Unghiurile de angrenare initial si curent α_0, α_x se determina cu relatiile:

$$\cos \alpha_0 = \frac{r_{b1} + r_{b2}}{a_0}, \quad \cos \alpha_x = \frac{r_{b1} + r_{b2}}{a}. \quad (4)$$

Cu urmatoarele relatii (fig. 1, b):

$$A_0E_0 = a_0 \cdot \sin \alpha_0, \quad AE = a \cdot \sin \alpha_x, \quad (5)$$

$$AA'_0 = r_{b1} \cdot (\alpha_x + \varphi_2 - \beta - \alpha_0), \quad (6)$$

$$EE'_0 = r_{b2} \cdot (\alpha_0 + \beta - \alpha_x), \quad (7)$$

se determina functia implicita $f(S_1, f_2)=0$, folosind relatia (1):

$$f(S_1, \varphi_2) = a \sin \alpha_x + r_{b2} (\alpha_0 + \beta - \alpha_x) - a_0 \sin \alpha_0 - r_{b1} (\alpha_x + \varphi_2 - \beta - \alpha_0). \quad (8)$$

La mersul rectiliniu al automobilului deplasarea cremalierii este $S_1=0$ si deci $f_2=0$; plecând de la aceasta pozitie initiala, pentru valori ale unghiului de rotatie al sectorului f_2 sunt determinate deplasările corespunzatoare S_1 ale cremalierii.

3. PARAMETRIZAREA ANGRENAJULUI PIULITA-SECTOR DINTAT CU RAPORT VARIABIL

Cu ajutorul relatiei (8), cunoscând unghiul de angrenare $\alpha_0=20^\circ$, razele cercurilor de baza r_{b1} , r_{b2} si distanta de referinta a^0 , se analizeaza numeric angrenajul pentru mai multe valori ale excentricitatii e .

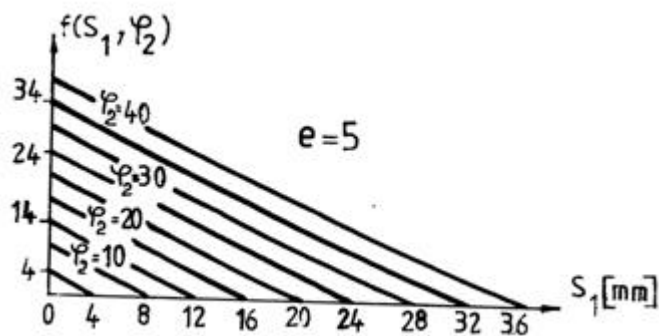


Fig. 4. Determinarea deplasării din funcția $f(S_1, f_2)$

Angrenajul se analizeaza pentru o gama de valori ale excentricitatii $e=0; 2,5; 5; 7,5$ mm.

Se urmaresc variatiile cursei cremalierii, raportului de transmitere, jocului din angrenaj, având ca parametru excentricitatea e .

Pentru fiecare valoare al excentricitatii e se reprezinta câte un grafic ca cel din figura 4 $f(S_1, f_2)$.

Plecând de la pozitia initiala ($S_1=0$, $f_2=0$) în funcția (8) se dau valori unghiului f_2 astfel: pentru o valoare discreta f_2 se indica un domeniu de variatie, obținând o curba $f(S_1, f_2)$, dupa care se va lua alta valoare f_2 , pâna se ajunge la 45° . Intersectiile acestor curbe cu abscisa S_1 vor indica valorile concrete ale lui S_1 (fig. 4).

Pe baza diagramelor din figura 4 se poate obtine functia $S_1(f_2)$ - cu parametrul e - din figura 5.

Raportul de transmitere al casetei, definit prin raportul vitezelor surubului si sectorului,

$$i_c = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_2}{p_s}, \quad (9)$$

variaza odata cu raza r_2 a sectorului, dependenta de rotatia surubului (fig. 6).

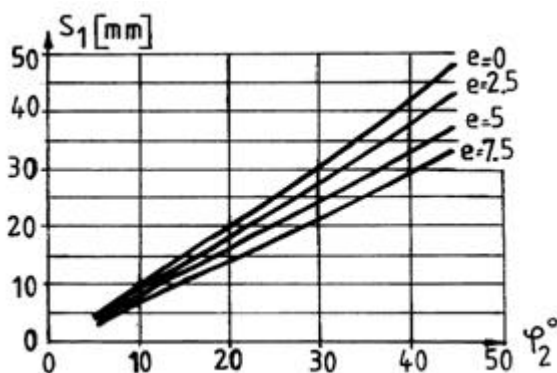


Fig. 5. Deplasarea cremalierii în funcție de unghiul de rotație ale sectorului f_2

Raportul de transmitere este variabil crescător cu rotația volanului, deci cu creșterea unghiurilor de bracare, ceea ce duce la o reducere a forței necesare la volan pentru executarea comenzii de virare.

Raza curentă a sectorului va fi:

$$r_2 = \overline{O_r C_r} = a_0 - e - r_{b1} \cdot \sin \psi - (r_{b2} \cdot \cos S_1) \cdot \operatorname{ctg} \psi, \quad \psi = 90^\circ - \alpha_x - \varphi_2 + \beta. \quad (10)$$

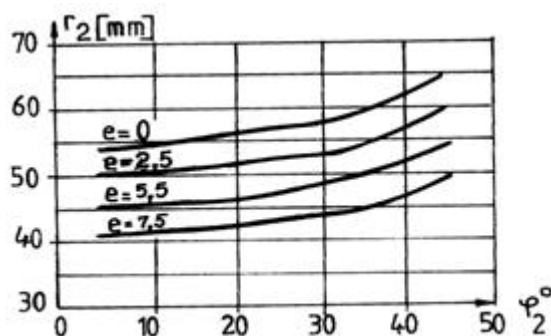


Fig. 6. Variația raportului de transmitere în funcție de unghiul de rotație f_2

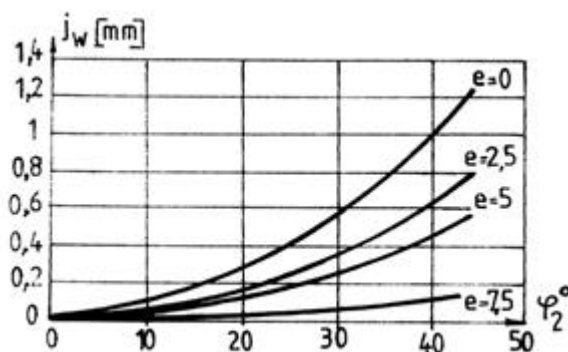


Fig. 7. Variația jocului în funcție de f_2

Jocul din angrenaj j_w se deduce pe baza relațiilor

$$S_{w1} + e_{w1} = p_w, \quad S_{w2} + e_{w2} = p_w, \quad (11)$$

unde S_w este grosimea dintelui, iar e_w este golul dintre dinți pe cercul de rostogolire. Astfel:

$$j_w = p_w - S_{w1} - S_{w2} \quad (12)$$

În poziția de mers rectilinie, jocul din angrenaj este minim sau chiar nul, el crește odată cu creșterea unghiului de brăcare, adică cu rotația volanului (fig. 7).

4. CONCLUZII

- Raza instantanee de rostogolire a sectorului dintat (r_2^*) și implicit raportul de transmitere ($i_s=r_2/\text{const}$) cresc cu unghiul de rotație al sectorului dintat (f_2);
- Jocul dintre flancuri (j_w) crește cu creșterea unghiului de rotație al sectorului dintat (f_2); această creștere este cu atât mai accentuată, cu cât excentricitatea este mai mică (v. fig. 7);
- Excentricitatea sectorului dintat (e) are o influență semnificativă asupra variației razei r_2^* , raportului de transmitere i_s , precum și asupra jocului dintre flancuri j_w ;
- Pe baza modelării cinematice efectuate, într-o lucrare ulterioară se va modela sinteza cinematică a casetei de direcție, astfel încât jocul j_w să fie minim.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Alexandru, P., Ceausescu, B., Diaconescu, D. *Important aspects of geometry of the pinion - rack gear with variable ratio*. Simpozion International SYROM '01, vol. III, pag. 13-18, București, 2001.
- [2] Alexandru, P., Ceausescu, B., Diaconescu, D. *Aspecte geometrice ale angrenajului piulita/cremaliera - sector dintat din caseta de direcție cu raport de transmitere variabil*, Conferința Tehnonav'02, Universitatea Ovidius, vol. IV, pag. 3-6, Constanța, 2002.
- [3] Ceausescu, B., Alexandru, P. *Posibilitatea de obținere a raportului de transmitere variabil în casetele de direcție auto*. Simpozionul International ROPET '01, vol. Inginerie Mecanică, pag. 235-238, Petrosani, 2001.
- [4] Patent specification, England, B 62 d, nr. 1.426.465