

CONTRIBUȚII LA PERFEȚIONAREA FUNCȚIONAL- CONSTRUCTIVĂ A TRANSMISIILOR ARMONICE

Rezumat

Cap. 1 Introducere. Obiective

În ultimii ani, transmisia armonică dințată a cunoscut o largă utilizare în domeniul tehnic datorită raportului de transmitere mare pe o treaptă, randamentului ridicat, preciziei cinematice de poziționare ridicată, gabarit și masă redusă etc.

Aceste avantaje au determinat implicarea autorului în cercetarea acestei transmisii realizând pentru început o sinteză a cercetării actuale care a permis stabilirea obiectivelor, ce constă în: concepția transmisiei armonice dințate duble cu generator de unde defazat cu $\pi/2$, analiza structurală a mecanismului transmisiei armonice dințate duble prin determinarea gradului de mobilitate și verificarea îndeplinirii condiției de desmodromie, analiza cinematică urmărind determinarea expresiilor de calcul a vitezelor unghiulare a elementelor și a raportului de transmitere, analiza cinetostatică urmărind determinarea expresiilor de calcul a forțelor și reacțiunilor din elementele și cuplele cinematice ale mecanismului transmisiei armonice dințate concepute, determinarea ecuației ce definește lungimea roții dințate flexibile duble care să asigure o deformație radială egală în cele două trepte de angrenare ale transmisiei armonice dințate, verificarea prin simulare a veridicității rădăcinilor ecuației ce definește lungimea roții dințate flexibile duble, proiectarea transmisiei armonice dințate concepute, realizarea transmisiei armonice dințate optime proiectată, realizarea unui stand pentru încercarea transmisiei armonice dințate realizate, testarea prototipului realizat din punct de vedere constructiv și funcțional, în vederea confirmării soluției originale.

Cap. 2 Construcția și funcționarea transmisiei armonice dințate

Se prezintă aspecte privind construcția și principiul de funcționare al transmisiei armonice dințate, clasificare și tipuri constructive de transmisii armonice dințate având în vedere generatorul de unde și roata dințată flexibilă, aplicații ale transmisiei armonice dințate în diferite instalații mecanice, care a permis concepția constructivă și funcțională a transmisiei armonice dințate duble cu generator de unde defazat cu $\pi/2$ în treapta II față de cel din prima treaptă a transmisiei, prezentată în fig. 2.34

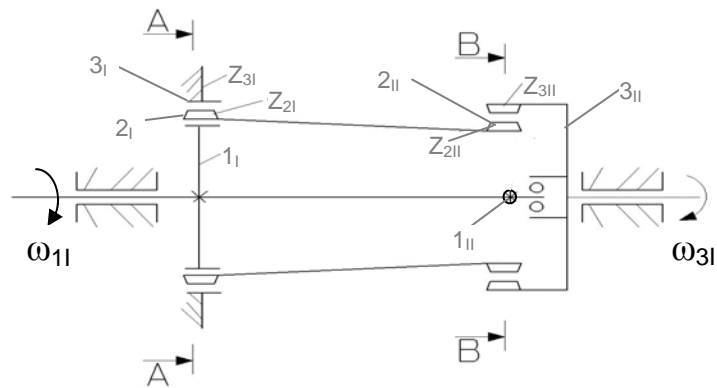


Fig. 2.34

Cap. 3 Analiza structurală a mecanismului transmisiei armonice dințate duble cu generator de unde defazat cu $\pi/2$

Pe baza schemei structurale a variantei concepute se determină numărul elementelor componente, numărul și clasa cuplelor cinematice, numărul lanțurilor cinematice independente componente, suma gradelor de libertate de prisos prin metoda imobilizării tuturor elementelor lanțului cinematic mai puțin cel cercetat, precum și suma gradelor de libertate a legăturilor pasive prin metoda investigației mobilităților elementelor și cuplelor cinematice ale transmisiei.

Astfel gradul de mobilitate este egal cu 1, egal cu numărul elementelor motoare, fiind îndeplinită verificarea condiției de desmodromie.

Cap. 4 Analiza cinematică a transmisiei armonice dințate duble cu generator de unde defazat cu $\pi/2$

Pentru analiza acestei transmisii armonice, se determină raportul de transmitere și vitezele unghiulare ale elementelor componente.

În urma analizei efectuate, s-a determinat viteza unghiulară a roții dințate flexibile la ieșirea din prima treaptă (angrenaj armonic) și viteza unghiulară a elementului de ieșire din treapta a doua a transmisiei (angrenaj diferențial) ce au dus la stabilirea expresiei raportului de transmitere a variantei concepute:

$$i = \frac{\omega_{1I}}{\omega_{3II}} = -\frac{Z_{2I} \cdot Z_{3II}}{Z_{2II} (Z_{3I} - Z_{2I})} \quad (4.14)$$

Cap. 5 Analiza cinetostatică a transmisiei armonice dințate duble cu generator de unde defazat cu $\pi/2$

În acest capitol, se stabilesc relațiile pentru calculul forțelor, momentelor și reacțiunilor ce acționează în elementele și cuplele cinematice ale mecanismului conceput. În acest caz se constată că acționează forțe tangențiale și radiale între dinții roților dințate aflate în angrenare produse de momentul de torsiune transmis, forțe inerțiale, forțe de frecare și forțe de deformație elastică a roții dințate flexibile. Pe baza forțelor din angrenaj se determină expresia rezultantei produsă de reacțiunile forței radiale și de frecare, se determină expresia forței de deformație elastică a roții dințate flexibile, forța de inerție a discului generatorului de unde obținând astfel expresia reacțiunii rezultante în cupla cinematică roata dințată flexibilă discul generatorului de unde în prima treaptă, prezentată sub forma:

$$R_{32} = \frac{m \cdot k \cdot n_u \cdot \pi \cdot D}{2 \cdot L \cdot r^3} \cdot \frac{1}{\sum_{n=2,4,6,\dots}^{\infty} \frac{n^2}{(n^2 - 1)^2 \left[\frac{n^2 L^2}{3} + 2(1 - \nu)r^2 \right]}} + \frac{M_{t11}}{D_{r11}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_r +$$

$$+ \mu \cdot \frac{M_{t11}}{D_{r11}} + m_d \omega_1^2 e \cdot \cos \varphi_n \quad (5.34)$$

Astfel, forța de frecare din cupla cinematică roata dințată flexibilă – discul generatorului de unde va fi:

$$F_{f32} = \mu_r \cdot R_{32} \quad (5.35)$$

În cupla cinematică arborele de intrare – discul generatorului de unde apare un moment de frecare prezentat sub forma:

$$M_{f21} = \mu_e F \cdot \frac{d}{2} \quad (5.39)$$

Aplicând același raționament ca și în cazul determinării expresiilor de calcul a forțelor și reacțiunilor din treapta I, obținem expresiile forțelor și reacțiunilor din treapta II, cu observația că în această treaptă forța de deformare elastică nu mai acționează asupra discurilor generatorului de unde.

Cap. 6. Simularea pe calculator a geometriei roții dințate cilindrice din componența transmisiilor armonice dințate duble

Se pune problema să se determine lungimea roții dințate flexibile pe cale analitică și verificarea prin simulare cu metoda elementului finit, pentru care deformarea radială elastică din prima treaptă de angrenare să fie egală cu deformarea radială elastică din treapta a doua decalată cu $\pi/2$.

În acest sens se pune condiția ca deplasarea radială w din teoria tuburilor cu pereți subțiri să fie egală cu deformarea radială δ în vederea realizării unei angrenări corespunzătoare, obținându-se astfel ecuația de gradul II a lungimii roții

dițate flexibile duble a cărei rădăcini satisfac condiția impusă, prezentată sub forma relației:

$$[\pi DW(n^2 - 1)^2 \frac{n^2}{3}] L^2 - (Fe \cdot n^2 r^3) L + 2\pi DW(n^2 - 1)^2 (1 - \nu) r^2 = 0 \quad (6.3)$$

Din această expresie constatăm că lungimea roții dițate flexibile duble poate fi influențată de modulul de elasticitate longitudinal, de forța de deformare elastică, de grosimea peretelui roții dițate flexibile și de raza de divizare a roții dițate flexibile. Pentru determinarea rădăcinilor se folosește o macro comandă în Visual Basic din programul Excel, iar valorile obținute sunt prezentate tabelar și grafic.

Pentru verificarea soluțiilor obținute analitic s-a realizat o simulare cu element finit prin SOLIDWORKS SIMULATION plecând de la condițiile impuse roții dițate flexibile considerate un tub cu pereți subțiri. Obiectivul simulării este de a verifica deformațiile la capătul opus al roții în zonele 6 și 8, defazate cu 90° față de zonele 1 și 3, în care se va impune valoarea inițială a deplasării radiale

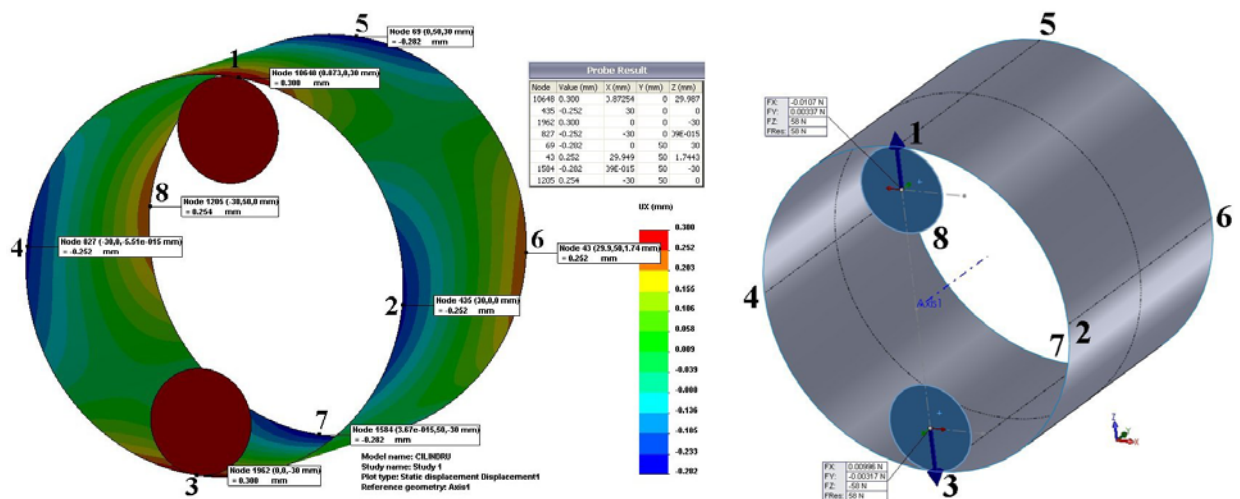


Fig. 6.13 Deformații și reacțiuni pentru roata cilindrică cu

$$\text{Lungime totala } L_{\text{total}} = 2 \times 25 = 50 \text{ mm}$$

Rezultatele simulării numerice sunt sintetizate valoric în tabelul 6.6, prin valorile deformațiilor rezultate în cele 8 puncte caracteristice ale suprafeței cilindrice, pentru cele 4 variante de lungimi impuse ale cilindrului.

Tabel 6.6

Deformația radială δ_{radial} a roții dințate flexibile funcție de lungime totală $2L$
 pentru $r=30$ mm; $m=0.3$; $h=0.75$ mm

Punct de măsură	1	2	3	4	5	6	7	8
Lungime totală $2xL$	$\delta_{\text{radial 1}}$ [mm]	$\delta_{\text{radial 2}}$ [mm]	$\delta_{\text{radial 3}}$ [mm]	$\delta_{\text{radial 4}}$ [mm]	$\delta_{\text{radial 5}}$ [mm]	$\delta_{\text{radial 6}}$ [mm]	$\delta_{\text{radial 7}}$ [mm]	$\delta_{\text{radial 8}}$ [mm]
2x25	0.3	-0.252	0.3	-0.252	-0.282	0.252	-0.282	0.254
2x22.5	0.3	-0.252	0.3	-0.251	-0.284	0.251	-0.284	0.252
2x20	0.3	-0.250	0.3	-0.250	-0.286	0.248	-0.284	0.250
2x17.5	0.3	-0.248	0.3	-0.248	-0.288	0.246	-0.288	0.247

Concluziile în urma simulării, constă în faptul că pentru valorile impuse în analiză ale parametrilor roții: raza $r = 30$ mm, modulul $m = 0.3$ mm, grosimea $h = 0.75$ mm, în domeniul parametrului variabil lungimea $L = 25 \dots 17.5$ mm, valoarea 0.3 mm simetrică a deformației radiale este aproximativ identică în punctele 6 respectiv 8, deformațiile tinzând asimptotic către această valoare; valorile deformațiilor radiale pe direcțiile 1-3 și 5-7 respectiv 2-4 și 6-8 sunt simetric.

Cap.7 Proiectarea, realizarea și testarea transmisiei armonice dințate duble cu generator de unde defazat cu $\pi / 2$

Se stabilesc parametrii angrenajului armonic, se efectuează calculul geometric al elementelor componente, se realizează elementele componente ale transmisiei prezentate în figura 7.2:



Fig. 7.2

Pentru a vizualiza buna funcționare a prototipului realizat, a fost necesară realizarea unui sistem de asamblare și fixare a elementelor, fără carcasa reductorului așa cum se vede în fig. 7.4.

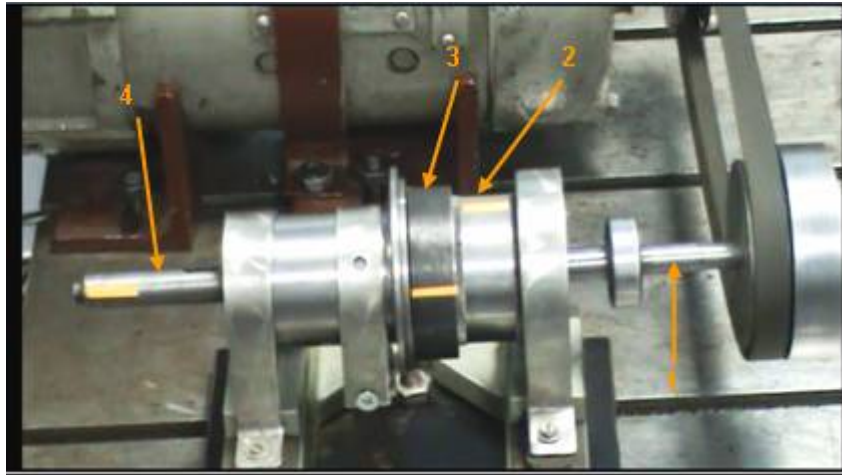


Fig. 7.4

Pentru a efectua și cercetări ale parametrilor de funcționare a transmisiei armonice dințate cu generator de unde defazat cu $\pi/2$, s-a conceput un stand ce este prezentat în fig. 7.5.



Fig. 7.5

Cap. 8 Concluzii și contribuții personale

În acest capitol, sunt prezentate concluziile lucrării și în urma cercetărilor teoretice și experimentale prezentate rezultă următoarele contribuții personale ale autorului:

- s-a conceput transmisia armonică dințată dublă cu generator de unde defazat cu $\pi/2$, care permite roții dințate flexibile, considerată a fi un înveliș cu pereți subțiri, o deformare liberă în treapta II asigurând angrenarea.
- se face analiza structurală a mecanismului transmisiei armonice dințate duble, determinându-se gradul de mobilitate și verificând îndeplinirea condiției de desmodromie;
- se determină relația de calcul a raportului de transmitere al transmisiei concepute, precum și vitezele unghiulare a elementelor componente;
- se realizează analiza cinetostatică a transmisiei armonice dințate concepute, stabilindu-se relațiile pentru calculul momentelor, forțelor și reacțiunilor în cuplele cinematice din treapta I și treapta II;
- se determină ecuația lungimii $2L$ a roții dințate flexibile ce asigură deformații egale în cele două trepte de angrenare, defazate cu $\pi/2$;
- folosind programul Excel se determină soluțiile ecuației de gradul doi pentru L funcție de (E) , (L) funcție de (Fe) , funcție de h , funcție de r și se ridică graficele de variație;
- se verifică rezultatele ecuației lungimii roții dințate flexibile obținute teoretic folosind metoda elementului finit prin programul SOLID WORK SIMULATION;
- se proiectează și se realizează elementele componente ale transmisiei concepute;
- s-a realizat prototipul și s-a testat funcționarea acestuia.

În vederea perfecționării constructive și a creșterii parametrilor funcționali ai prototipului realizat, se pot realiza cercetări privind:

- creșterea preciziei cinematice de poziționare;
- creșterea capacității de încărcare;
- determinarea factorilor ce influențează zgomotul și vibrațiile;
- creșterea durabilității transmisiei;
- creșterea randamentului transmisiei.