

RECEȚIONAT

Agenția Națională pentru
Cercetare și Dezvoltare _____
” ___ ” _____ 2022

AVIZAT

Secția AȘM _____
” ___ ” _____ 2022

RAPORT ȘTIINȚIFIC ANUAL
privind implementarea proiectului din cadrul Programului de Stat
(2020-2023)

**„Majorarea competitivității transmisiilor procesionale
prin elaborarea și valorificarea angrenajului cu contact “conform” al dinților
și extinderea ariei lor de aplicație”**

20.80009.5007.24

Prioritatea Strategică **V, „Competitivitate economică si tehnologii inovative”**

Prorector U.T.M.

dr. hab. Vasile TRONCIU
(numele, prenumele)

(semnătura)

Consiliul științific UTM

dr. hab. Vasile TRONCIU
(numele, prenumele)

(semnătura)

Conducătorul proiectului

Academician Ion BOSTAN
(numele, prenumele)

(semnătura)

L.Ș.

Chișinău 2022

1. Scopul și obiectivele etapelor anuale - 2022 conform proiectului depus la concurs Scopul etapelor 3.1. (03.01.2022-30.06.2022) și 3.2. (01.07.2022-31.12.2022)

Majorarea capacității portante a contactului convex-concav și a randamentului mecanic al transmisiilor precesionale cu angrenaj dințat.

2. Obiectivele și sarcinile prevăzute în etapele 3.1 și 3.2

2.1. Etapa 3.1. (03.01.2022-30.06.2022)

1. Studiul alunecării relative în contactul dinților simultan conjugați în funcție de parametrii angrenajului și a pierderilor energetice în angrenările precesionale.
2. Argumentarea multiplicității angrenării dinților și analiza evoluției geometriei contactului convex-concav în angrenările precesionale cu dinți drepți și înclinați în funcție de unghiul de precesie.
3. Modelarea numerică a contactului convex-concav multipar al dinților în angrenările precesionale cu dinți drepți și înclinați.
4. Analiza influenței parametrilor angrenajului dințat asupra stării de tensionare a contactului convex-concav multipar.
5. Studiul și argumentarea intervalelor de distribuție și de dinamicitate a sarcinii în contactele multipare ale angrenărilor
6. Studiul proceselor tribologice în contactele convex-concave multipare ale angrenărilor precesionale și influența lor asupra pierderilor energetice.
7. Elaborarea conceptului de generare a dinților danturilor conice cu profil convex-concav adaptat la procedeele utilizate în industria modernă.

2.2. Etapa 3.2. (03.01.2022-30.06.2022)

1. Elaborarea metodei de calcul a rezistenței la presiunea de contact a dinților drepți și înclinați conjugați în angrenările $A_{CX-CV}^{D,\beta}$.
2. Elaborarea algoritmului calculului de dimensionare-proiectare a transmisiei precesionale cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ la presiunea de contact.
3. Dezvoltarea platformei de cercetare a transmisiilor de putere, elaborarea standului de testări cu achiziție și prelucrare automatizată a datelor.
4. Asamblarea și testarea standului de cercetări experimentale a portanței contactului convex-concav multipar și a caracteristicilor funcționale ale transmisiilor cu achiziția și prelucrarea automatizată a datelor experimentale.
5. Cercetarea comportamentului tribologic al diferitor cupluri de materiale, identificarea geometriei și cinematicii optime a contactului, regimuri și condiții de lubrifiere, transfer de căldură și lubrifianți.
6. Dezvoltarea tehnologiei de fabricație a roților dințate a angrenajelor precesionale prin imprimarea 3D din materiale compozite.
7. Studiul acoperirii frontale și longitudinale a dinților în angrenare și determinarea lungimii sumare a liniilor de contact.
8. Elaborarea raportului anual de cercetare.

3. Acțiunile planificate pentru realizarea scopului și obiectivelor

3.1. Etapa 3.1. (2022)

1. A fost identificată influența parametrilor angrenajului precesional $Z, \delta, \beta, \theta, Z_{1(4)} = Z_{2(3)} \pm 1$ asupra alunecării relative în contactul convex-concav multipar și asupra pierderilor energetice în angrenările dinților.
2. A fost argumentată multiplicitatea frontală optimală ε_f a angrenării și identificate soluțiile modificării geometriei contactului convex-concav în angrenările precesionale cu dinți drepți și înclinați funcție de unghiul de precesie ψ .

3. A fost elaborat algoritmul calculului numeric al contactului convex-concav K_{CX-CV} unitar și multipar al dinților conjugați în angrenările precesionale cu dinți drepecți și înclinați.
4. A fost analizată starea de tensionare a contactului convex-concav unitar și multipar funcție de parametrii angrenajului, sarcina transmisă și regimul de funcționare a transmisiei.
5. Au fost identificate valorile factorilor de distribuire și de dinamicitate a sarcinii K_{HP} , $K_{H\beta}$, K_{HV} în contactele multipare ale angrenărilor precesionale A_{CX-CV}^D și $A_{CX-CV}^{D,\beta}$.
6. Au fost studiate tribo - caracteristicile materialelor cuplelor cinematice și influența acestora asupra pierderilor energetice în angrenările precesionale dințate.
7. Au fost studiate conceptele de generare a dinților danturilor conice cu profil convex - concav adaptate la procedeele utilizate în industria modernă.
8. A fost adaptat conceptul de generare în sistemul Gleason.

3.2. Etapa 3.2. (2022)

1. A fost elaborată metoda de calcul a rezistenței angrenajului precesional cu dinți drepecți A_{CX-CV}^D și dinți înclinați $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ la presiunea de contact σ_H .
2. A fost elaborat algoritmul calculului de dimensionare – proiectare a transmisiei precesionale cu angrenări A_{CX-CV}^D cu dinți drepecți și cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu dinți înclinați la presiunea de contact σ_H .
3. A fost dezvoltată platforma de cercetare experimentală a transmisiilor precesionale de mică putere:
 - 3.1 proiectarea standului de cercetare a transmisiilor cu achiziția și prelucrarea automatizată a datelor experimentale.
 - 3.2 fabricarea componentelor originale și achiziționarea componentelor standardizate sau fabricate de firme specializate.
 - 3.3 asamblarea și testarea funcționalității standului de testări.
4. Au fost elaborată metodologia încercărilor experimentale funcționale ale transmisiilor precesionale cu angrenări A_{CX-CV}^D și $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu contact convex-concav al dinților multipar conjugați.
5. A fost elaborată metodologia cercetărilor comportamentului tribologic al diferitor cupluri de materiale și de selectare a acestora, au fost argumentate geometria și cinematica optimă a contactului prin identificarea formei profilurilor dinților conjugați în angrenările A_{CX-CV}^D și $A_{CX-CV}^{D,\beta}$, au fost recomandate regimurile de lucru, condițiile de lubrifiere și îmbunătățire a transferului de căldură din zona angrenării dinților.
6. A fost dezvoltată tehnologia de fabricație a roților dințate cu contact multipar convex-concav nestandardizat pentru angrenajele precesionale prin imprimarea 3D din materiale compozite.
7. Au fost argumentate și aprobate soluțiile tehnice de diminuare a cerințelor privind precizia de execuție a componentelor nodurilor precesionale.
8. Au fost argumentate gradul rațional al acoperirii frontale și longitudinale ale dinților în angrenările A_{CX-CV}^D și $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ și determinate lungimile liniilor de contact raționale.

4. Acțiunile realizate pentru atingerea scopului și obiectivelor etapei anuale

1. A fost argumentat numărul perechilor de dinți simultan conjugate, reieșind din coraportul optim al dispersiei poziționării punctelor de contact a dinților, a vitezelor de alunecare relativă și a razelor de curbură a flancurilor în contactele dinților $k_i = f(\psi_{k_i})$.

2. A fost identificat gradul de influență a parametrilor configurației $[Z_g - \theta, \pm 1]$ asupra curburilor flancurilor conjugate și a vitezei relative de alunecare cu frecare în punctele de contact k_i .
3. S-au analizat condițiile de lubrifiere a dinților pe profilurile activ și pasiv în angrenarea precesională cu geometrie convex-concavă a contactului cu alunecare relativă de frecare.
4. S-au identificat materialele pentru tribocuplele cinematice ale dinților conjugăți în angrenarea A_{CX-CV}^D "plastic-oțel", "plastic-metaloceramică" și "plastic-plastic", inclusiv selectarea lubrifianților și elaborarea soluțiilor privind diminuarea pierderilor de putere în angrenaje.
5. S-a determinat forma dinților și geometria contactului convex-concav a flancurilor conjugate în angrenarea A_{CX-CV}^D în vederea asigurării condițiilor optime de lubrifiere a suprafețelor contactante, diminuării pierderilor energetice între flancuri și majorarea randamentului mecanic al transmisiei precesionale.
6. S-a descris analitic a varierea vitezei de alunecare relativă între flancuri și determinate coordonatele unghiulare ψ_{k_i} în care $V_{al} = \min$.
7. A fost identificată influența cinematicii punctului de contact al profilurilor dinților conjugăți asupra momentelor de inerție și de pornire, a emisiei de zgomot și de vibrații, a preciziei transformării mișcării.
8. Au fost proiectate și fabricate matricele formelor de turnare prin injecție sub presiune a danturilor roților cu profilul dinților convex - concav nestandard. Au fost fabricate roțile centrale și roțile satelit a șase tipodimensiuni de transmisii precesionale din Elaborarea și asamblarea standului de cercetări experimentale a caracteristicilor funcționale ale transmisiilor precesionale

5. Rezultatele obținute

5.1. Pentru realizarea obiectivelor planificate în etapa 3.1 au fost definitivate ecuațiile $\zeta=f(\xi)$ ce reprezintă influența parametrilor configurației $[Z_g - \theta \pm I]$ asupra formei profilului dinților roților centrale ale transmisiei precesionale cu angrenări A_{CX-CV}^D .

Pentru descrierea profilului dinților roților centrale prezentăm desfășurata traiectoriei mișcării originii G a razei arcului de cerc pe sfera cu raza R (a se vedea fig. 1) în sistemul mobil de coordonate $O\bar{X}\bar{Y}\bar{Z}$ legat cu roata centrală conform relațiilor:

$$\begin{aligned}\bar{X}_G &= X_G \cos \psi_3 + Y_G \sin \psi_3, \\ \bar{Y}_G &= -X_G \sin \psi_3 + Y_G \cos \psi_3, \\ \bar{Z}_G &= Z_G,\end{aligned}\tag{1}$$

unde \bar{X}_G , \bar{Y}_G , \bar{Z}_G sunt coordonatele originii razei de curbura a arcului de cerc G în sistemul mobil de coordonate $O\bar{X}\bar{Y}\bar{Z}$, $\psi_3 = \psi / i$ – unghiul de rotire a roții centrale, I – raportul de transmitere a transmisiei precesionale.

Reprezentăm apoi suprafața de lucru a flancurilor dinților satelitului cu profil în arc de cerc în forma conică cu prelungirile generatoarelor intersectate în centrul de precesie O (în secțiunea normală) în sistemul mobil de coordonate $O\bar{X}\bar{Y}\bar{Z}$, utilizând condiția din geometria diferențială:

$$re = r \cos \beta \text{ sau } X\bar{X}_G + Y\bar{Y}_G + Z\bar{Z}_G = Rr \cos \beta,\tag{2}$$

în care e este vectorul unitar de-a lungul axei conului dinților cu profil în arc de cerc, β – unghiul de vârf al suprafeței conice a dinților cu profil în arc de cerc.

$$\begin{aligned}
\frac{d\Phi}{d\psi} &= X \frac{\partial \bar{X}_G}{\partial \psi} + Y \frac{\partial \bar{Y}_G}{\partial \psi} + Z \frac{\partial \bar{Z}_G}{\partial \psi}, \\
\frac{\partial \bar{X}_G}{\partial \psi} &= \frac{\partial X_G}{\partial \psi} \cos \psi_3 - \frac{X_G}{u} \sin \psi_3 + \frac{\partial \bar{Y}_G}{\partial \psi} \sin \psi_3 + \frac{Y_G}{u} \cos \psi_3, \\
\frac{\partial \bar{Y}_G}{\partial \psi} &= -\frac{\partial X_G}{\partial \psi} \sin \psi_3 - \frac{X_G}{u} \cos \psi_3 + \frac{\partial Y_G}{\partial \psi} \cos \psi_3 - \frac{Y_G}{u} \sin \psi_3, \\
\frac{\partial \bar{Z}_G}{\partial \psi} &= \frac{\partial Z_G}{\partial \psi}, \\
\frac{\partial X_G}{\partial \psi} &= -R \cos \delta (1 - \cos \theta) \cos 2\psi - R \sin \delta \sin \theta \cos \psi, \\
\frac{\partial Y_G}{\partial \psi} &= -R \cos \delta (1 - \cos \theta) \cos 2\psi - R \sin \delta \sin \theta \cos \psi, \\
\frac{\partial Z_G}{\partial \psi} &= R \cos \delta \sin \theta \sin \psi.
\end{aligned} \tag{5}$$

După înlocuirea (5) în (3) și (4), obținem ecuațiile înfășurătoarei pe sferă:

$$\begin{aligned}
X_i &= \frac{-(ab + de) \pm \sqrt{(ab + de)^2 + (1 + a^2 + d^2)(R^2 - b^2 - e^2)}}{1 + a^2 + d^2}, \\
Y_i &= aX_i + b, \\
Z_i &= dX_i + e,
\end{aligned} \tag{6}$$

unde:

$$\begin{aligned}
a &= \left(\bar{X}_G \frac{\partial \bar{Z}_G}{\partial \psi} - \bar{Z}_G \frac{\partial \bar{X}_G}{\partial \psi} \right) / \left(\bar{Z}_G \frac{\partial \bar{Y}_G}{\partial \psi} - \bar{Y}_G \frac{\partial \bar{Z}_G}{\partial \psi} \right), \\
b &= \left(-R^2 \cos \beta \frac{\partial \bar{Z}_G}{\partial \psi} \right) / \left(\bar{Z}_G \frac{\partial \bar{Y}_G}{\partial \psi} - \bar{Y}_G \frac{\partial \bar{Z}_G}{\partial \psi} \right), \\
d &= -\frac{(\bar{X}_G + a\bar{Y}_G)}{\bar{Z}_G}, \quad e = \frac{R^2 \cos \beta - b\bar{Y}_G}{\bar{Z}_G}.
\end{aligned}$$

Ecuțiile (6) reprezintă înfășurătoarea familiei arcurilor de cerc pe sferă și, respectiv, profilul dinților roților centrale. Pentru identificarea profilului dinților roții centrale, în secțiunea normală proiectăm înfășurătoarea de pe sferă pe un plan P perpendicular pe două directoare trecătoare prin două puncte similare și vecine de pe profilul dinților pe sferă, spre exemplu prin E_1 și E_2 corespunzător.

În continuare, utilizând regulile trigonometriei sferice, proiectăm înfășurătoarea exprimată prin ecuațiile (6) de pe sfera pe planul P_1 , descris prin ecuația (10). Pentru aceasta, identificăm locul geometric al punctelor de intersecție ale familiei de drepte trecătoare prin centrul de precesie O și punctele ce formează înfășurătoarea pe sferă.

Ecuția dreptei trecătoare prin centrul de precesie O și un punct arbitrar E de pe înfășurătoarea (6) are forma:

$$Y = X \frac{Y_i}{X_i}, \quad Z = X \frac{Z_i}{X_i} \tag{7}$$

Rezolvând în comun ecuațiile (7), obținem ecuațiile înfășurătoarei familiei arcurilor de cerc în sistemul de coordonate $OXZY$.

$$X_{iP} = -\frac{D_1 X_i}{A_1 X_i + B_1 Y_i + C_1 Z_i}, \quad Y_{iP} = X \frac{Y_i}{X_i}, \quad Z_{iP} = X \frac{Z_i}{X_i}. \tag{8}$$

Pentru prezentarea înfășurătoarei familiei arcurilor de cerc în 2D, trecem de la prezentarea înfășurătoarei în coordonatele X, Y, Z în sistemul de coordonate $OXZY$ la ecuația acesteia în coordonatele ξ și ζ în sistemul de coordonate E_1xz , amplasat în planul P_j , conform expresiilor:

$$\begin{aligned} E_1E_2 &= \sqrt{(X_2 - X_1)^2 + (Y_2 - Y_1)^2 + (Z_2 - Z_1)^2}, \\ E_1E &= \sqrt{(X - X_1)^2 + (Y - Y_1)^2 + (Z_2 - Z_1)^2} = \sqrt{\xi^2 + \zeta^2}, \\ E_2E &= \sqrt{(X - X_2)^2 + (Y - Y_2)^2 + (Z - Z_2)^2} = \sqrt{(E_1E_2 - \xi)^2 + \zeta^2}. \end{aligned} \quad (9)$$

Rezolvând (9), obținem ecuațiile înfășurătoarei familiei arcurilor de cerc (fig. 1), proiectată în 2D pe planul P_j în coordonatele x și z . Funcția $x=f(z)$ exprimă înfășurătoarea profilurilor dinților satelitului în arc de cerc și reprezintă profilul dinților roții centrale în secțiune normală, definit prin expresiile:

$$\begin{aligned} \xi &= \left\{ (E_1E_2)^2 + (X - X_1)^2 + (Y - Y_1)^2 + (Z - Z_1)^2 \right. \\ &\quad \left. - (X - X_2)^2 + (Y - Y_2)^2 + (Z - Z_2)^2 \right\} (2E_1E_2)^{-1}, \\ \zeta &= \sqrt{(X - X_1)^2 + (Y - Y_1)^2 + (Z - Z_1)^2 - \xi^2}. \end{aligned} \quad (10)$$

5.2. Procedeele tehnologice de generare a dinților angrenajului precesional

În etapele 3.1 și 3.2 a. 2022 au fost planificate și realizate obiective concrete referitoare la studiul tehnologiilor moderne de generare a dinților în angrenările conice cu profiluri nestandarde

În prezent, în industria modernă roțile cu danturi conice și dinți curbilunii pot fi realizate preponderent după patru sisteme diferite, caracterizate prin forma curbei directoare a flancurilor dinților.

În sistemul „*Oerlikon-Elloid*” dantura conică are curba directoare a flancurilor dinților de forma unui arc de epicycloidă alungită și se realizează pe mașini-unelte de danturat fabricate de firma „*Oerlikon-Geatrec*” din Elveția. Scula de danturare reprezintă un cap de danturare cu cuțite dispuse în spirală, care așchiază flancurile cu profiluri convex și concav.

Sistemul de dantură „*Klingelberg-Ziklo-Polloid*” se caracterizează prin curba directoare a flancurilor dinților, de asemenea prin forma epicycloidei alungite, dar capul portcuțite este format din două părți suprapuse, pe care sunt dispuse separat cuțitele aferente flancurilor convex și concav, iar părțile suprapuse una în raport cu alta sunt reglabile astfel încât să se asigure realizarea diferitor dimensiuni și geometrii ale contactului dinților în angrenare. Mașinile-unelte de danturat ale acestui sistem de dantură sunt realizate de firma „*Klingelberg*” din Huckeswagen, Germania.

În sistemul de dantură „*Klingelberg-Ziklo-Polloid*” curba directoare a flancurilor dinților reprezintă o evolventă alungită, iar scula generatoare de profil este o freză melc de forma conică. Mașinile-unelte respective se produc la aceeași firmă „*Klingelberg*” din Huckeswagen, Germania.

În sistemul de dantură „*Gleason*”, curba directoare a flancurilor dinților reprezintă un arc de cerc se realizează pe mașini-unelte de danturat fabricate de corporația „*Gleason Works*” din Rochester, N.I., SUA.

În continuare sunt abordate unele aspecte ale fabricării roților dințate conice ale angrenărilor precesionale $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu curba directoare a flancurilor dinților în arc de cerc în sistemul Gleason.

Angrenările precesionale $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu dinți curbilunii sunt definite de particularitățile

specifice ale profilurilor convex-concave ale dinților cu diferența mică a curburilor de flanc, de geometria și cinematica punctului de contact al dinților cu interacțiune sferospațială, inclusiv de topografia liniilor de contact a dinților curbilinii conjugăți multipar. Profilurile dinților roților angrenărilor precesionale cu dinți înclinați $A_{CX-CV}^{D,\beta}$, analogic cu ale angrenărilor cu dinți drepecți A_{CX-CV}^D , pot fi executate conform ecuațiilor $\xi=f(\xi)$ (a se vedea formula 7.47, vol. 2 [2]) pe mașini-unelte cu comanda numerică (CNC). Roțile cu dinți înclinați se recomandă a fi folosite în transmisiile precesionale 2K-H la viteze periferice mari de până la (45 – 50) m/s. Acestea au o funcționare mai silențioasă, grad de acoperire multipar cu până la cinci perechi de dinți simultan conjugate sub sarcină, posedă durabilitate înaltă și rapoarte de transmitere mari, asigurate de specificul constructiv-funcțional și cinematic.

Totodată, este de menționat că fabricația roților dințate conice cu profiluri nestandarde pe mașini-unelte cu comanda numerică este mai costisitoare din cauza timpului mai mare de generare a profilului dinților danturii.

De aceea, fabricarea danturilor angrenărilor precesionale $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ pe mașini-unelte CNC poate fi rațională doar în cazul executării roților dințate în exemplare unitare (piese de unicat) sau în scopuri de fabricare a mostrelor experimentale pentru cercetări științifice experimentale.

Constatare. *Pentru fabricația industrială a roților dințate, spre exemplu, de serie mare sau de serie mică, este necesar de a utiliza unul din cele patru procedee menționate anterior, dezvoltate la nivel mondial de firme producătoare de roți dințate conice cu înaltă tehnicitate și experiență de excelență îndelungată.*

În continuarea acestei secțiuni se vor aborda unele aspecte tehnologice ale fabricării roților conice cu dinți curbilinii conjugăți în angrenările precesionale $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu danturi în sistemul Gleason, în care curba directoare a flancurilor dinților reprezintă un arc de cerc.

Specificul constructiv-funcțional al transmisiilor precesionale 2K-H cu două angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ convex-concave amplasate lateral constă într-o roată-satelit cu două coroane dințate angrenate, pe de o parte, cu roata centrală imobilă, iar pe de alta – cu roata centrală mobilă, ce necesită respectarea condiției de coerență a geometriei curbei directoare a flancurilor dinților pentru ambele angrenări, indiferent de numărul de dinți ai roților conjugate, de asemenea necesită respectarea condițiilor de asigurare a conjugării multipare continue a dinților.

Pentru diminuarea dinamicității sarcinii în angrenările $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ și asigurarea conjugării line a flancurilor dinților, este necesar de a avea în angrenările $(Z_1 - Z_2)$ și $(Z_3 - Z_4)$ aceeași fază de intrare și de ieșire a dinților din zona de angrenare, astfel încât să se respecte lungimea constantă a liniilor sumare de contact pentru orice valoare a unghiului de precesie ψ . Este necesar ca și constanța liniilor sumare de contact al dinților conjugăți să se respecte încontinuu și simultan pentru ambele angrenări ale dinților $(Z_1 - Z_2)$ și $(Z_3 - Z_4)$.

Din figura 2 rezultă că la fabricarea dinților în arc de cerc al roților angrenării precesionale $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ convex-concave cu numărul de dinți Z_1 și Z_2 și coraportul lor $Z_1=Z_2 - 1$, în cazul în care $d_c=d_m$, pentru orice valoare a unghiului de înclinare β_m , unghiul de acoperire longitudinală a unei perechi de dinți $\psi_{cg}=\psi_{ge}-\psi_{gi}$. Totodată, unghiul de acoperire frontală a unei perechi de dinți $\psi_k=360Z_2/Z_1^2$, iar unghiul de acoperire frontală a perechilor de dinți Z_ε simultan conjugăți $\psi_{k_i} = \psi_k Z_\varepsilon = 360Z_2 Z_\varepsilon / Z_1^2$.

În figura 2 este prezentată interacțiunea capului cu cuțite generatoare de profil al dinților roților conice în sistemul de dantură Gleason cu evidențierea specificului geometric și cinematic al procedurii de generare a dinților curbilunii conjugați în angrenarea precesională $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ convex-concave cu parametrii $Z_1=40$, $Z_2=41$, $\delta_{(1-2)}=15^\circ$, $\theta=3,5^\circ$, $d_m=80$ mm pentru unghiul de înclinare $\beta_m=50^\circ$.

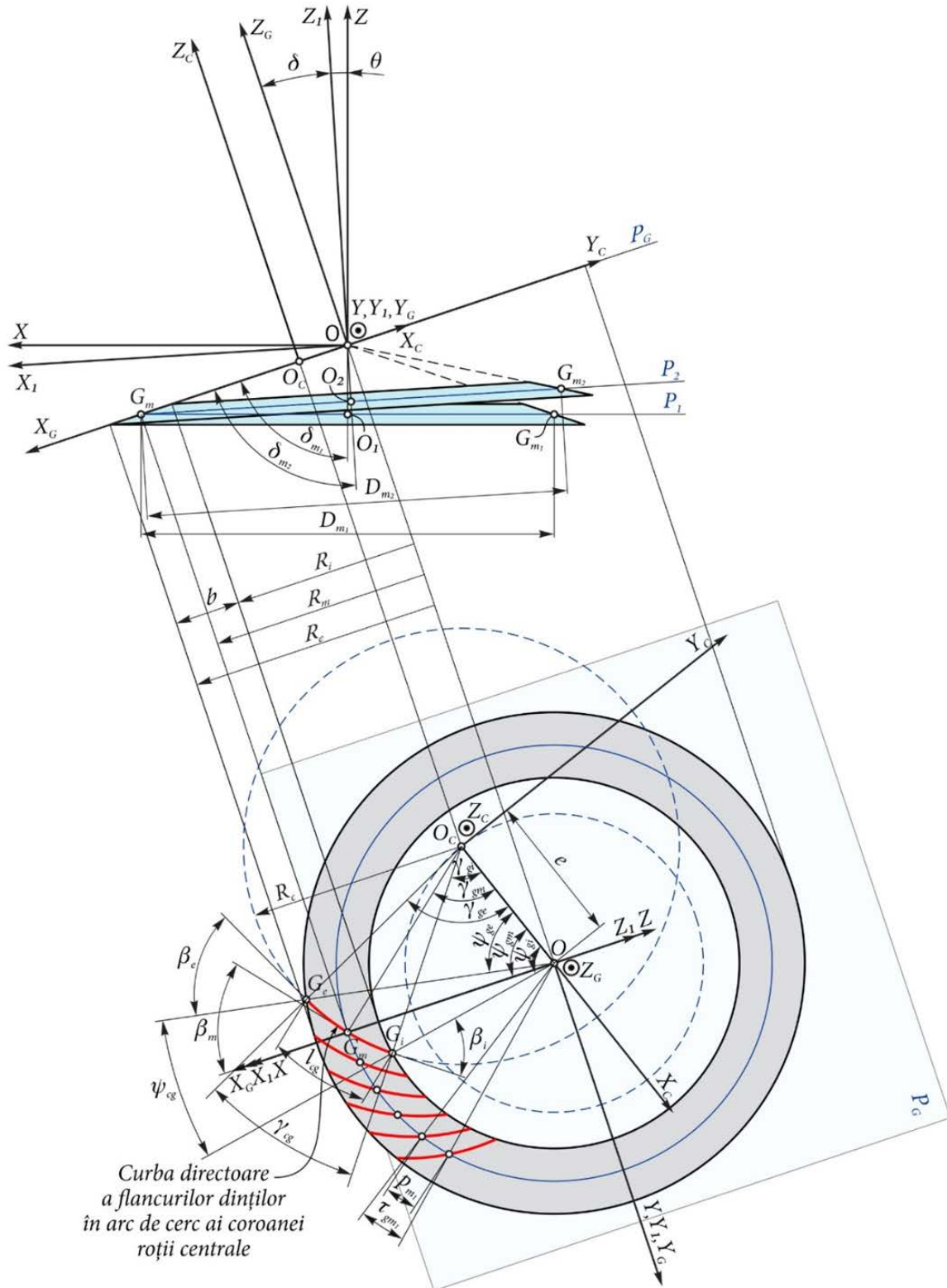


Figura 2. Poziționarea curbei directoare $G_c G_m G_i$ a flancurilor dinților în arc de cerc pentru unghiul de înclinare în secțiunea mediană $\beta_m=50^\circ$ ($R_m=40$ mm, $b=12$ mm, $R_c=40$ mm).

Danturile în arc de cerc au liniile flancurilor dinților dispuse pe cercuri de raza R_c ale capului portcuțite de danturare, cu centrele situate echidistant, pe cercul de raza R_e care definește excentricitatea capului portcuțite. La angrenajele cu dantura în arc de cerc, unghiul de înclinare a curburii dintelui este variabil pe lungimea lui, de aceea în calculul geometric și de rezistență se utilizează unghiurile de înclinare de divizare ale danturii: exterior β_e , median β_m și interior β_i și anume, în calculul de rezistență a dinților se folosește unghiul β_m , iar în calculele geometrice – unghiurile β_e și β_i .

În sistemul Gleason cu dinți în arc de cerc muchiile așchietoare ale cuțitelor montate în capul portcuțite se rotesc circular pe o traiectorie de raza R_c , cu originea în O_c , formând prin așchiere unghiuri de înclinare ale danturii β_m în secțiunea mediană, β_e – secțiunea externă și β_i – secțiunea internă a danturii roților conjugate.

Deci, acoperirea frontală a perechilor de dinți simultan conjugate la una și aceeași poziționare a arborelui-manivelă, exprimată prin unghiul de precesie ψ , nu depinde de unghiurile de înclinare ale directoarei flancurilor dinților β_m , β_i și β_e , iar unghiul la centru O al câmpului de angrenare a perechilor de dinți Z_e simultan conjugate în punctele de contact k_i definește zona de acoperire frontală ε_f și longitudinală ε_a .

Constatare. Pentru diminuarea dinamicității sarcinii și conjugarea lină a dinților în angrenările $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu dinți curbilinii este necesar de a asigura aceleași faze de intrare și de ieșire a dinților din angrenările (Z_1-Z_2) și (Z_3-Z_4) cu acoperiri frontală ε_f și longitudinală ε_a , astfel încât să se respecte lungimea sumară constantă a liniilor de contact ale dinților în funcție de unghiul de precesie ψ .

Constatare. Pentru conjugarea multipară a dinților curbilinii (Z_1-Z_2) și (Z_3-Z_4) în ambele angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ ale unei și aceleiași transmisii $2K-H$ cu orice raport de transmitere este necesar de a asigura același unghi de înclinare β_m al curbei directoare a flancurilor în secțiune mediană, indiferent de numărul dinților $Z_{1(4)}$.

În figura 1 se prezintă poziționarea curbilor directoare ale flancurilor dinților în arc de cerc generate prin procedeul Gleason formatoare a spațiului dintre doi dinți vecini pentru angrenările cu unghiul de înclinare $\beta_m = 50^\circ$. În angrenările dinților $(Z_1 - Z_2)$ și $(Z_3 - Z_4)$, în realitate simultan se conjugă până la cinci perechi de dinți cuprinși în zona de acoperire cu unghiul la centru egal cu $\psi_{k_i} = 360Z_2Z_e / Z_1^2$, unde Z_e este numărul perechilor de dinți simultan conjugate.

Parametrii geometrici ai angrenărilor $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ incluși în metoda și algoritmul de calcul la presiunea de contact al dinților σ_H sunt determinați de sistemul de generare a danturilor. În cazul Sistemului de generare Gleason, parametrii angrenării sunt prezentați în tabelul 1.

Tabelul 1

Sistemul Geason de generare a danturilor angrenărilor precesionale $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ și parametrii geometrici definatorii

Nr. d/o	Denumirea elementului	Simbol, [unitatea de măsură]
1.	Numărul de dinți ai roții centrale	Z_1
2.	Numărul de dinți ai coroanei roții-satelit	Z_2
3.	Unghiul de nutație	θ , [grad]
4.	Unghiul axoidei conice	δ , [grad]

Nr. d/o	Denumirea elementului	Simbol, [unitatea de măsură]
5.	Unghiul de conicitate al dinților coroanei roții-satelit	β_2 , [grad]
6.	Lățimea danturii roții plane	b , [mm]
7.	Raza directoarei flancurilor dinților în arc de cerc de pe roata plană	R_c , [mm]
8.	Unghiul de deplasare al centrului cercului exterior a roții plane în cercul O_c	γ_{ge} , [grad]
9.	Unghiul de deplasare al centrului cercului median a roții plane în cercul O_c	γ_{gm} , [grad]
10.	Unghiul de deplasare al centrului cercului interior a roții plane în cercul O_c	γ_{gi} , [grad]
11.	Unghiul la centru O_c al curbei directoare a flancurilor dinților	γ_{cg} , [grad]
12.	Lungimea arcului de cerc a curbei directoare	l_{cg} , [mm]
13.	Unghiul de deplasare al centrului cercului exterior a roții plane în cercul O	ψ_{ge} , [grad]
14.	Unghiul la centru O al curbei directoare a flancurilor dinților	ψ_{cg} , [grad]
15.	Unghiul de înclinare a danturii în secțiunea mediană	β_m , [grad]
16.	Lungimea sumară a liniilor de contact ale perechilor de dinți Z_ε în punctele de contact $k_i=Z_\varepsilon$	l_Σ , [mm]

În angrenarea $A_{CX-CV}^{D,(\beta)}$ cu contact convex-concav multipar, starea tensională a contactului dinților σ_H considerabil depinde de unghiul de presiune a dinților α_w (figura 3) este determinată de dispersia punctelor de contact a dinților simultan conjugați și de diferența razelor de curbură ($\rho_{ki}-r$) a profilurilor dinților simultan conjugați. Evoluția acestor parametri funcție de unghiul de precesie ψ este prezentată în figurile 4, 5 și 6 pentru diferite configurații ale parametrilor $[Z_g-\theta \pm 1]$.

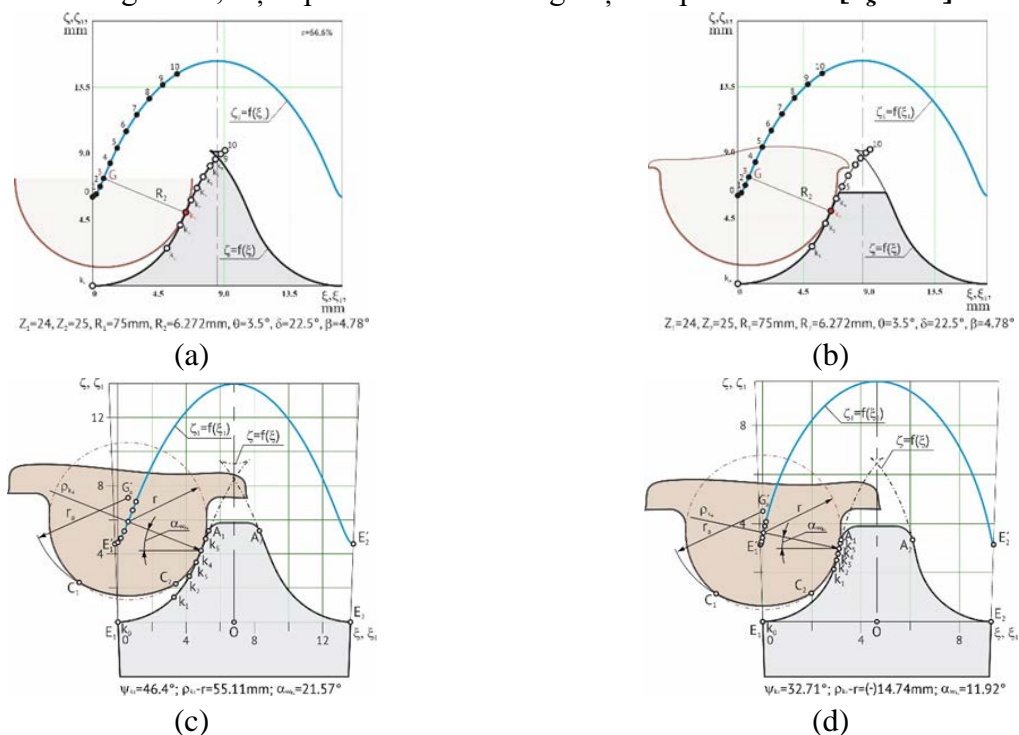


Figura 3. Modificarea formei dinților funcție de dispersia contactelor k_i : punctele de contact k_i transpuse pe profilul nemodificat (a) și modificat (b) a dinților roții centrale; (c), (d) – dispersia punctelor de contact a uneia și aceiași perechi de dinți funcție de ψ și unghiul de presiune α_w , $\alpha_{w\min.} = f([Z_g - \theta, \pm 1]) = (11 - 14)^\circ$.

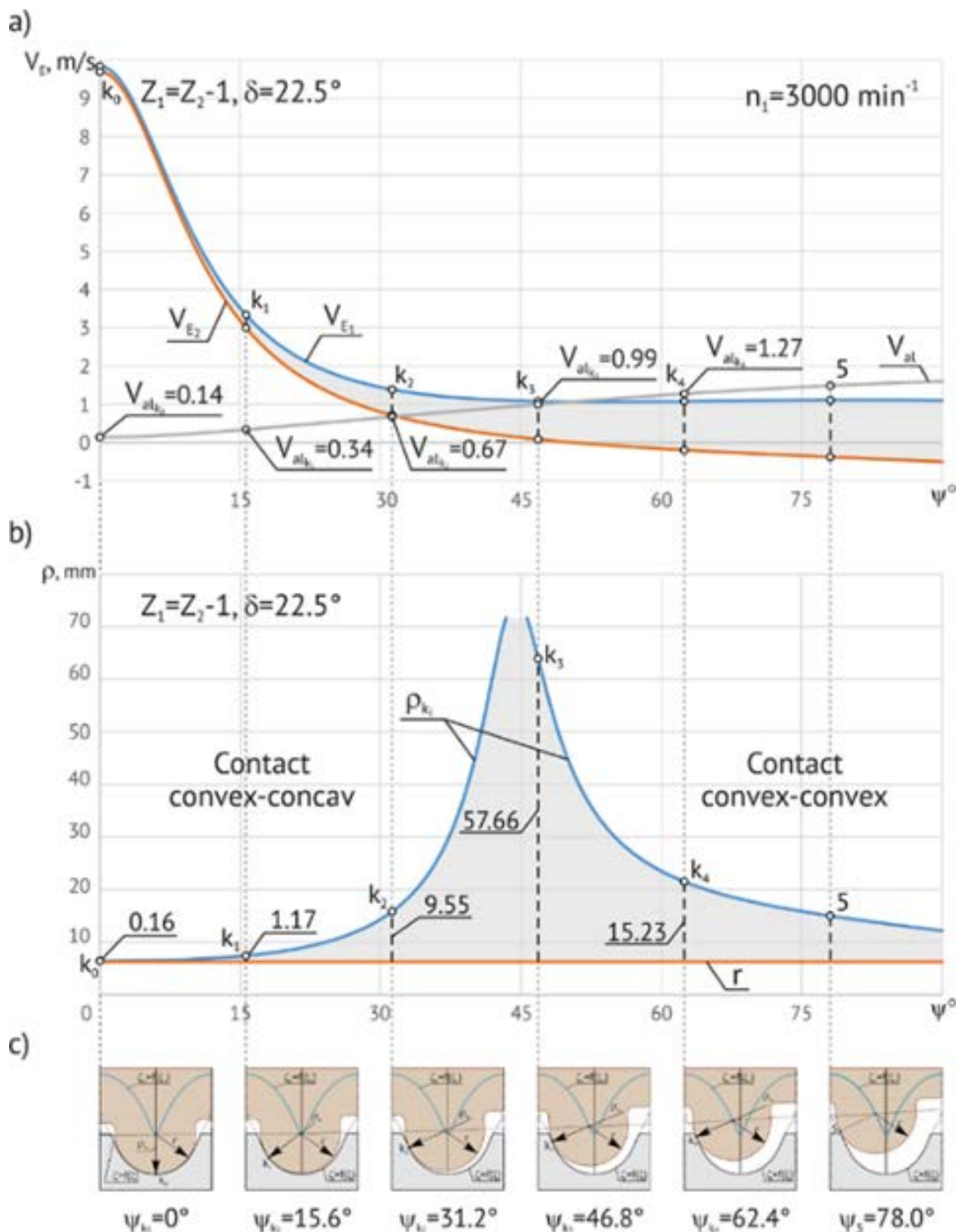


Figura 4. Vitezele liniare în punctul de contact V_{E1} , V_{E2} , V_{al} (a) și diferența razelor de curbură ($\rho_{ki} - r$) (b) ale profilurilor conjugate în contactul k_i (c) în funcție de ψ pentru $Z_1 = Z_2 - 1$ și $\delta = 22,5^\circ$ ($Z_1 = 24$, $Z_2 = 25$, $\theta = 3,5^\circ$, $\delta = 22,5^\circ$, $r = 6,27 \text{ mm}$, $R = 75 \text{ mm}$).

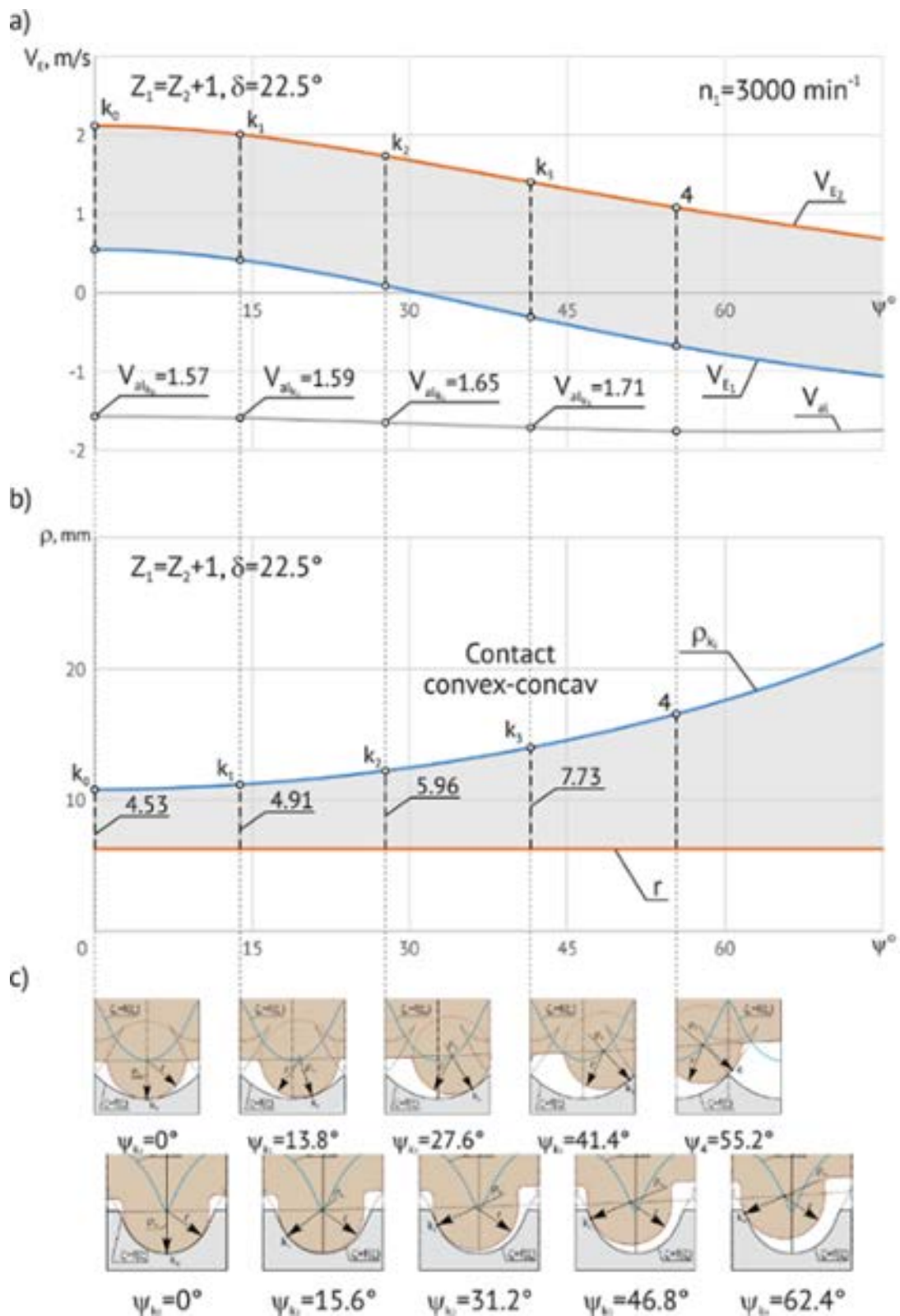


Figura 5. Vitezele liniare în punctul de contact V_{E1} , V_{E2} , V_{al} (a) și diferența razelor de curbură ($\rho_{k_i} - r$) (b) ale profilurilor conjugate în contactul k_i (c) în funcție de ψ pentru $Z_1 = Z_2 + 1$ și $\delta = 22,5^\circ$ ($Z_1 = 24$, $Z_2 = 25$, $\theta = 3,5^\circ$, $\delta = 22,5^\circ$, $r = 6,27 \text{ mm}$, $R = 75 \text{ mm}$).

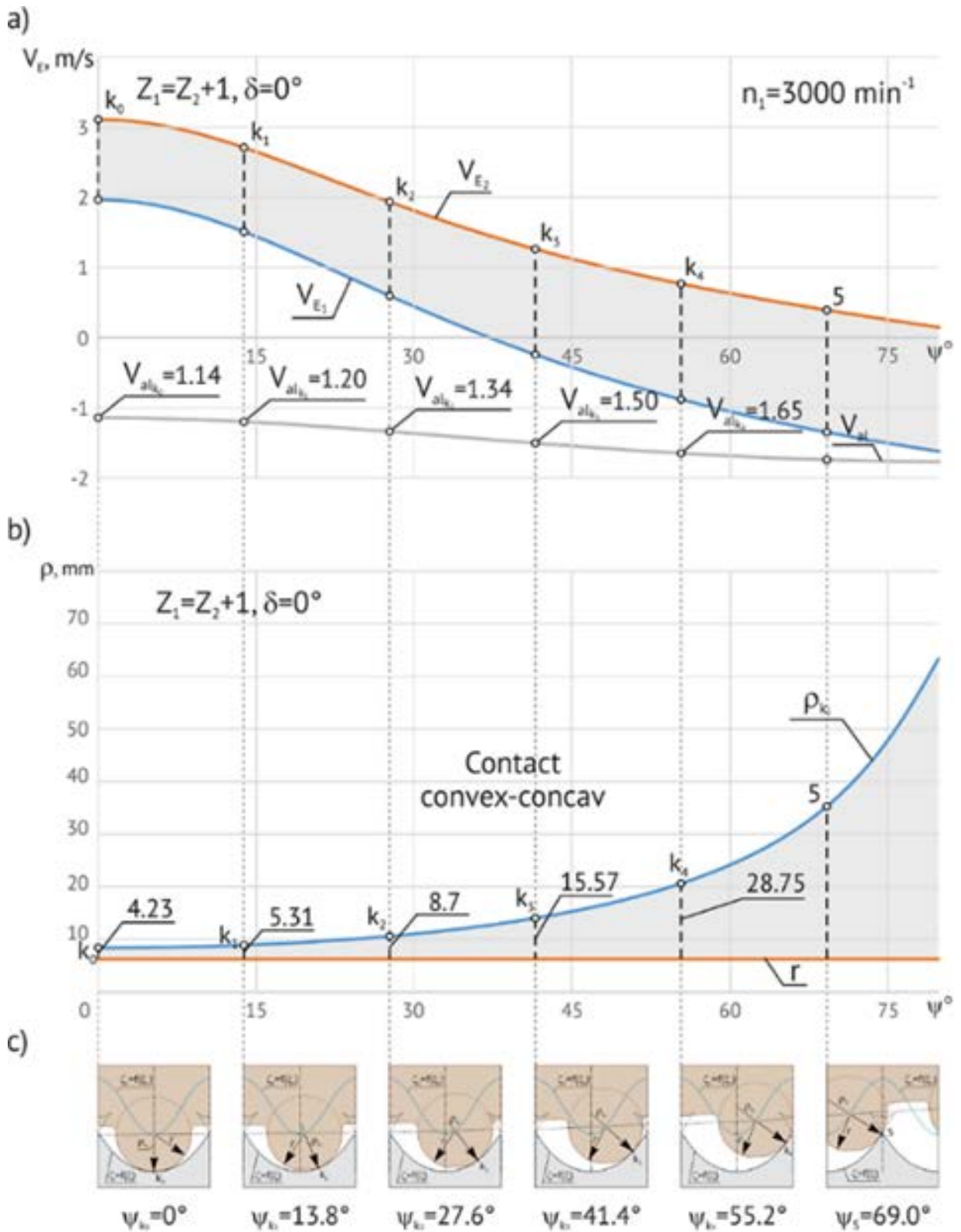


Figura 6. Vitezele liniare în punctul de contact V_{E1} , V_{E2} , V_{al} (a) și diferența razelor de curbură $(\rho_{kl} - r)$ (b) ale profilurilor conjugate în contactul k_i (c) în funcție de ψ pentru $Z_1 = Z_2 + 1$ și $\delta = 0^\circ$ ($Z_1 = 24$, $Z_2 = 25$, $\theta = 3,5^\circ$, $\delta = 22, 5^\circ$, $r = 6, 27 \text{ mm}$, $R = 75 \text{ mm}$).

5.3. Elaborarea metodei și algoritmului de calcul de rezistență la presiunea de contact a angrenajelor precesionale cu dinți curbilinii sau drepți

Criteriile capacității de funcționare a transmisiilor precesionale cu angrenaje A^B și A^D se caracterizează prin similitudini și particularități definite preponderent de geometria și cinematica contactului flancurilor, de materialul dinților și de condițiile de lubrifiere.

Criteriile capacității de funcționare și particularitățile calculului de rezistență a angrenajelor precesionale cu bolțuri A^B sunt expuse în subcapitolele 6.1. – 6.5. (vol. 1 [2]).

În angrenajele cu bolțuri A^B dintele și rola formează o cuplă cinematică de clasă superioară în care rola este elementul pasiv, fapt ce provoacă alunecare relativă în contactul dinților dependentă de momentul de rezistență la rostogolire a rolei pe profilul dinților.

În angrenajele dințate A^D flancurile dinților se conjugă între ele cu prezența alunecării relative de frecare și parțial cu rostogolire dependentă de parametrii configurației $[Z_g - \theta, \pm l]$, în special de unghiul de nutație θ , de multiplicitatea angrenării Z_ε , de lungimea activă a dinților l_w și de unghiul lor de înclinare β_m în cazul angrenărilor cu danturi curbilinii.

Totodată, în transmisia precesională cu dinți drepți sarcina de pe perechile de dinți simultan conjugate la un anumit unghi de precesie ψ_k se transmite momentan altor perechi de dinți conjugate la alt unghi de precesie. Acest fenomen, deși sarcina transmisă se repartizează între toate perechile de dinți simultan conjugate, poate provoca zgomote și vibrații în exploatare.

În transmisiile precesionale cu danturi curbilinii perechile de dinți simultan conjugate se încarcă cu sarcină treptat, pe măsura intrării lor în câmpul de angrenare, cu migrarea contactelor flancurilor de la un capăt al fiecărui dinte către altul. Deci, angrenarea oricând este multipară, definită de numărul perechilor de dinți simultan conjugate. În acest caz, mersul lin al angrenării cu dantură curbilinie și, totodată, multipară micșorează considerabil zgomotul și sarcinile dinamice suplimentare. Această prioritate a angrenării precesionale cu dinți curbilinii și, totodată, multipară devine deosebit de importantă la viteze mari datorită faptului că sarcinile dinamice cresc proporțional cu pătratul vitezei.

În prezenta secțiune se examinează particularitățile calculului de rezistență a angrenajelor A^D și $A^{D,\beta}$ cu considerarea geometriei și cinematicii contactului dinților conjugați în angrenări A_{CX-CV}^D și $A_{CX-CV}^{D,\beta}$.*

Cercetările experimentale pe modele fizice au demonstrat că pierderea capacității portante a transmisiilor precesionale cu angrenaje dințate A^D se datorează fenomenului *pitting*, ca și în cazul angrenajului cu bolțuri A^B . De aceea, calculul de rezistență a angrenajelor dințate A^D și $A^{D,\beta}$ se efectuează conform modelului hertzian corectat, ca urmare a deformațiilor elastice din zona de contact a flancurilor dinților la transmiterea sarcinii F_n de la un dinte la cel conjugat nu prin contact liniar, ci printr-o fâșie de suprafață cu lățimea $2a$ (fig.1.34 [2]). Tensiunile normale σ_H , σ_Z , care apar între flancurile dinților la transmiterea momentului de torsiune T , sunt distribuite eliptic pe lățimea $2a$ a fâșiei suprafeței de contact, caracterizată de semiaxele amprenteii petei de contact dintre dinți și de parametrul diferenței curburilor de flanc [3]. Valoarea maximă a tensiunii normale σ_H pentru dinți din oțel se exprimă prin relația lui Hertz, rescrisă pentru angrenaje sub forma:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_r} \frac{E_r}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma'_H]. \quad (11)$$

Sarcina specifică de contact q pe lungimea sumară l_Σ a liniilor de contact ale dinților simultan conjugați se determină din relația:

*Simbolurile în roșu reprezintă parametrii geometrici ai angrenării care rezultă din tehnologia generării dinților în sistemul Gleason.

$$q = \frac{F_n}{l_\Sigma} \cdot k_{HP} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{HV}, \quad (12)$$

unde F_n este forța normală în contactul dinților; l_Σ – lungimea sumară a liniilor de contact ale dinților simultan conjugați; k_{HP} – factorul neuniformității distribuirii sarcinii între dinții simultan conjugați sub sarcină; $k_{H\beta}$ – factorul neuniformității distribuirii sarcinii pe lungimea dinților; k_{HV} – factorul dinamicității sarcinii.

Factorii de sarcină k_{HP} , $k_{H\beta}$, k_{HV} sunt determinați experimental pe modele fizice și verificați prin simulări CAE pe modele virtuale.

Lungimea sumară a liniilor de contact l_Σ ale perechilor de dinți simultan conjugate Z_ε în angrenările $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu dinți înclinați se determină cu considerarea lungimii relative a dinților în raport cu diametrul median al roții plane conform relației:

$$l_\Sigma = \frac{bZ_\varepsilon}{\cos \beta_m} = \frac{\psi_{bd} d_m Z_\varepsilon}{\cos \beta_m}. \quad (13)$$

Relația (13) reprezintă lungimea sumară ale liniilor de contact a dinților simultan conjugați, considerându-i de forma rectilinie. În realitate, forma curbei directoarei flancurilor dinților în arc de cerc reprezintă arcul de cerc $G_e G_m G_i$ (a se vedea fig. 4). De asemenea, trebuie să considerăm că în transmisia precesională cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ și A_{CX-CV}^D dinții se conjugă între ei în contacte multipare, numărul cărora Z_ε depinde de modificarea formei dinților prin retezarea înălțimii lor, astfel încât în zona de acoperire să se păstreze doar perechile de dinți în contacte convex-concave cu diferență mică a curburilor de flanc și, totodată, cu alunecare relativă cu frecare redusă între flancuri. În baza analizei efectuate în secțiunea 8.2.3 (vol. 2 [2]) se recomandă aprobarea pentru calculul de predimensionare-proiectare a angrenajelor precesionale $Z_\varepsilon = 3-5$ perechi de dinți simultan conjugate.

În figura 4 arcul de cerc $G_e G_m G_i$ reprezintă curba directoare a flancurilor unui dinte obținută, spre exemplu, prin procedeul tehnologic Gleason de așchiere a danturii conice cu sculă în mișcare de rotație pe o traiectorie cu raza R_c . Unghiul γ_{cg} la centru $G_e G_c G_i$ cu laturile $G_c G_e$ și $G_c G_i$ tranzitorii, respectiv prin punctul de intrare a dinților în angrenare G_e și de ieșire din angrenare G_i definește lungimea arcului de cerc l_{cg} al unui dinte, determinat, în cazul în care $R_c = R_m$, prin relația:

$$l_{cg} = \frac{\pi R_c \gamma_{cg}}{180} = \frac{\pi d_m \gamma_{cg}}{360}. \quad (14)$$

Unghiul la centru γ_{cg} , reprezintă totodată, parametrul care definește cota rostogolirii reciproce a flancurilor unei perechi de dinți în angrenare, dependentă de unghiul de nutație θ , de unghiul de înclinare al dinților β_m și de lungimea dintelui b_w .

Datorită angrenării simultane a unui număr de perechi de dinți Z_ε lungimea liniilor sumare de contact se precizează după relația:

$$l_{cg\Sigma} = \frac{\pi d_m \gamma_{cg}}{360} \cdot Z_\varepsilon. \quad (15)$$

Pentru a determina eroarea lungimii calculate a liniilor sumare de contact l_Σ al dinților considerați de formă rectilinie, care în realitate au forma în arc de cerc, este necesar de a aprecia diferența acestei aproximări după expresiile 13 și 15. S-a constatat că diferența lungimilor calculate conform formulelor 13 și 15 nu depășește (1 – 1,5%) din lungimea sumară l_Σ , de aceea în calculul de dimensionare-proiectare se recomandă a fi utilizată relația 13.

În cazul în care numărul perechilor de dinți simultan conjugate $Z_e=5$, punctele de contact ale acestora $k_0...k_5$ se cuprind în zona de angrenare cu unghiul la centru ψ_{k_i} (a se vedea fig. 4). Analiza topografiei câmpului de variere a poziționării liniilor de contact ale perechilor de dinți simultan conjugate ne demonstrează că unghiul de înclinare al dinților nu influențează asupra zonei de acoperire frontală ε_f a dinților conjugați în angrenare, ci doar asupra acoperirii longitudinale ε_a . Acoperirea longitudinală ε_a se manifestă prin majorarea liniei sumare de contact a dinților înclinați sub unghiul β_m , inclusiv prin evoluția migrației punctelor de contact a perechilor de dinți simultan conjugate în funcție de unghiul de precesie ψ . Pentru a realiza soluțiile tehnice descrise în secțiunea 8.2.4 (vol.2 [2]) privind crearea *buzunarelor* pentru lubrifiant și a *pernelor* de amortizare a sarcinilor dinamice, contactul în punctul k_0 se anulează prin scurtarea înălțimii și profilarea vârfului dinților roții-satelit (fig. 8.19, vol.2 [2]).

Curbură redusă $1/\rho_r$ a suprafețelor active ale flancurilor perechii de dinți echivalentă (*perechea de dinți pentru care se efectuează calculul de rezistență) conjugată în angrenarea dinților ($Z_3 - Z_4$) cu contact convex-concav se determină în funcție de razele de curbura ale suprafețelor flancurilor contactante.

Considerând că profilul flancurilor dinților roții-satelit este descris cu arcuri de cu raza r_3 , iar profilul dinților roții centrale este executat cu curbura variabilă r_4 continuu crescândă de la picior spre vârful dinților [51-52], atunci raza redusă de curbura pentru perechea de dinți echivalentă în secțiunea mediană se exprimă prin relația

$$\frac{1}{\rho_r} = \frac{\rho_4 - r_3}{r_3 \cdot \rho_4} \quad (16)$$

Ținând cont de relațiile $F_n=F_t/\cos\alpha_w$, $F_t=2T_4/d_m$, $l_\Sigma=b_w Z_e$ și $b_w=b/\cos\beta_m$ (a se vedea fig. 4), formula (11) o rescriem sub forma

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2T_4 \cos\beta_m k_{HP} k_{H\beta} k_{HV}}{\rho_r d_m \cos\alpha_w b Z_e} \cdot \frac{E_r}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma'_H] \quad (17)$$

unde $[\sigma'_H]$ – tensiunile admisibile în contactul dinților cu considerarea alunecării relative cu frecare și rostogolire; β_m – unghiul de înclinare al dinților curbilunii în secțiunea mediană; α_w – unghiul de presiune între flancurile conjugate; b – lățimea danturii roții plane; b_w – lungimea activă a dinților danturilor roților conjugate; Z_e – numărul perechilor de dinți simultan conjugate; Z_M – constanta elastică a materialului dinților conjugați.

Luând în considerare expresia 16 și constanta elastică a materialului dinților conjugați $Z_M = \sqrt{E_e / \pi(1-\mu^2)} = 275 MPa^{1/2}$, substituind $b = \psi_{bd} \cdot d_m$ și $r_3 = \text{tg}\beta_3 d_m / 2$, formula (17) se rescrie sub forma

$$\sigma_H = 275 \sqrt{\frac{2T_4 \cos\beta_m (\rho_4 - r_3) k_{HP} k_{H\beta} k_{HV}}{d_m^3 \cdot \cos\alpha_w \cdot \psi_{bd} \cdot Z_e \cdot \text{tg}\beta_3 \cdot \rho_4}} \leq [\sigma'_H] \quad (18)$$

Cu relația (18) se efectuează calculul de verificare a angrenajului precesional cu angrenarea $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu contact convex-concav cu dinți curbilunii la presiunea de contact respectând condiția $\sigma_H \leq \sigma'_{HP}$. În cazul în care unghiul de înclinare al dinților $\beta_m=0^\circ$, formula 10 pentru calculul de verificare a rezistenței la presiunea de contact a dinților transmisiilor cu angrenări A_{CX-CV}^D cu dinți drepți se rescrie sub forma

$$\sigma_H = 275 \sqrt{\frac{2T_4(\rho_4 - r_3)k_{HP}k_{H\beta}k_{HV}}{d_m^3 \cdot \cos \alpha_w \cdot \psi_{bd} \cdot Z_\varepsilon \cdot \text{tg} \beta_3 \cdot \rho_4}} \leq [\sigma'_H]. \quad (19)$$

În formulele (18) și (19) componenta $(\rho_4 - r_3)$ reprezintă diferența razelor de curbură ale profilurilor de flanc ale dinților în contact. Conform mecanicii solidului deformabil, corpurile în contacte convex-concave au stări de tensionare proporționale cu mărimea diferenței razelor de curbură ale suprafețelor contactante, iar în cazul angrenajelor precesionale cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ – cu mărimea calculată din expresia $\sqrt{\rho_4 - r_3}$.

Calculul de proiect al angrenajelor $A^{D,\beta}$ la presiunea de contact se rezumă la determinarea diametrului median al angrenării pentru cuplul dinților (Z_3-Z_4) (de regulă, cu mai puțini dinți) din relația:

$$d_m = 53,3 \sqrt[3]{\frac{T_4 \cos \beta_m (\rho_4 - r_3) k_{HP} k_{H\beta} k_{HV}}{(\sigma'_{HP})^2 \cos \alpha_w \psi_{bd} Z_\varepsilon \text{tg} \beta_3 \rho_4}}. \quad (20)$$

Pentru angrenările A_{CX-CV}^D cu dinți drepți, relația (9.36) obține forma:

$$d_m = 53,3 \sqrt[3]{\frac{T_4 (\rho_4 - r_3) k_{HP} k_{H\beta} k_{HV}}{(\sigma'_{HP})^2 \cos \alpha_w \psi_{bd} Z_\varepsilon \text{tg} \beta_3 \rho_4}}. \quad (21)$$

În funcție de diametrul median d_m se determină: lățimea danturii roții centrale $b = \psi_{bd} \cdot d_m$, unde ψ_{bd} este coeficientul lățimii relative a danturii roții centrale, care se alege în intervalul $\psi_{bd} = 0,1 - 0,25$; raza profilului dinților roții-satelit $r_3 = d_m \text{tg} \beta_3 / 2$; unghiul de înclinare al curbei directoare a flancurilor dinților curbilunii în angrenarea $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ se alege în intervalul $\beta_m = (20 - 50)^\circ$ (a se vedea fig. 2).

Numărul perechilor de dinți simultan conjugate Z_ε în urma modificării formei dinților prin scurtarea înălțimii lor, se recomandă a fi în intervalul $Z_\varepsilon = (3 - 5)$, argumentat în baza analizei duale după criteriul de minimizare, pe de o parte, a diferenței curburilor de flanc în contacte și, pe de altă parte, după criteriul de minimizare a alunecării relative cu frecare în contacte. Analiza duală menționată permite să se asigure capacitatea portantă a contactului cu respectarea condiției $\sigma_H \leq \sigma'_{HP}$ și, totodată, a condiției de minimizare a pierderilor energetice în angrenare (a se vedea secțiunea 8.2.3, vol. 2 [2]).

Raza de curbură a flancurilor dinților roții centrale ρ_4 și diferența razelor de curbură ale flancurilor conjugate $(\rho_4 - r_3)$ se determină conform ecuațiilor $\zeta = f(\xi)$ pentru contactul flancurilor dinților, care reprezintă perechea de dinți echivalentă (a se vedea fig. 4).

În formula (18) expresia $\sqrt{\frac{\cos \beta_m}{d_m \psi_{bd} Z_\varepsilon}}$ reprezintă lungimea sumară a liniilor de contact ale dinților simultan conjugăți și înclinați sub unghiul β_m și convențional considerați de formă rectilinie. În realitate dinții au forma în arc de cerc după curba traiectoriei pe care se mișcă scula la tăierea dinților (a se vedea fig. 2) definită de unghiul de înclinare al dintelui variabil pe lungimea acestuia β_m , β_e și β_i , respectiv, în secțiunile mediană, externă și internă a danturii.

Din figura 4 se observă că lungimea reală a dintelui în arc de cerc se prezintă prin arcul de cerc $G_e G_c G_i$ de pe circumferința cu raza R_c a traiectoriei mișcării sculei la tăierea dinților.

Așadar, în cazul în care l_Σ calculată prin relațiile 5 și 7 depășește diferența de 5%, lungimea liniei de contact a unei perechi de dinți după arcul de cerc cu raza R_c se calculează cu respectarea condiției $R_c = R_m$ după expresia:

$$l_{cg} = \frac{\pi R_c \gamma_{cg}}{180} = \frac{\pi d_m \gamma_{cg}}{360}, \quad (22)$$

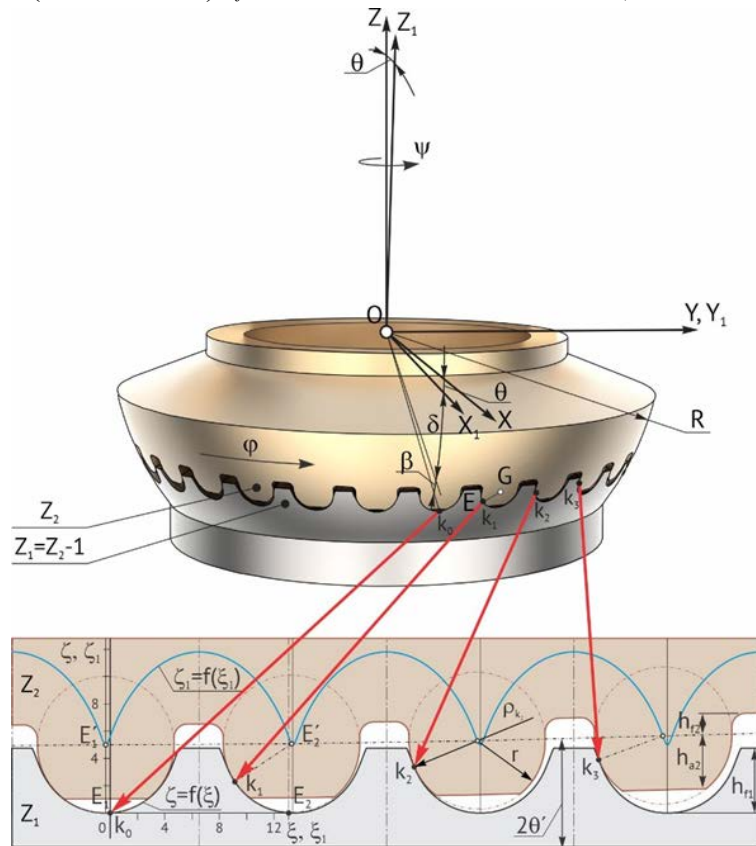
unde γ_{cg} este unghiul la centru O_c al curbei directe a flancurilor dinților în condiția $d_c=d_m$. Diametrul median d_m al angrenării dinților (Z_3 - Z_4) conjugați în $A_{CX-CV}^{D,\beta}$, în cazul în care curbura dinților în arc de cerc cu raza $R_c=R_m$ (a se vedea fig. 4), se calculează din relația

$$d_m = 36,4 \sqrt[3]{\frac{T_4(\rho_4 - r_3)k_{HP}k_{H\beta}k_{HV}}{(\sigma'_{Hp})^2 \cos \alpha_w \rho_4 \text{tg} \beta_3 Z_\varepsilon} \left(\frac{360^\circ}{\gamma_{cg}} \right)}. \quad (23)$$

Transmisiile precesionale cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu contact convex-concav multipar cu diferența mică a curburilor de flanc sunt considerate performante din punctul de vedere al capacității portante înalte, al gabaritelor mici și al consumului redus de materiale.

Totodată transmisiile precesionale cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ și A_{CX-CV}^D cu dinți modificați se caracterizează prin pierderi energetice minime între flancuri, iar în cazul coraportului numerelor de dinți $Z_{1(4)}=Z_{2(3)}\pm 1$ posibilitățile cinematice ale acestora sunt incomparabil mai mari în raport cu orice alte tipuri de transmisii mecanice fabricate în prezent la scară industrială.

Un parametru important care influențează starea de tensiuni în contactul dinților este multiplicitatea angrenării dinților exprimată prin numărul perechilor de dinți simultan conjugate Z_ε . Cercetările teoretice ale multiplicității angrenării au cuprins elaborarea modelului matematic al angrenării $A_{CX-CV}^{D,\beta}$, cât și simulări computerizate. În rezultat s-a constatat că multiplicitatea rațională în angrenarea $A_{CX-CV}^{D,\beta}$, $\varepsilon_f=(4...5)$, $\varepsilon_a=0.25$ iar $\varepsilon_\Sigma=(4.25...5.25)$. Pentru comparație este de menționat că în angrenările Wildhaber (SUA, 1926) $\varepsilon_f=0.95$, $\varepsilon_a=0.37$ iar $\varepsilon_\Sigma=1.22$, iar în angrenările Novikov (Russia, 1954) $\varepsilon_f=0.95$, $\varepsilon_a=0.37$ iar $\varepsilon_\Sigma=1.22$ (a se vedea figurile 7 și 8).



$$Z_1=29, Z_2=30, R=75\text{mm}, r=5\text{mm}, \theta=2.5^\circ, \delta=30^\circ, \beta=3.814^\circ$$

Figura 7. Geometria contactului dinților în angrenajul precesional

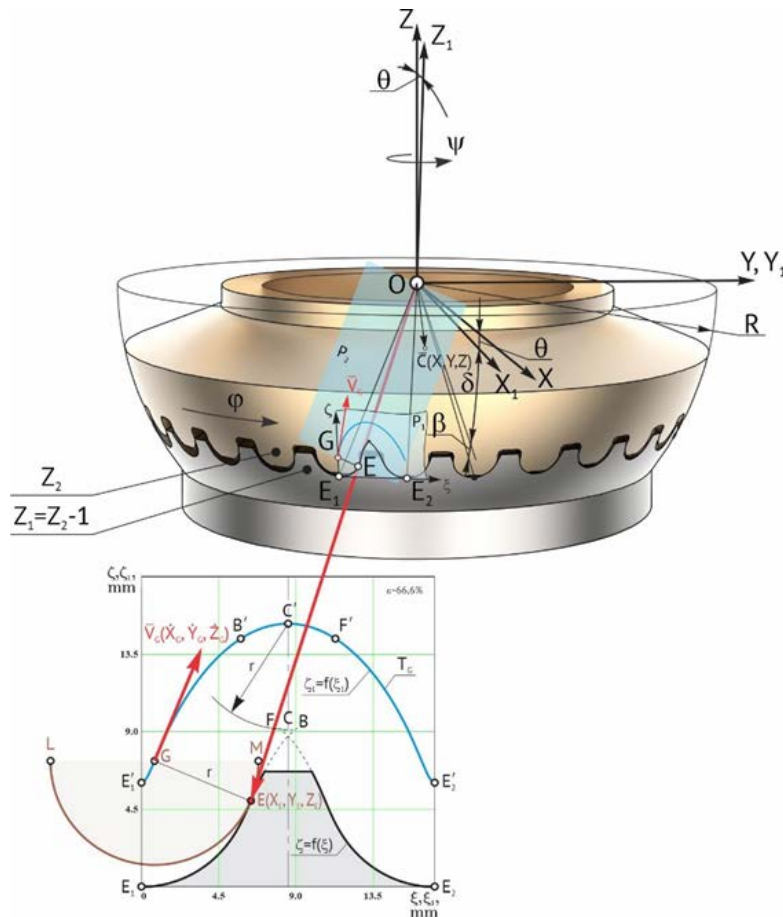


Figura 8. Geometria contactului dinților în angrenajul precesional

5.4. Caracteristici funcționale, tipodimensiuni și variante constructive ale transmisiilor precesionale cu angrenare

Aspecte generale

Nomenclatorul transmisiilor mecanice fabricate de către companiile producătoare, de regulă, este divizat pe tipodimensiuni în funcție de puterea transmisă P , kW, determinată de momentul de torsiune T , Nm, și viteza unghiulară ω , sec^{-1} , aplicate la arborele conducător sau condus și de parametrul lor cinematic – raportul de transmitere i .

Printre caracteristicile funcționale ale transmisiilor mecanice de mică putere, care în ansamblu definesc nivelul lor tehnic, se consideră:

- capacitatea portantă;
- randamentul mecanic;
- consumul specific de material, exprimat prin masa transmisiei kg raportată la momentul de torsiune transmis kg/Nm ;
- emisia de zgomot dB ;
- precizia cinematică sec. unghi ;
- rigiditatea torsională Nm/rad ;
- momentul de inerție $kg \cdot m^2$;
- stabilitatea termică;
- momentul de pornire $N \cdot mm$;
- joc minim în angrenare la schimbarea direcției rotirii arborelui de intrare.

Parametrul generalizator al unei transmisii precesionale cu angrenări A_{CX-CV}^D și $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ este diametrul median al angrenajului d_m în funcție de care se disting transmisii cinematice de mică și de mare putere.

Transmișiile cinematice au gabarite mici cu diametrul median al angrenajelor, de regulă, până la 50 – 70 mm.

Luând în considerare similitudinile și particularitățile transmisiilor precesionale în raport cu transmisiile planetare sau armonice, tipodimensiunile de mică putere se consideră cu diametrul median al angrenajului variabil în diapazonul $75\text{ mm} \leq d_m \leq 150\text{ mm}$.

Diametrul median al angrenajelor transmisiilor precesionale preponderent depinde de sarcina transmisă, de geometria contactului dinților, de numărul perechilor de dinți simultan conjugate sub sarcină și de materialul danturilor roților conjugate.

Transmișiile precesionale de putere pot fi cu dinți dreupți, înclinați sau curbilunii conjugăți în angrenări A_{CX-CV}^D și $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu contact convex-concav multipar. Acestea pot fi elaborate în două variante constructive ale mecanismelor de transformare a mișcării de rotație a arborelui conducător în mișcare sferospațială a roții-satelit și anume:

- cu roată-satelit axial flotantă montată pe portsatelit semiax (a se vedea figura 10);
- cu roată-satelit axial flotantă montată pe arbore-manivelă cu axe concurente în centrul de precesie sub unghiul de nutație θ (figura 12).

- Caracteristicile tehnice ale transmisiilor precesionale 2K-H (și ale combinațiilor acestora) cu angrenări A_{CX-CV}^D sau $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ care, de la caz la caz, definesc anumite avantaje constructiv-funcționale ale motoreductoarelor și servo-motoreductoarelor create în baza lor, sunt următoarele:

- posibilitățile cinematice cuprinse în diapazoanele rapoartelor de transmitere $\pm 7,3 \leq i \leq \pm 3600$ realizate în structuri cinematice cu o roată-satelit, $\pm 3600 \leq i \leq \pm 12,96 \cdot 10^6$ – realizate în structuri cinematice cu două roți-satelit și $\pm 12,96 \cdot 10^6 \leq i \leq \pm 46,65 \cdot 10^9$ – realizate în structuri cinematice cu trei roți-satelit conectate axial consecutiv;

- angrenarea dinților în contacte convex-concave K_{CX-CV} și K_{CX-CV}^β cu diferență mică a curburilor de flanc definitorie a capacității portante a contactului dinților;

- angrenarea multipară a dinților cu grad de acoperire frontală de până la $\varepsilon_f=4$ perechi de dinți simultan conjugate sub sarcină, definitorie a capacității portante a angrenajului transmisiei;

- alunecarea relativă cu frecare între flancuri redusă prin optimizarea multiplicității angrenării frontale, modificarea formei dinților și prin sporirea cotei de rostogolire pură a flancurilor conjugate în funcție de parametrii configurației [$Z_g - \theta, \pm 1$];

- fiabilitate la suprasolicitarea de șoc și rigiditatea torsională definite de numărul mare al perechilor de dinți simultan conjugate;

- consumul specific redus de materiale exprimat prin masa transmisiei raportată la momentul de torsiune transmis;

- momentul de inerție a maselor redus datorită specificului mișcării sferospațiale a roții-satelit cu rotire simultană în jurul a trei axe;

- precizia cinematică înaltă datorită multiplicității angrenării dinților;

- compensarea forțelor în angrenaj datorită instalării roții-satelit axial flotant între roțile centrale mobilă și imobilă;

- reducerea unghiului de presiune între flancurile conjugate ale dinților de până la $\alpha = 11^\circ$;

- crearea prin modificarea formei dinților roților conjugate a *buzunarelor de depozitare a lubrifiantului și a pernelor de stingere a solicitărilor dinamice* etc.

În figura 9 se prezintă o galerie de mostre ale transmisiilor precesionale fabricate în două tipodimensiuni considerate reprezentative ale claselor de mică putere (a, b, c, d) și cinematice (e, f, g). Transmisiile au angrenări A_{CX-CV}^D sau $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ convex-concave multipare cu diferența mică a curburilor de flanc, bazate pe profiluri nestandarde ale dinților descrise cu ecuațiile $\zeta=f(\xi)$ (a se vedea secțiunea 8.2.2, vol. 2, [2]).

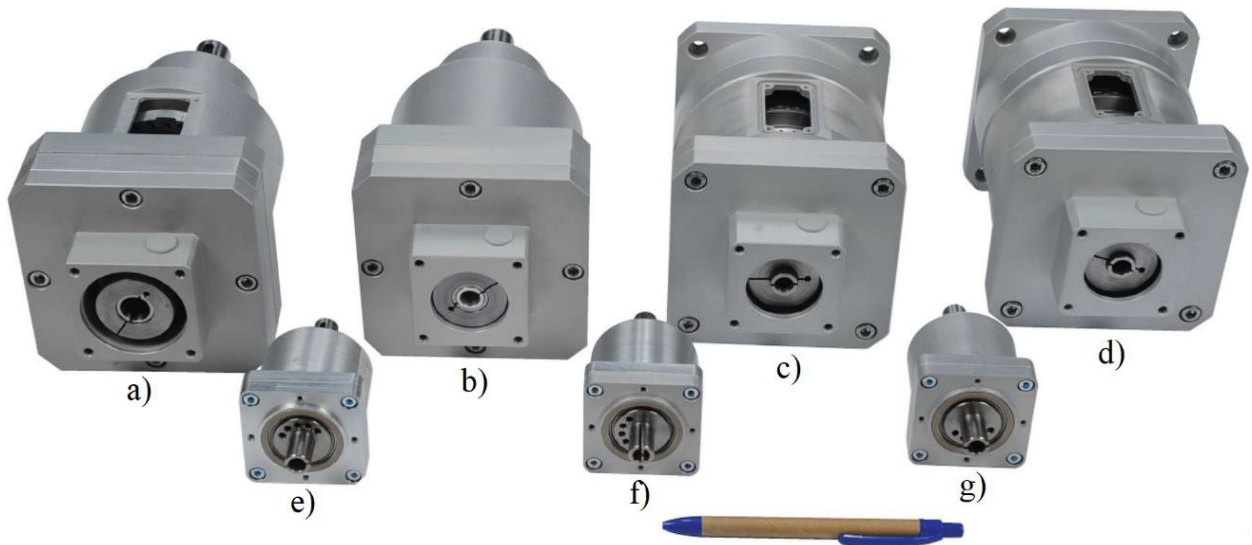


Figura 9. Mostre fizice reprezentative ale transmisiilor precesionale de mică putere (a, b, c, d) și cinematice (e, f, g).

Transmisiile prezentate se deosebesc între ele prin configurațiile constructive ale nodului precesional și prin caracteristicile funcționale distinctive ale acestora și ale motoarelor sau servomotoarelor cuplate în sisteme tehnice unitare.

În funcție de tipodimensiunea transmisiei, generatorul mișcării sferospațiale a roții-satelit este realizat în două variante constructive motivate de constrângeri de gabarit și de puterea transmisă. În transmisiile precesionale cu diametrul $d_m=42\text{ mm}$ (a se vedea figura 10) mecanismul de transformare a mișcării de rotație a arborelui conducător în mișcarea sferospațială a roții-satelit este realizat în forma unui portsatelit semiax, iar în transmisiile cu diametrul $d_m=80\text{ mm}$ mecanismul de transformare a mișcării este realizat în forma unui arbore-manivelă cu axe concurente în centrul de precesie (analogic cu transmisia cu dinți curbilunii prezentată în figura 12).

5.5. Transmisiile precesionale cinematice cu angrenări A_{CX-CV}^D și arbori-manivelă cu semiax

În figura 10, a este prezentată secțiunea axială a transmisiei precesionale cu angrenare A_{CX-CV}^D , în care coraportul numerelor de dinți ai roților conjugate $Z_1=Z_2-1$, $Z_4=Z_3-1$ și ai coroanelor roții-satelit $Z_2>Z_3$ sau $Z_2<Z_3$, iar unghiurile axoidelor conice $\delta_{(1-2)}=22^\circ 30'$ și $\delta_{(3-4)}=22^\circ 30'$.

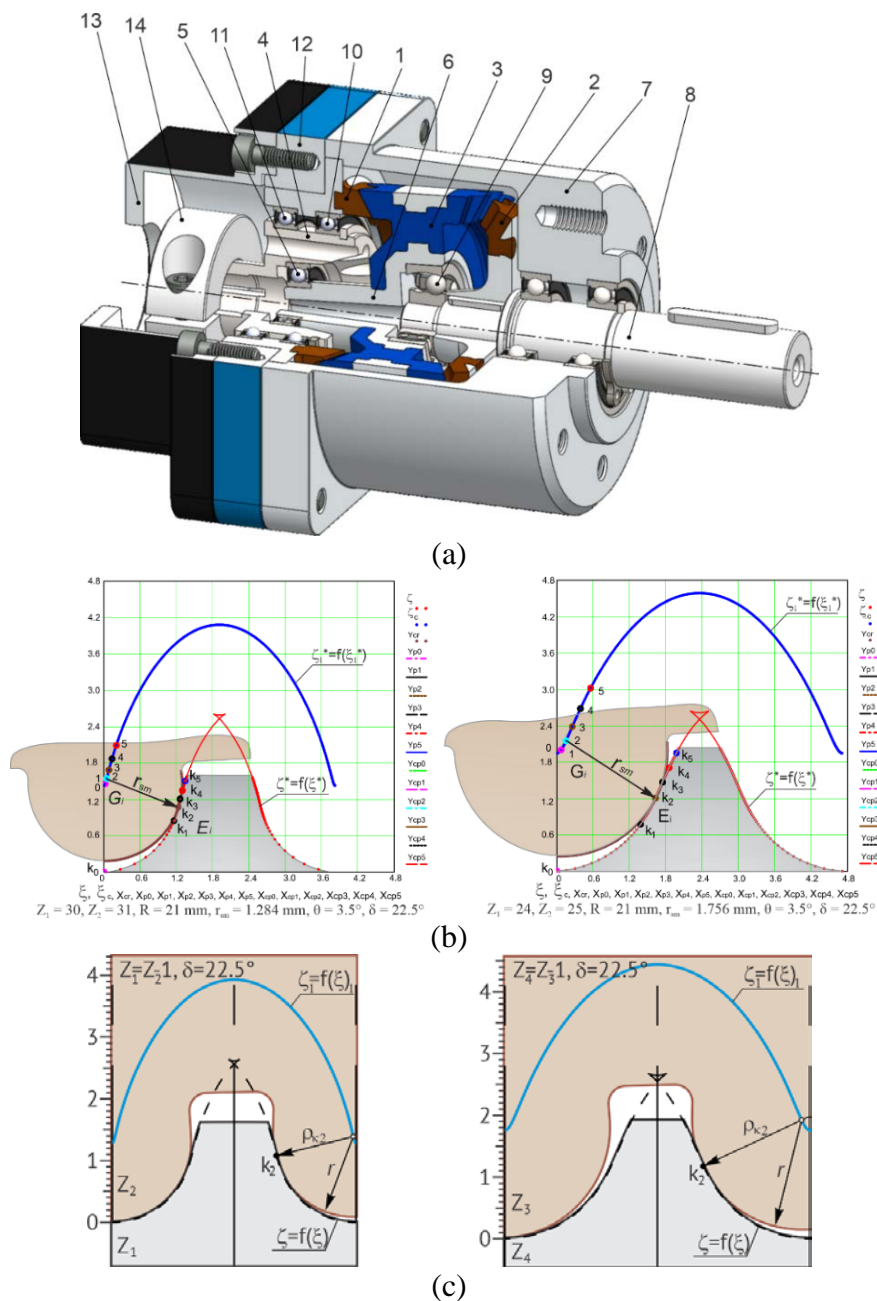
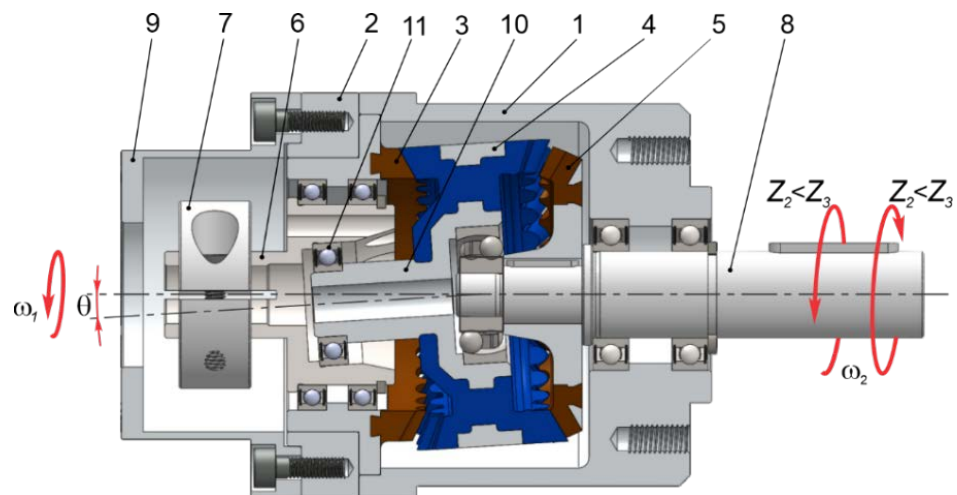


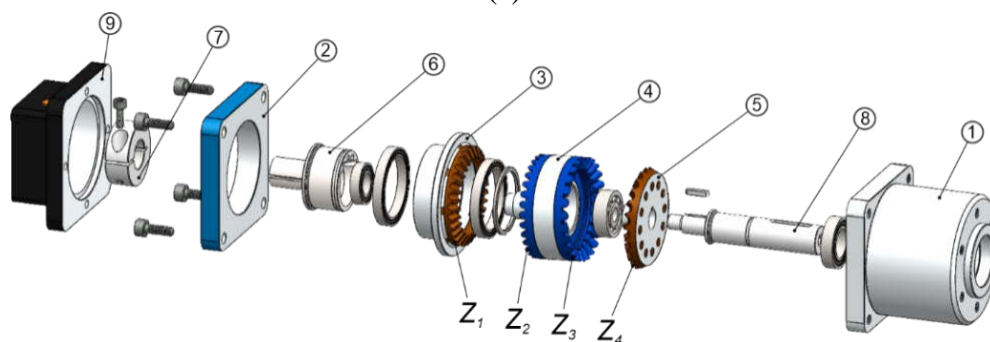
Figura 10. Transmisie precesională dințată cu satelit-semimanivelă, cu unghiurile axoidelor conice $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22^{\circ}30'$, $i=-124$, (a); profilogramele angrenărilor A_{CX-CV}^D , $Z_1=30$, $Z_2=31$, $Z_3=25$, $Z_4=24$, $Z_{1(4)}=Z_{2(3)}-1$, $Z_2>Z_3$, $\theta = 3^{\circ}30'$, $r_2=1,28$ mm, $r_3=1,76$ mm, raza mediană a angrenării $R_m=21$ mm (b); profilogramele angrenărilor cu dinți modificați (c).

În figura 10, b sunt prezentate profilurile dinților roților centrale exprimate prin funcțiile $\zeta_1=f(\xi)$ calculate conform relațiilor 7.47 (vol. 2, [2]) pentru angrenările A_{CX-CV}^D cu numărul dinților $Z_1=30$, $Z_2=31$, $Z_3=25$, $Z_4=24$, raza mediană a angrenării $R_m=21$ mm, razele arcurilor de cerc ale dinților coroanelor roții-satelit $r_2=1,28$ mm, $r_3=1,8$ mm și unghiul de nutație $\theta=3,5^{\circ}$. Raportul de transmitere i calculat conform relației (2.8, vol. 1, [2]) $i = -124$.

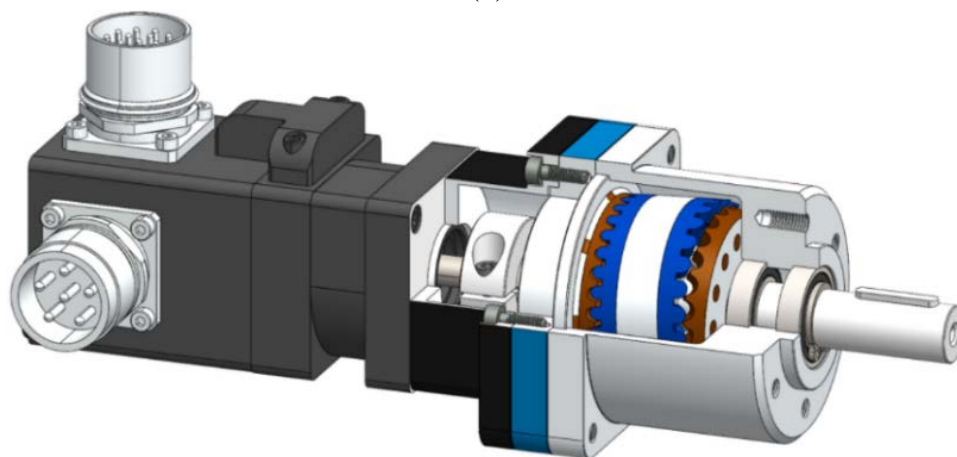
În figura 10, c sunt prezentate profilogramele dinților (Z_1-Z_2) și (Z_3-Z_4) conjugați în angrenările A_{CX-CV}^D , cu forma dinților modificată prin scurtarea înălțimii lor, astfel încât să se păstreze cu până la patru perechi de dinți simultan conjugate în zona activă a angrenării.



(a)



(b)



(c)

Figura 11. Transmisie precesională dințată cu angrenare A_{CX-CV}^D cu $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22^\circ 30'$ în secțiune axială (a); componentele de bază în desfășurare (b); motoreductor precesional (c).

În figura 11 sunt prezentate particularitățile constructiv-funcționale (a) și cinematice (b) ale transmisiilor precesionale cu angrenări A_{CX-CV}^D și cu roata-satelit semimanivelă.

Pentru transformarea mișcării de rotație a arborelui-motor (conducător) în mișcare sferospațială cu un punct fix al roții-satelit 4, aceasta este dotată cu un semiax 10 pe extremitatea căruia este montat un rulment instalat în locașul dezaxat sub unghiul de nutație θ executat în flanșa arborelui-manivelă 6. Arborele-manivelă 6 este montat în rulmenții coaxial cu roțile centrale 3 și 5 și rulmentul sferic.

Astfel, prin particularitățile constructiv-funcționale menționate se realizează transformarea mișcării de rotație a arborelui-motor în mișcare sferospațială a roții-satelit. În transmisia precesională prezentată în figura 4 (a) cu coraportul numerelor de dinți $Z_1=Z_2-1$ și $Z_4=Z_3-1$ (a se vedea tabelul 2.1, vol. 1 [3]), unghiurile axoidelor conice $\delta_{(1-2)}>0^\circ$ și $\delta_{(3-4)}>0^\circ$, iar arborii condus și conducător se rotesc în contrasens, în cazul în care $Z_2>Z_3$, și în unisens, în cazul în care $Z_2<Z_3$.

În figura 11 este prezentată secțiune axială a transmisiei precesionale dințată cu angrenarea A_{CX-CV}^D (a) componentele de bază în desfășurare (b) și motoreductorul precesional (c), care demonstrează compacitate sporită și simplitate constructivă, capacități cinematice extinse în construcții cu un număr redus de piese și noduri, masă și gabarite reduse. S-a constatat că printre parametrii configurației $[Z_g - \theta, \pm I]$, unghiul axoidei conice δ are cea mai mare influență atât asupra geometriei contactului dinților și a razei echivalente a curburilor profilurilor în punctele de contact, cât și asupra vitezei relative de alunecare cu frecare între flancuri. Așadar, unghiul axoidei conice δ influențează semnificativ atât capacitatea portantă a contactului, cât și randamentul mecanic al transmisiei în ansamblu.

Angrenarea A_{CX-CV}^D cu coraportul numerelor de dinți ai roților conjugate $Z_{1(4)} = Z_{2(3)} - 1$ și unghiurile axoidelor conice $\delta_{(1-2)}>0^\circ$, $\delta_{(3-4)}>0^\circ$ facilitează regimul de funcționare de reductor al transmisiei și asigură realizarea rapoartelor de transmitere în diapazonul $\pm 20 \leq i \leq \pm 3600$, cu rotirea arborilor conducător și condus în contrasens, în cazul în care $Z_2>Z_3$, și în același sens, în cazul în care $Z_2<Z_3$.

Roțile dințate pentru angrenarea A_{CX-CV}^D din transmisiile precesionale cinematice se recomandă a fi fabricate prin injectare din mase plastice [2, 3, 5] sau a fi presate prin sinterizare din pulberi metalice, iar pentru cele de putere – prin generare la mașini-unelte cu comandă numerică.

Avantajele funcționale ale angrenării

1. Angrenarea dinților este realizată în contacte cu geometrie convex concavă, cu diferență mică a curburilor flancurilor conjugate;
2. Dinții se angrenează cu grad de acoperire frontală de până la $\varepsilon_f \leq 4,0$ perechi de dinți concomitent conjugate.
3. Alunecarea relativă de frecare din contactele dinților este redusă prin optimizarea multiplicității angrenării frontale, modificând forma dinților și sporind rostogolirea pură a acestora în funcție de unghiul de nutație θ ;
4. Angrenajul dințat, spre deosebire de angrenajul cu bolțuri, asigură realizarea transmisiilor cinematice de dimensiuni mici, cu consum de materiale și costuri de fabricație reduse.

5.6. Transmisii precesionale de mică putere cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ și arbori-manivelă cu axe concurente în centrul de precesie

Transmisia precesională 2K-H prezentată în figura 12 are raportul de transmitere $i=-164$ realizat, de asemenea, în angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu parametrii $Z_1=40$, $Z_2=41$, $\beta_2=3,2^\circ$, $Z_3=33$, $Z_4=32$, $\beta_3=3,5^\circ$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)}=15^\circ$, $\theta=3,5^\circ$ și se deosebește constructiv de cea din figura 4 prin particularitățile mecanismului de transformare a mișcării rotative a arborelui conducător 5 în mișcare sferospațială a roții-satelit 2.

Arborele conducător 5 cu funcție de manivelă este dotat cu o porțiune înclinată sub unghiul de nutație θ în raport cu axa rulmenților axiali 8 și 9. Pe porțiunea înclinată a arborelui conducător

5 este montată roata-satelit 2 în rulmenții radiali-axiali 6 și 7. Axele perechilor de rulmenți 8, 9 și 6, 7 sunt concurente în centrul de precesie O .

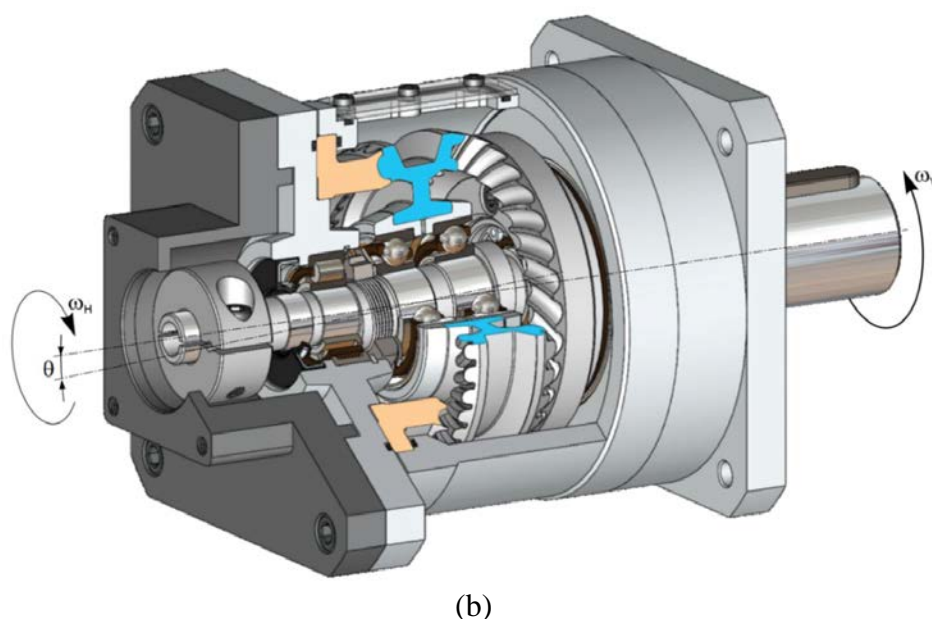
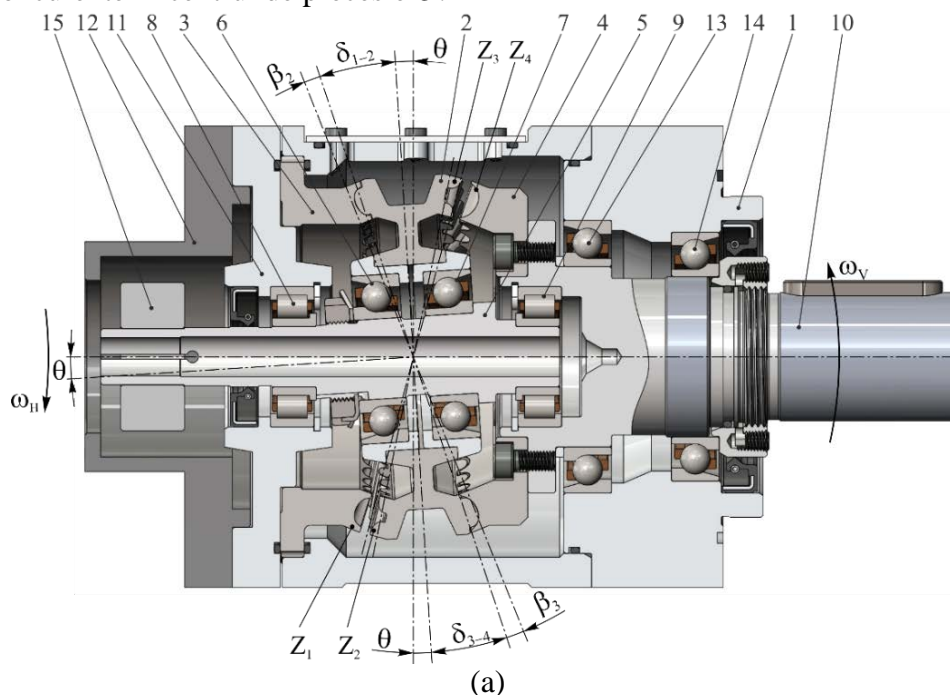


Figura 12. Transmisie precesională 2K-H ($i=-164$) cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu dantură în arc de cerc și roată-satelit montată axial flotant pe arbore-manivelă cu axe concurente în centrul de precesie sub unghiul de nutație θ desen de ansamblu (a) și vederea generală 3D (b).

Astfel, la rotirea arborelui-manivelă 5 în rulmenții radiali 8 și 9, roata-satelit 2 instalată în rulmenții radiali-axiali 6 și 7 efectuează mișcare sferospațială în jurul centrului de precesie O cu unghiul de nutație θ și flotează axial între roțile centrale imobilă 3 și mobilă 4. Cotele de poziționare axială a roților centrale imobilă 3 și mobilă 4 sunt restricționate prin câmpuri de abateri, astfel încât punctul de intersecție a axelor perechilor de rulmenți 6 și 7, 8 și 9 să fie comasat cu centrul de precesie.

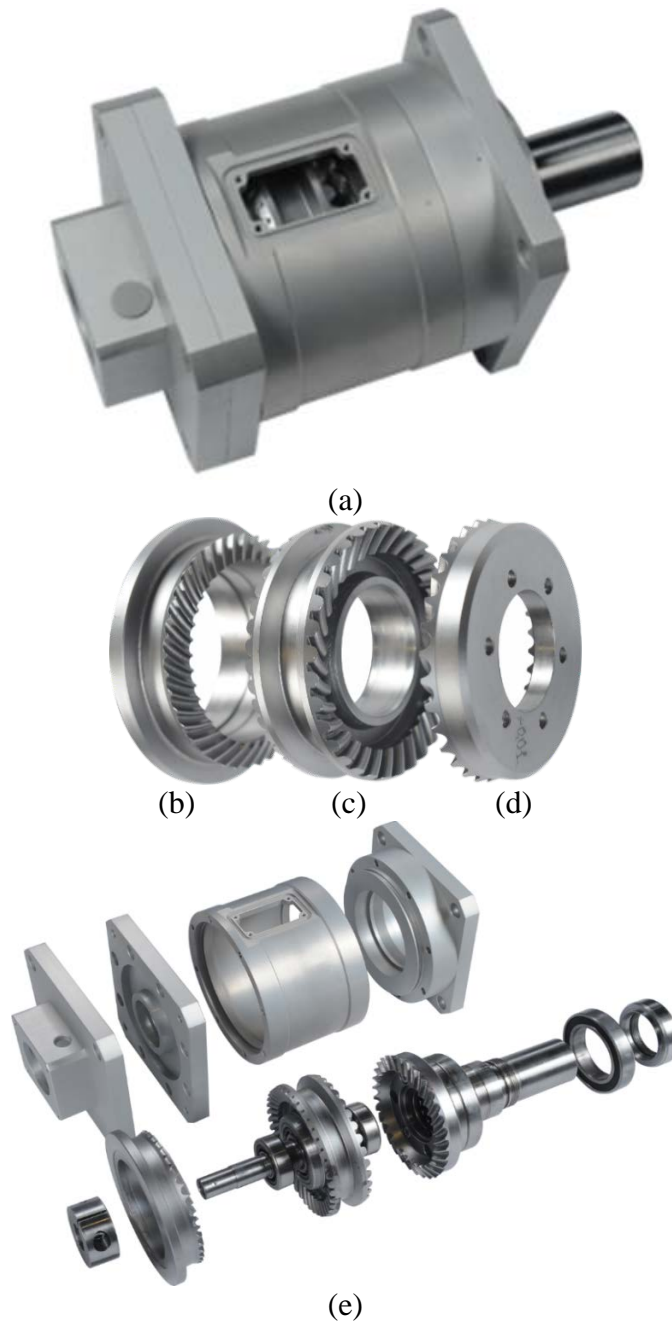


Figura 13. Moștra fizică a transmisiei precesionale 2K-H ($i=-75$) cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu dantură în arc de cerc și roată-satelit montată axial flotant pe arborele-manivelă cu axe concurente în centrul de precesie (a), mostrele roților centrale (b), (d) și a roții-satelit (c) cu dinți curbilinii, fabricate din oțel 4140 și componentele transmisiei în desfășurată (e).

Este de menționat că incoincidența punctului de intersecție a axelor perechilor de rulmenți 6 și 7, 8 și 9 cu centrul de precesie conduce la deplasarea centrului maselor componentelor nodului precesional în raport cu centrul de precesie și implicit la dezechilibrul dinamic cu solicitări suplimentare ale rulmenților și arborilor-manivelă, definite prin ecuațiile dinamice ale lui Euler. Totodată, necoincidența punctului de intersecție a axelor arborelui-manivelă cu centrul de precesie poate conduce la deplasarea petei de contact între flancuri în afara lungimii active a dinților conjugați multipar.

O altă particularitate a transmisiei constă în configurația constructivă a carcasei constituită din corpurile 1 și 11 cu locașuri pentru rulmenți și capacul 12 pentru asamblarea motorului electric.

Această configurație a carcasei este mai tehnologică în fabricație, inclusiv pentru asamblarea și dezasamblarea modulară a componentelor cu reglarea jocului sau a prestrângerii în angrenările $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ în funcție de prevederile caietului de sarcini la proiectare.

În figura 13 (a) se arată mostra fabricată a transmisiei precesionale 2K-H ($i=-75$) cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu danturi în arc de cerc și roată-satelit montată axial flotant pe arborele-manivelă cu axe concurente în centrul de precesie. În figura 13 (b), (c), (d) sunt prezentate mostrele roților centrale (b) și (d) și a roții-satelit (c) fabricate din oțel 4140 pe mașini-unelte multiaxiale cu comanda numerică (CNC), iar în figura 13 (e) sunt prezentate componentele originale ale transmisiei precesionale 2K-H cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu raportul de transmitere $i=-75$ în desfășurata axială.

5.7. Motoreductoare și servo-motoreductoare în baza transmisii precesionale

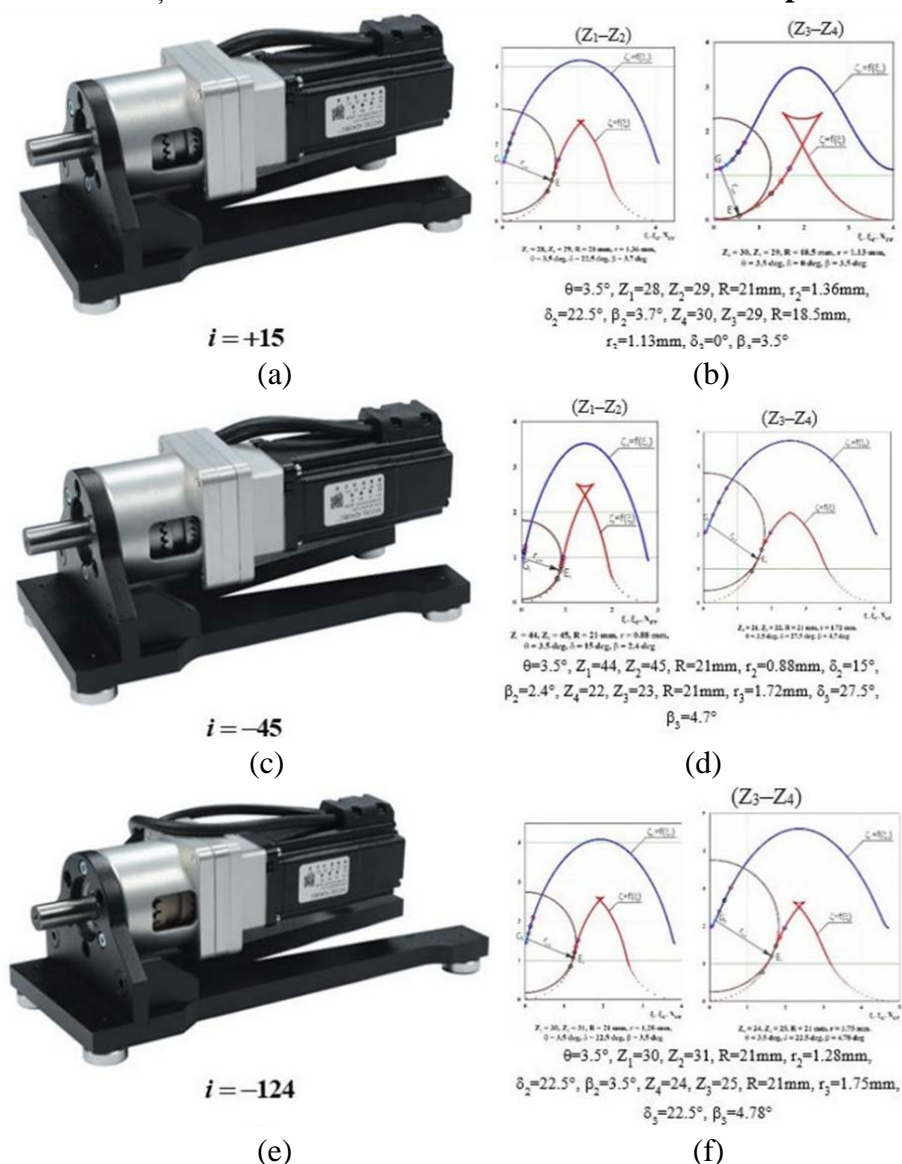


Figura 14. Servo-motoreductoare cu transmisii 2K-H cu rapoarte de transmitere $i = +15$ (a), $i = -45$ (c), $i = -124$ (e) și forma profilului, geometria contactului dinților și dispersia punctelor de contact ale dinților (Z_1-Z_2) și (Z_3-Z_4) în angrenări A_{CX-CV}^D în funcție de caracteristica parametrică $[Z_g-\theta, \pm I]$ (b), (d),(f).

Motoreductorul este un sistem tehnic format dintr-un reductor și un motor electric într-o construcție unitară și care poate deservi o anumită mașină de lucru cu momente de torsiune mai mari și cu viteze mai mici decât cele dezvoltate de motorul electric. Destinația reductorului în cuplul mecanic *motoreductor* este de a majora momentul de torsiune și de a diminua viteza unghiulară aplicate la arborele condus al motoreductorului, respectiv și la arborele mașinii de lucru.

Aceleași similitudini se păstrează și în cazul cuplului mecanic *reductor* și *servomotor*. În această configurație servo-motoreductorul este un sistem tehnic format dintr-un reductor și un servomotor într-o construcție unitară și poate deservi o mașină, un robot sau un utilaj tehnologic cu mișcări relative reglabile, solicitate cu momente de torsiune mai mari și cu viteze unghiulare mai mici decât cele dezvoltate de servomotor. În cuplul servo-motoreductor, analogic cu cuplul mecanic motoreductor, destinația reductorului este de a majora momentul de torsiune și de a diminua viteza unghiulară aplicate la arborele condus a servo-motoreductorului, care în consecință realizează, direct sau indirect, diferite poziții relative reglabile ale componentelor mașinii, robotului, utilajului tehnologic etc.

Performanțele funcționale ale motoreducoarelor și servo-motoreducoarelor în mare măsură depind de caracteristicile tehnice ale transmisiilor mecanice agregatizate în cupluri mecanice cu motorul sau servomotorul electric. În aspect constructiv, transmisiile precesionale, datorită amplasării tuturor componentelor nodului precesional pe o axă geometrică, asigură coaxialitate atât cu motorul sau servomotorul electric, cât și cu mecanismul de acționare a mașinii de lucru. Ca rezultat, cuplul mecanic *reductor precesional – motor/servomotor* se caracterizează prin constrângeri de gabarit, compacitate, consum de materiale și costuri reduse.

Parametrii generalizatori ai motoreducoarelor și servo-motoreducoarelor sunt raportul de transmitere i și puterea transmisă P , W , de regulă exprimată prin momentul de torsiune T , Nm și viteza unghiulară ω , sec^{-1} la arborele condus al transmisiei.

Roțile centrale și roata-satelit sunt fabricate fiecare din oțel și plastic și pot fi asamblate în cupluri cu diferit comportament tribologic *plastic-plastic*, *oțel-plastic* și *oțel-oțel*.

În figura 14 (a), (c), (e) sunt redată servo-motoreducoare în baza transmisiilor precesionale cu angrenări A_{CX-CV}^D cu dinți drepți cu diametrul median $d_m=42 \text{ mm}$ și, respectiv, cu rapoartele de transmitere $i=+15$ (a), $i=-45$ (c), $i=-124$ (e).

În figura 14 (b), (d), (f) sunt prezentate profilogramele dinților construite conform ecuațiilor $\zeta=f(\xi)$ în funcție de parametrii configurației $[Z_g-\theta, \pm l]$ pentru angrenările dinților (Z_1-Z_2) și (Z_3-Z_4) cu diferența numerelor de dinți conjugăți $Z_{1(4)}=Z_{2(3)}-1$, iar pentru angrenarea dinților (Z_3-Z_4) a transmisiei cu raportul de transmitere $i=+15$ coraportul numerelor de dinți este $Z_4=Z_3+1$.

În figura 15 (a) și (b) este prezentată mostra experimentală a servo-motoreducoarelor precesionale de mică putere ($d_m=80 \text{ mm}$) cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ convex-concave cu dinți curbilini (în arc de cerc) și roată-satelit montată axial flotant pe arborele-manivelă cu axe concurente în centrul de precesie ($i=-164$) (a) și cu roți centrale interschimbabile cu locul cu rapoarte de transmitere $i=-124/i=+125$ (b). Roțile centrale și roata-satelit ale angrenărilor $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ convex-concave sunt fabricate din oțel pe mașini-unelte CNC.



(a)



(b)

Figura 15. Mostre experimentale ale servo-motoreductoarelor precesionale de mică putere ($d_m=80 \text{ mm}$) cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ convex-concave cu dinți curbilinii (în arc de cerc) și roată-satelit montată axial flotant pe arborele-manivelă cu axe concurente în centrul de precesie ($i=-164$) (a) și cu roți centrale interschimbabile cu locul cu rapoarte de transmitere $i=-124/i=+125$ (b)

5.8. Alegerea materialului, a lubrifiantului și rezultatele cercetărilor proceselor tribologice în angrenarea $A_{CX-CV}^{D(\beta)}$.

La etapa de cercetare 3.1 Majorarea capacității portante și a randamentului mecanic al transmisiilor precesionale (TP) cu angrenaj dințat cu contact "convex-concav" al dinților au fost realizate activități specifice referitor la "studiul proceselor tribologice în contactele convex-concave multiple ale angrenajelor precesionale $A_{CX-CV}^{D(\beta)}$ și influența lor asupra pierderilor energetice".

În rezultatul studiului teoretic efectuat a fost elaborat **algoritmul de selectare** a materialelor metalice și plastice al cuplului "satelit (Z_2) – roată centrală fixă (Z_1)" și a cuplului "satelit (Z_3) – roată centrală mobilă (Z_4)" pentru proiectarea și fabricarea Transmisiilor planetare precesionale (TP) $A_{CX-CV}^{D(\beta)}$. Conform acestui algoritm a fost argumentată selectarea posibilelor cupluri ale materialelor în diferite configurații (**oțel-oțel; oțel-plastic; plastic-plastic**), reieșind din comportamentul tribologic privind asigurarea eficienței:

- energetice în angrenare;
- transferului de căldură din zona contactului;
- de lubrifiere.

În rezultatul studiului au fost selectate următoarele mărci de materiale, cercetate în diverse cupluri tribologice:

1. oțel 40 Cr (GOST4543-71) cu duritatea 40-45 HRC;
2. mase plastice: PA6, POM, PEEK;
3. mase plastice ranforsate cu fibre de carbon: PE66+GF30, PEEK+GF30.

Luând în considerație specificul geometriei și cinematicii contactului dinților în angrenajul precesional (variația curburii și a vitezei relative a mișcării contactului dinților pe profilurile conjugate) **s-a recurs** la modelarea contactului angrenajului *de formă* "**convex-convexă (rolă cilindrică/rolă cilindrică)** cu **scopul adaptării** la instalația de tip SMT 1 (din dotarea laboratorului de "Tribologie" al UTM) pentru cercetări tribometrice experimentale (figura 16).

Studiul experimental a fost realizat la instalația de tip SMT 1 **modernizată și adaptată** pentru **achiziții computerizate** a *datelor experimentale*, utilizându-se traductori certificați pentru măsurile fizice măsurate și dispozitive de achiziție și condiționare a semnalelor, produse ale firmei NATIONAL INSTRUMENTS. A fost elaborat un **produs software** în mediul de programare LabVIEW de **înregistrare și prelucrare automatizată** a datelor experimentale.

Probele - model, în formă de role cilindrice, au fost fabricate din materialele selectate cu dimensiuni stabilite din condițiile de modelare (cu asigurarea echivalenței geometrice și cinematice a contactului dinților în angrenarea reală).

Cercetările experimentale au fost efectuate conform metodei de testare cu încărcarea succesivă în trepte a contactului cu un pas stabilit pentru forța normală F_n .

Evoluția tribologică a contactului este determinată în timp cu identificarea prin măsurarea continue a: *forței normale F_n , momentului de frecare M_f , temperaturii în zona contactului T , forței de frecare F_f și coeficientului de frecare f* . În **scopul alegerii** cuplurilor concrete de materiale cu comportament tribologic optimal acestea au fost cercetate **fără lubrifiere** (figura 17) și cu **lubrifiere** (figura 18).

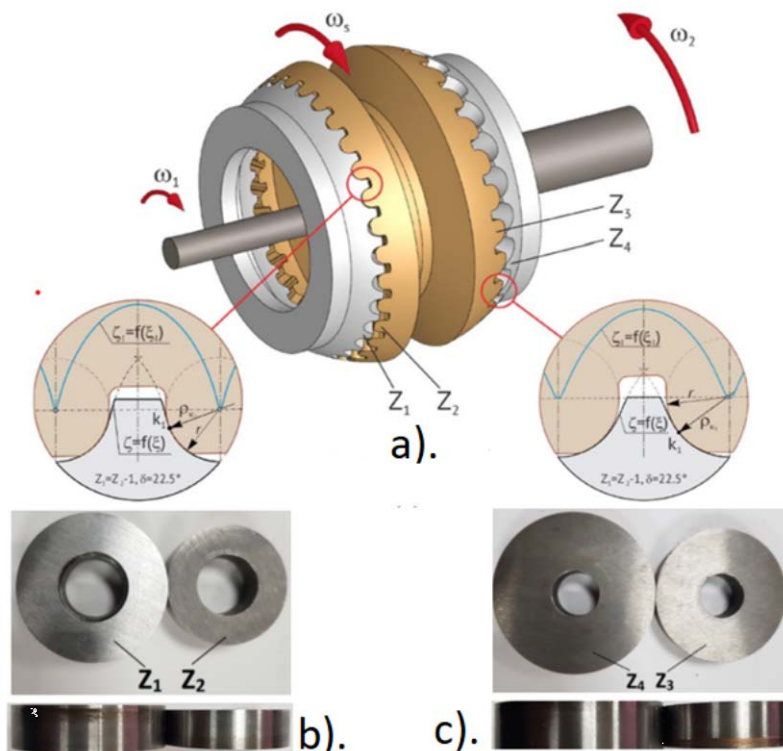


Figura 16. Corelația dintre forma profilului de flanc al dintelui, cinematica punctului de contact al flancurilor și regimul de operare (funcționare) a transmisiei precesionale $A_{CX-CV}^{D(\beta)}$: vederea generală a TPP; b) tribomodelul Z_1/Z_2 ; tribomodelul Z_3/Z_4 .

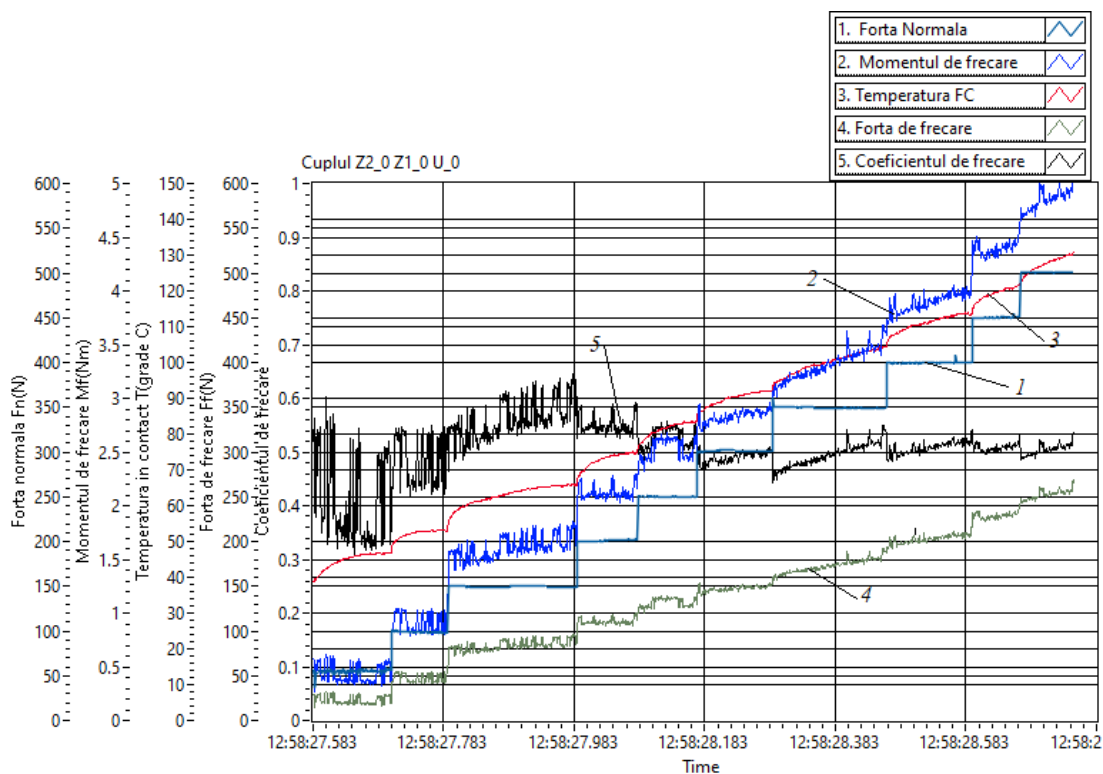


Figura 17. Tribocaracteristicile ale cuplului de materiale: satelit Z_2 – oțel 40Cr, roată centrală fixă Z_1 – oțel 40Cr. Fără lubrifiere.

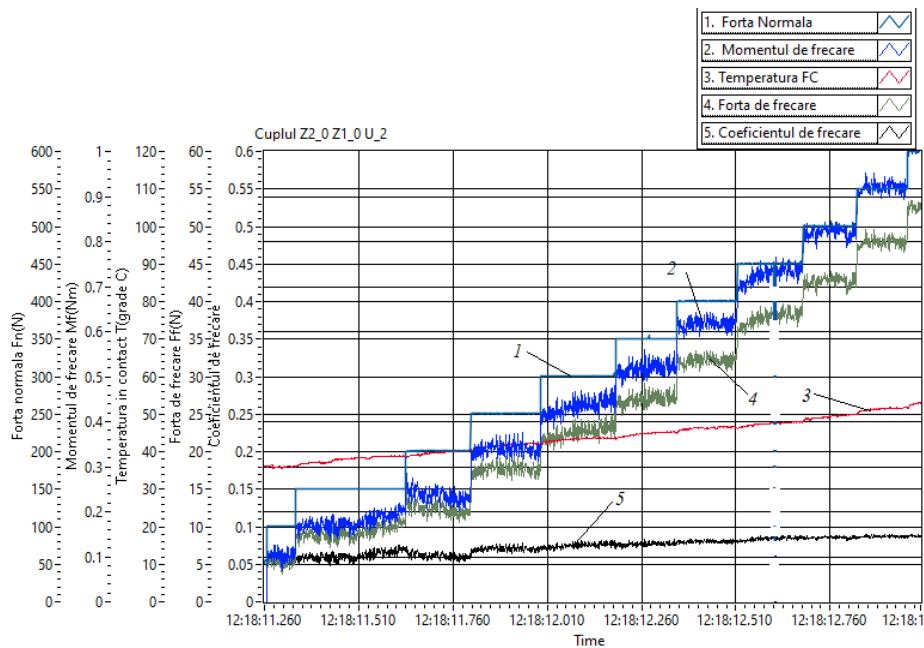


Figura 18. Tribocaracteristicile ale cuplului de materiale:
satelit Z_2 – oțel 40Cr; roată centrală fixă Z_1 – oțel 40Cr.
Lubrifiere - Unsoare MULTIS EP 2 (TOTAL).

CONSTATARE:

Metodologia elaborată și aplicată la încercarea cuplului de materiale ” oțel 40Cr/ oțel 40Cr” (fără lubrifiere- fig. 17 și cu lubrifiere - Unsoare MULTIS EP 2, fig. 18) confirmă atingerea scopului formulat prin compararea valorilor coeficienților de frecare: în contactul lubrifiat valoarea coeficientului de frecare se micșorează de cca 7-8 ori în raport cu valoarea coeficientului de frecare a contactului nelubrifiat (de la 0,4...0,6 până la 0,05...0,08 – pentru valorile forței normale de încărcare F_n în limitele 100...500N).

Bibliografie:

1. Bostan, I. *Прецизионные передачи с многопарным зацеплением* [Transmisii precesionale cu angrenaj multipar]. ШТИИЦа, Кишинев, 1991. 356с.
2. Bostan, I. *Transmisii precesionale: [în 3 vol.]*. Chișinău: S. n., 2022 Tipogr. Bons Offices SRL, Vol 1: Sinteză, Cinematică și Elemente de calcul. 517 p. Vol. 2. Geometria, Cinematica și Portanța contactului, - 667 p. Vol. 3. Generarea suprafețelor și Aplicații, - 589p, ISBN 978- 9975-87-981-1.
3. Bostan, V. *Modele matematice în inginerie*. Bons Offices, Chișinău, 2014. 470 p., ISBN 978- 9975-80-831-6.
4. Dulgheru, V., Bostan, I., Bodnariuc, I., Ciobanu, R., Ciobanu, O., Malcoci, Iu., Trifan, N., Guțu, M., Rabei, I., Buga, Alex. *Mecanică fină și Mecatronică. Vol. 1. Mecanică fină*. Chișinău, Tipografia Centrală, 2022, 480 p. ISBN 978-5-88554-127-5.
5. Bostan, I, Dulgheru, V., Țopa, M., Bondariuc, I., Dicusară, I., Trifan, N., Ciobanu, R., Ciobanu, O., Malcoci, Iu., Odainâi, V. *Antologia invențiilor. Transmisii planetare cinematice. Vol. 4*. Bons Offices. Chișinău, 2011, 636 p, ISBN 978-9975-80-459-2.
6. Bostan, V., Bostan, I., Vaculenco, M. *Precessional gear transmission*. PCT/MD2020/000004, 19.11.2020. Int.Class F 16H 55/10, no WO/2021/137682, WO 08.07.2021.
7. Bostan, V., Bostan, I., Vaculenco, M. *Transmisii planetare precesionale*. MD4781, 2019 0101, depozit 31.12.2019, publ.06.30.2021.

6. Diseminarea rezultatelor obținute în proiect în formă de publicații (v. Anexa 1A)

*Lista lucrărilor științifice, științifico-metodice și didactice
publicate în anul de referință în cadrul proiectului din Programul de Stat
„Majorarea competitivității transmisiilor precesionale prin elaborarea și validarea angrenajului
cu contact „conform” al dinților și extinderea ariei lor de aplicație”*

Rezultatele științifice obținute de colectiv în anul de referință (date statistice) sunt prezentate în tabelul 2.

Tabelul 2

Activitatea în anul de referință (date statistice)

Monografii editate în țară	3
Articole în reviste naționale, categoria C	2
Articole în materiale ale conferințelor internaționale	1
Numărul de hotărâri pozitive obținute	1
Numărul de brevete internaționale obținute	2
Numărul de brevete naționale obținute	3
Numărul de brevete implementate	4

7. Impactul științific, social și/sau economic al rezultatelor științifice obținute în cadrul proiectului

Caracterul pronunțat inovativ, asigurat de soluții brevetate de transmisii planetare precesionale și tehnologii de fabricare inovative a roților dințate, asigură un impact științific major, în special, cu caracter aplicativ în domeniul MEMS.

Grație conținutului major scientintensiv rezultatele proiectului vor avea un impact sporit asupra cunoașterii și producerii. Posibilitatea realizării unor produse cu un volum sporit de produs intelectual, cu performanțe la nivelul exigențelor mondiale, cu domenii prioritare de utilizare, în care transmisiile precesionale asigură performanțe net superioare comparativ cu alte tipuri de transmisii mecanice, va fi un factor atractiv pentru agenții economici. Un element atractiv pentru agenții economici va fi și valorificarea industrială a tehnologiilor noi elaborate, care conțin elemente Know-how și care va asigura realizarea unor produse performante.

Rezultatele obținute vor fi transmise studenților de la Ciclul I și II (de masterat) în cadrul disciplinelor predate la subiect. Numărul mare de invenții existente și cele preconizate a fi create asigură îmbunătățirea capacității inovaționale și transferul inovațiilor pe piață.

8. Infrastructura de cercetare utilizată în cadrul proiectului

Proiectul a fost înaintat în cadrul Centrului „PRECESIA” de la Universitatea Tehnică a Moldovei, care are în dotare: Laboratorul de Transmisii Mecanice, dotat cu echipamente de laborator performante; Laboratorul „Modelarea și simularea Transmisiilor Precesionale”, dotat cu calculatoare performante și softuri specializate licențiate (ANSYS, SolidWorks); Laboratorul de Tehnologii Neconvenționale de Fabricare a roților dințate, Centru de prelucrare multi-ax ș.a.

9. Colaborare la nivel național în cadrul implementării proiectului

Pentru fabricarea mostrelor de roți dințate a fost realizată o colaborare cu mai multe companii din domeniul construcțiilor de mașini și al mecanicii fine. Realizarea și testarea unor soluții inovative de transmisii precesionale reprezintă un potențial de implementare major în construcția de mașini și mecanica fină.

10. Colaborare la nivel internațional în cadrul implementării proiectului

Scopul și obiectivele proiectului prevăzute în etapele 3.1 și 3.2 a. 2022 au fost realizate prin încheierea acordurilor de achiziții și servicii cu următoarele întreprinderi naționale și internaționale:

1. MAGTROL SA, Switzerland – Procurarea componentelor pentru standul de cercetare a caracteristicilor funcționale ale transmisiilor precesionale;
2. Gleason Corporation, USA – Fabricarea componentelor angrenajelor precesionale la mașini unelte CNC.
3. Întreprinderea GESAN Group, Chișinău – Contract economic de fabricare a roților angrenajelor precesionale prin injecție sub presiune din masă plastică;
4. BILESS SRL, Chișinău– procurarea componentelor standardizate;
5. WÜRTH SA, Chișinău – procurarea componentelor standardizate;
6. Metancor SRL, Chișinău – procurarea componentelor standardizate;
7. Bimetcom SA – procurarea materialelor.

11. Dificultățile în realizarea proiectului (Financiare, organizatorice, legate de resursele umane etc.)

Un impact negativ asupra realizării Proiectului în acest an a avut situația pandemică.

Organizatoric: Planul calendaristic al activităților în cadrul Proiectului a prevăzut mai multe participări la conferințe interanționale, saloane de invenții internaționale, vizite ale laboratoarelor din diverse centre universitare din Uniunea Europeană. Au fost realizate mai puține.

Financiar: Resursele financiare au fost relativ suficiente pentru buna realizare a Proiectului. Totuși, imposibilitatea participării fizice a cercetătorilor la diverse evenimente științifice a condus la apariția unor „economii”, care au necesitat efectuarea unor modificări ale Bugetului și realizarea acestor modificări în timp restrâns.

Resurse umane: Chiar și în această situație pandemică cercetătorii au efectuat cercetări teoretice la distanță, dar și în Laboratorul de Transmisii Mecanice în vederea verificării corectitudinii rezultatelor numerice.

12. Diseminarea rezultatelor obținute în proiect în formă de prezentări la foruri științifice (comunicări, postere – pentru cazurile când nu au fost publicate în materialele conferințelor, reflectate în p. 6)

1. BOSTAN V., BOSTAN I., VACULENCO M. Transmission with precessional gearing. *European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition, Iași, România, 26-27 mai 2022. - P. 144. ISSN Print: 2601-4564.* https://www.euoinvent.org/cat/EUROINVENT_2022.pdf

2. BOSTAN I., DULGHERU V., MALCOCI Iu., BODNARIUC I., CIOBANU R., SLOBODEANIUC S. Precessional planetary transmission. *European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition, Iași, România, 26-27 mai 2022. - P. 140. ISSN Print: 2601-4564.* https://www.euoinvent.org/cat/EUROINVENT_2022.pdf

3. BOSTAN I., BOSTAN V., VACULENCO M., BODNARIUC I., DULGHERU V., MAZURU S., ȚOPA M., CIOBANU R., CIOBANU O., TRIFAN N., MALCOCI Iu., VENGHER D., SCATICAILOV S., ODAINĂI V., PAVELCO V., BREGNOVA., MUNTEAN V. Increasing the competitiveness of precessional transmissions by developing and capitalizing on the gear with „conforming” contact of the teeth. *European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition, Iași, România, 26-27 mai 2022.* - P. 142. ISSN Print: 2601-4564. https://www.euroinvent.org/cat/EUROINVENT_2022.pdf

4. BOSTAN V., BOSTAN I., SECRIERU N., GUȚU M., MELNIC V., ILCO V., MARTÎNIUC A. Structural analysis of the TUMnanoSAT microsatellite. *European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition, Iași, România, 26-27 mai 2022.* - P. 143. ISSN Print: 2601-4564. https://www.euroinvent.org/cat/EUROINVENT_2022.pdf

5. BOSTAN V., BOSTAN I., ILCO V., MELNIC V., MARTÎNIUC A., VARZARU V., SECRIERU N. TUMnanoSAT flight model nanosatellite. *European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition, Iași, România, 26-27 mai 2022.* - P. 155. ISSN Print: 2601-4564. https://www.euroinvent.org/cat/EUROINVENT_2022.pdf

6. MAZURU S., SLĂTINEANU L. The process for the formation of a regular microrelief on the surface of the gearwheel teeth. *European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition, Iași, România, 26-27 mai 2022.* - P. 147. ISSN Print: 2601-4564. https://www.euroinvent.org/cat/EUROINVENT_2022.pdf

7. MAZURU S., PLATON A., MAZURU A. The mold for metal powders. *European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition, Iași, România, 26-27 mai 2022.* - P. 147. ISSN Print: 2601-4564. https://www.euroinvent.org/cat/EUROINVENT_2022.pdf

8. BOSTAN V., BOSTAN I., VACULENCO M. Transmisie cu angrenare precesională. *Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Inventicii PROINVENT 2022. EDIȚIA A XX-a, Cluj-Napoca 26-28.10.2022. Editura U.T.PRESS, p.244. ISSN 2810-2789, ISSN-L 2810-2789.* <https://proinvent.utcluj.ro/img/catalogs/2022.pdf>.

9. BOSTAN I., BOSTAN V., VACULENCO M., BODNARIUC I., DULGHERU V., MAZURU S., ȚOPA M., CIOBANU R., CIOBANU O., TRIFAN N., MALCOCI Iu., VENGHER D., SCATICAILOV S., ODAINĂI V., PAVELCO V., BREGNOVA A., MUNTEAN V. Creșterea competitivității transmisiilor precesionale prin dezvoltarea și valorificarea angrenajului cu contact „conform” al dinților. *Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Inventicii PROINVENT 2022. EDIȚIA A XX-a, Cluj-Napoca 26-28.10.2022. Editura U.T.PRESS, p.245. ISSN 2810-2789, ISSN-L 2810-2789.* <https://proinvent.utcluj.ro/img/catalogs/2022.pdf>.

13. Aprecierea și recunoașterea rezultatelor obținute în proiect (premiu, medalii, titluri, alte aprecieri).

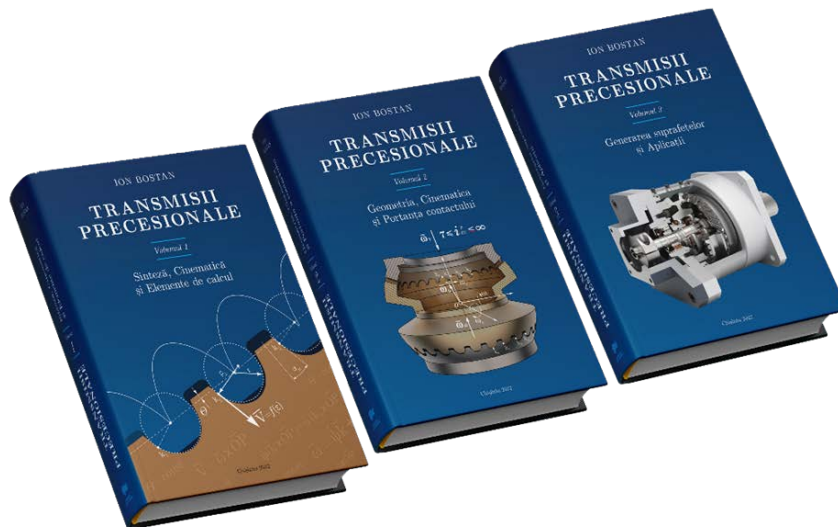
1. BOSTAN V., BOSTAN I., VACULENCO M. Transmission with precessional gearing // European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition, Iași, România, 26-27 mai 2022. **DIPLOMĂ ȘI MEDALIA DE AUR.**
2. BOSTAN V., BOSTAN I., VACULENCO M. *Transmission with precessional gearing* // European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition, Iași, România, 26-27 mai 2022. **DIPLOMĂ DE EXCELENȚĂ.**
3. BOSTAN I., DULGHERU V., MALCOCI Iu., BODNARIUC I., CIOBANU R. SLOBODEANIUC S. *Precessional planetary transmission* // European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition, Iași, România, 26-27 mai 2022. **DIPLOMĂ DE EXCELENȚĂ.**

4. BOSTAN I., BOSTAN V., VACULENCO M., BODNARIUC I., DULGHERU V., MAZURU S., ȚOPA M., CIOBANU R., CIOBANU O., TRIFAN N., MALCOCI Iu, VENGER D., SCATICAILOV S., ODAINĂI V., PAVELCO V., BREGNOVA., MUNTEAN V. *Increasing the competitiveness of precessional transmissions by developing and capitalizing on the gear with „conforming” contact of the teeth* // European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIV th Edition, Iași, România, 26-27 mai 2022. **DIPLOMĂ ȘI MEDALIA DE ARGINT.**
5. VACULENCO Maxim, BODNARIUC Ion, CIOBANU Oleg, CIOBANU Radu, TRIFAN Nicolae, MALCOCI Iulian, VENGER Dumitru, ODAINĂI Valeriu, PAVELCO Victor, BREGNOVA Aliona, MUNTEAN Vasile. *Creșterea competitivității transmisiilor precesionale prin dezvoltarea și valorificarea angrenajului cu contact ”conform” al dinților.* Târgul Internațional de Inventică și Educație Creativă pentru Tineret, ICE-USV (Innovation and Creative Education) Universitatea „Ștefan cel Mare” din Suceava, Ediția a VI-a, Suceava, România: 10-12 Iulie 2022. **DIPLOMĂ ȘI MEDALIA DE ARGINT.**
6. BODNARIUC Ion, VACULENCO Maxim, CIOBANU Radu, CIOBANU Oleg, MALCOCI Iu, TRIFAN Nicolae, SLOBODENIUC Stanislav, PAVELCO Victor, MUNTEANU Vasile, BREGNOVA Alina. *Transmisie planetară precesională.* Târgul Internațional de Inventică și Educație Creativă pentru Tineret, ICE-USV (Innovation and Creative Education) Universitatea „Ștefan cel Mare” din Suceava, Ediția a VI-a, Suceava, România: 10-12 Iulie 2022. **DIPLOMĂ ȘI MEDALIA DE BRONZ.**
7. BOSTAN V., BOSTAN I., VACULENCO M. *Transmisie cu angrenare precesională.* Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Inventicii PROINVENT 2022. EDIȚIA A XX-a, Cluj-Napoca 26-28.10.2022. **DIPLOMĂ ȘI MEDALIA DE AUR.**
8. BOSTAN I., BOSTAN V., VACULENCO M., BODNARIUC I., DULGHERU V., MAZURU S., ȚOPA M., CIOBANU R., CIOBANU O., TRIFAN N., MALCOCI Iu, VENGER D., SCATICAILOV S., ODAINĂI V., PAVELCO V., BREGNOVA A., MUNTEAN V. *Creșterea competitivității transmisiilor precesionale prin dezvoltarea și valorificarea angrenajului cu contact „conform” al dinților.* Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Inventicii PROINVENT 2022. EDIȚIA A XX-a, Cluj-Napoca 26-28.10.2022. **DIPLOMĂ ȘI MEDALIA DE AUR.**
9. BOSTAN V., BOSTAN I., VACULENCO M. *Transmission with precessional gearing.* The XXVI-th International Exhibition of Invetics INVENTICA 2022, Iași, România. 22-24 june 2022. **DIPLOMA of HONOUR & MEDAL GOLD MEDAL.**
10. BOSTAN I., BOSTAN V., VACULENCO M., BODNARIUC I., DULGHERU V., MAZURU S., ȚOPA M., CIOBANU R., CIOBANU O., TRIFAN N., MALCOCI Iu, VENGER D., SCATICAILOV S., ODAINĂI V., PAVELCO V., BREGNOVA., MUNTEAN V. *Increasing the competitiveness of precessional transmissions by developing and capitalizing on the gear with „conforming” contact of the teeth.* The XXVI-th International Exhibition of Invetics INVENTICA 2022, Iași, România. 22-24 june 2022. **DIPLOMA of HONOUR & MEDAL GOLD MEDAL.**
11. BOSTAN I., DULGHERU V., BODNARIUC I., CIOBANU R., MALCOCI Iu, SLOBODEANIUC S. *Precessional planetary transmission.* The XXVI-th International Exhibition of Invetics INVENTICA 2022, Iași, România. 22-24 june 2022. **DIPLOMA of HONOUR & MEDAL GOLD MEDAL.**
12. MAZURU S., BOSTAN I., SCATICAILOV S., PLATON A. *The process for hardening the teeth of bevel or precession gears.* The XXVI-th International Exhibition of Invetics INVENTICA 2022, Iași, România. 22-24 june 2022. **DIPLOMA of HONOUR & MEDAL GOLD MEDAL.**

14. Materializarea rezultatelor relevante obținute în proiect

14.1. Editarea monografiei ”Transmisii Precesionale” în trei volume:

- BOSTAN Ion. Volumul 1 - Transmisii Precesionale: Sinteză, Cinematică și Elemente de calcul. Ch.: Ed. „Bons Offices” SRL, 2022, 459 p. ISBN 978-9975-87-979-8.
- BOSTAN Ion. Volumul 2 - Transmisii Precesionale: Geometria, Cinematica și Portanța contactului. Ch.: Ed. „Bons Offices” SRL, 2022, 607 p. ISBN 978-9975-87-980-4.
- BOSTAN Ion. Volumul 3 - Transmisii Precesionale: Generarea suprafețelor și Aplicații. Ch.: Ed. „Bons Offices” SRL, 2022, 531 p. ISBN 978-9975-87-981-1.



14.2. A fost obținut patentul Model de Utilitate ”Transmisie Planetară Precesională”, Germania.

Bundesrepublik Deutschland, BOSTAN Ion, Chisinau, MD, BOSTAN Viorel, Chisinau, MD, VACULENCO Maxim, Chisinau, MD. Transmisie planetară precesională. Urkunde über die Eintragung des Gebrauchsmusters Nr. 21 2020 000 799, Bezeichnung: Zahnradütranung mit Präzessionsbewegung Ipc: Tag der Anmeldung: 19.11.2020, Tag der Eintragung: 23.09.2022, Priorität: 31.12.2019 MD a 2019.01.01.

Bundesrepublik Deutschland

Urkunde

über die Eintragung des
Gebrauchsmusters Nr. 21 2020 000 799

Bezeichnung:
Zahnradübertragung mit Präzessionsbewegung

IPC:
F16H 23/00

Inhaber/Inhaberin:
Bostan, Ion, Chisinau, MD
Bostan, Viorel, Chisinau, MD
Vaculenco, Maxim, Chisinau, MD

Tag der Anmeldung:
19.11.2020

Tag der Eintragung:
23.09.2022

Priorität:
31.12.2019 MD a 2019 0101

Die Präsidentin des Deutschen Patent- und Markenamts

Cornelia Rudolf-Schäfer

München, 23.09.2022

Die Voraussetzungen der Schutzfähigkeit werden bei der Eintragung eines Gebrauchsmusters nicht geprüft. Der wirklichen Rechtmäßigkeit und Schutzumfang entnehmen Sie bitte dem DP-Mitteilungsprotokoll unter www.dpma.de.

(19) Deutsches Patent- und Markenamt

(10) DE 21 2020 000 799 U1 2022.11.03

(12) **Gebrauchsmusterschrift**

(21) Aktenzeichen: 21 2020 000 799.3 (51) Int. Cl.: **F16H 23/00** (2006.01)
(22) Anmeldetag: 19.11.2020 **F16H 55/08** (2006.01)
(86) PCT-Anmeldeschein: PCT/MD2020/000004
(87) PCT-Veröffentlichungstag: 08.07.2021
(87) PCT-Veröffentlichungs-Nr.: WO 2021/137682
(47) Eintragungstag: 23.09.2022
(45) Bekanntmachungstag im Patentblatt: 03.11.2022

(30) Ursprungspatent: a 2019 0101 31.12.2019 MD (74) Name und Wohnort des Vertreters:
Patentanwälte Jeck, Fleck & Partner mbB, 71665 Vaihingen, DE

(73) Name und Wohnort des Inhabers:
Bostan, Ion, Chisinau, MD; Bostan, Viorel, Chisinau, MD; Vaculenco, Maxim, Chisinau, MD

Die folgenden Angaben sind von dem Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen.


(54) Bezeichnung: Zahnradübertragung mit Präzessionsbewegung

(57) Hauptanspruch: Getriebe mit einem Gehäuse (1), einem Satellitenrad (2) mit zwei Zahnkränzen (3, 4), die auf der schrägen Seite der Kurbelwelle (5) zwischen zwei Zentralfädern (6, 7) auf der angetriebenen Welle (8) angeordnet sind, wobei die Zähne in Kontakt mit der konvex-konkaven Geometrie sind, in der die Zähne eines Rades hergestellt sind, und das Profil des krummigen Endes und des Rades mit dem Profil des Endes der kesselförmigen Feder übereinstimmt, dadurch gekennzeichnet, dass die Enden der Zähne der zentralen Räder (6, 7) variable Krümmung aufweisen und von der Längsachse zur Seite hin anwinkeln, dass die Zähne der Zentralfäden (6, 7) und Satellitenräder (2) Kreisbogenprofile sind und Parameter β , β_1 , β_2 und Z aufweisen, dass die Anzahl der Zähne der Kupplungsräder $Z_{11} = Z_{21} - 1$ und $Z_{12} = Z_{22} + 1$ beträgt, dass der Kegelwinkelswinkel $\alpha' < 5^\circ 5'$ und mit $\alpha = 0^\circ$ beträgt, dass der Winkel im Kreisbogen der kegelförmigen Zahnkränze (3) und (4) vom Satellitenrad 2 innerhalb von $2^\circ \leq \beta < 7^\circ$ liegt und dass der Winkel zwischen den Kurbelwellenachsen (5) und den Mittelachsen (6, 7) von $1.5^\circ \leq \alpha < 7^\circ$ beträgt.

38

14.3. A fost aprobat către publicație națională în SUA patentul ”Transmisie Dințată Precesională”, SUA


In the United States Patent and Trademark Office, Applicant BOSTAN Viorel et al., conf. No 3255, Appl. No 17/777, 997, art Unit: TBD (I.A. PCT/MD 2020/000004); Filed. May 18.2022 IA Filed November 19.2020. For: Precessional GEAR TRANSMISSION SUBSTANTIVE PRELIMINARY AMENDMENT, Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, Virginia 22313-1450.

 **UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE**
DEPARTMENT OF COMMERCE
United States Patent and Trademark Office
Address: Washington, DC 20540
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22314

APPLICATION NUMBER	FILING DATE	DEPART UNIT	FEES RECEIVED	ATTY DOCKET NO	DOI CLAIM	END CLAIM
17777997	05/18/2022		415	15742592	3	1

40401
Henshkovitz and Associates, PLLC
2845 Duke Street
Alexandria, VA 22314

CONFIRMATION NO. 3255
FILING RECEIPT



Date Mailed: 09/19/2022

Receipt is acknowledged of this non-provisional utility patent application. The application will be taken up for examination in due course. Applicant will be notified as to the results of the examination. Any correspondence concerning the application must include the following identification information: the U.S. APPLICATION NUMBER, FILING DATE, NAME OF FIRST INVENTOR, and TITLE OF INVENTION. Fees transmitted by check or draft are subject to collection.

Please verify the accuracy of the data presented on this receipt. If an error is noted on this Filing Receipt, please submit a written request for a corrected Filing Receipt, including a properly marked-up ADS showing the changes with strike-through for deletions and underlining for additions. If you received a "Notice to File Missing Parts" or other Notice requiring a response for this application, please submit any request for correction to this Filing Receipt with your reply to the notice. When the USPTO processes the reply to the notice, the USPTO will generate another Filing Receipt incorporating the requested corrections provided that the request is grantable.

Inventor(s)
Viorel BOSTAN, Chisinau, REPUBLIC OF MOLDOVA;
Ion BOSTAN, Chisinau, REPUBLIC OF MOLDOVA;
Maxim VACULENCO, Chisinau, REPUBLIC OF MOLDOVA;

Applicant(s)
Viorel BOSTAN, Chisinau, REPUBLIC OF MOLDOVA
Ion BOSTAN, Chisinau, REPUBLIC OF MOLDOVA
Maxim VACULENCO, Chisinau, REPUBLIC OF MOLDOVA

Power of Attorney: The patent practitioners associated with Customer Number 000040401

Domestic Priority data as claimed by applicant
This application is a 371 of PCT/MD2020/000004 11/19/2020

Foreign Applications (You may be eligible to benefit from the Patent Prosecution Highway program at the USPTO. Please see <http://www.uspto.gov> for more information.)
REPUBLIC OF MOLDOVA A 2019 0101 12/31/2019

Permission to Access Application via Priority Document Exchange: Yes

Permission to Access Search Results: Yes

page 1 of 4

Applicant may provide or rescind an authorization for access using Form PTO/SB/39 or Form PTO/SB/69 as appropriate.

If Required, Foreign Filing License Granted: 09/14/2022

The country code and number of your priority application, to be used for filing abroad under the Paris Convention, is **US 17/777,997**

Projected Publication Date: 12/29/2022

Non-Publication Request: No

Early Publication Request: No

**** MICRO ENTITY ****

Title
PRECESSIONAL GEAR TRANSMISSION

Preliminary Class

Statement under 37 CFR 1.55 or 1.78 for AIA (First Inventor to File) Transition Applications: No

PROTECTING YOUR INVENTION OUTSIDE THE UNITED STATES

Since the rights granted by a U.S. patent extend only throughout the territory of the United States and have no effect in a foreign country, an inventor who wishes patent protection in another country must apply for a patent in a specific country or in regional patent offices. Applicants may wish to consider the filing of an international application under the Patent Cooperation Treaty (PCT). An international (PCT) application generally has the same effect as a regular national patent application in each PCT-member country. The PCT process **simplifies** the filing of patent applications on the same invention in member countries, but **does not result** in a grant of "an international patent" and does not eliminate the need of applicants to file additional documents and fees in countries where patent protection is desired.

Almost every country has its own patent law, and a person desiring a patent in a particular country must make an application for patent in that country in accordance with its particular laws. Since the laws of many countries differ in various respects from the patent law of the United States, applicants are advised to seek guidance from specific foreign countries to ensure that patent rights are not lost prematurely.

Applicants also are advised that in the case of inventions made in the United States, the Director of the USPTO must issue a license before applicants can apply for a patent in a foreign country. The filing of a U.S. patent application serves as a request for a foreign filing license. The applicant's filing receipt contains further information and guidance as to the status of applicant's license for foreign filing.

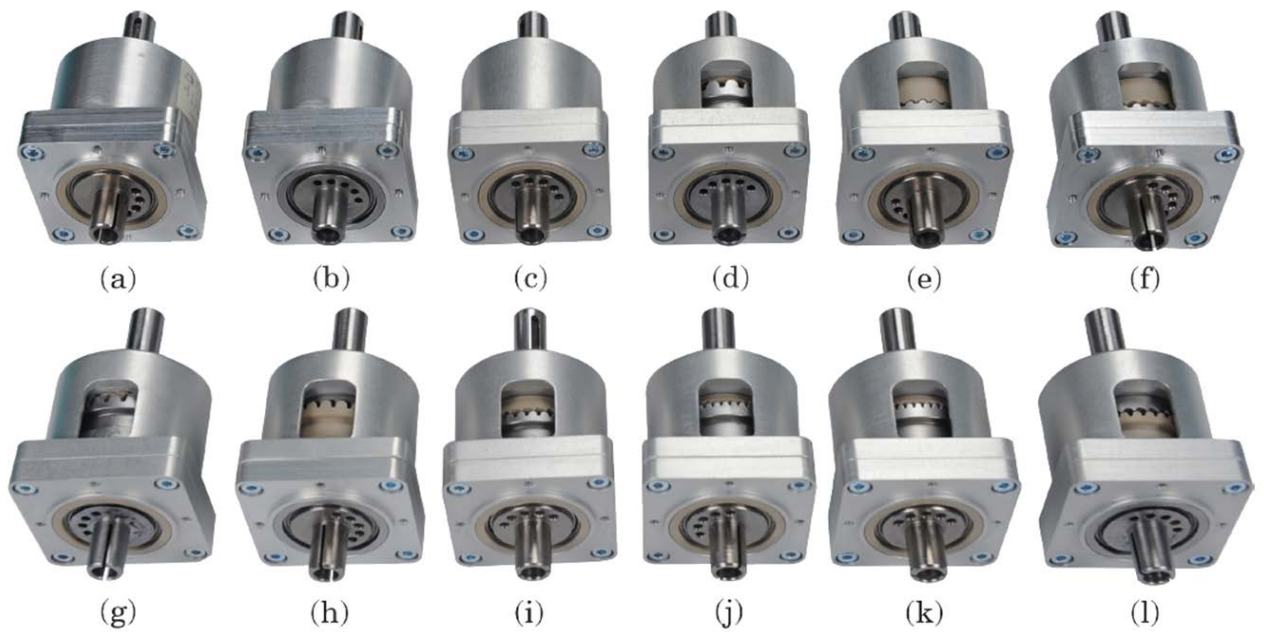
Applicants may wish to consult the USPTO booklet, "General Information Concerning Patents" (specifically, the section entitled "Treaties and Foreign Patents") for more information on timeframes and deadlines for filing foreign patent applications. The guide is available either by contacting the USPTO Contact Center at 800-785-9199, or it can be viewed on the USPTO website at: <http://www.uspto.gov/web/offices/pac/doc/general/index.html>.

For information on preventing theft of your intellectual property (patents, trademarks and copyrights), you may wish to consult the U.S. Government website, <http://www.stoptakes.gov>. Part of a Department of Commerce initiative, this website includes self-help "toolkits" giving innovators guidance on how to protect intellectual property in specific

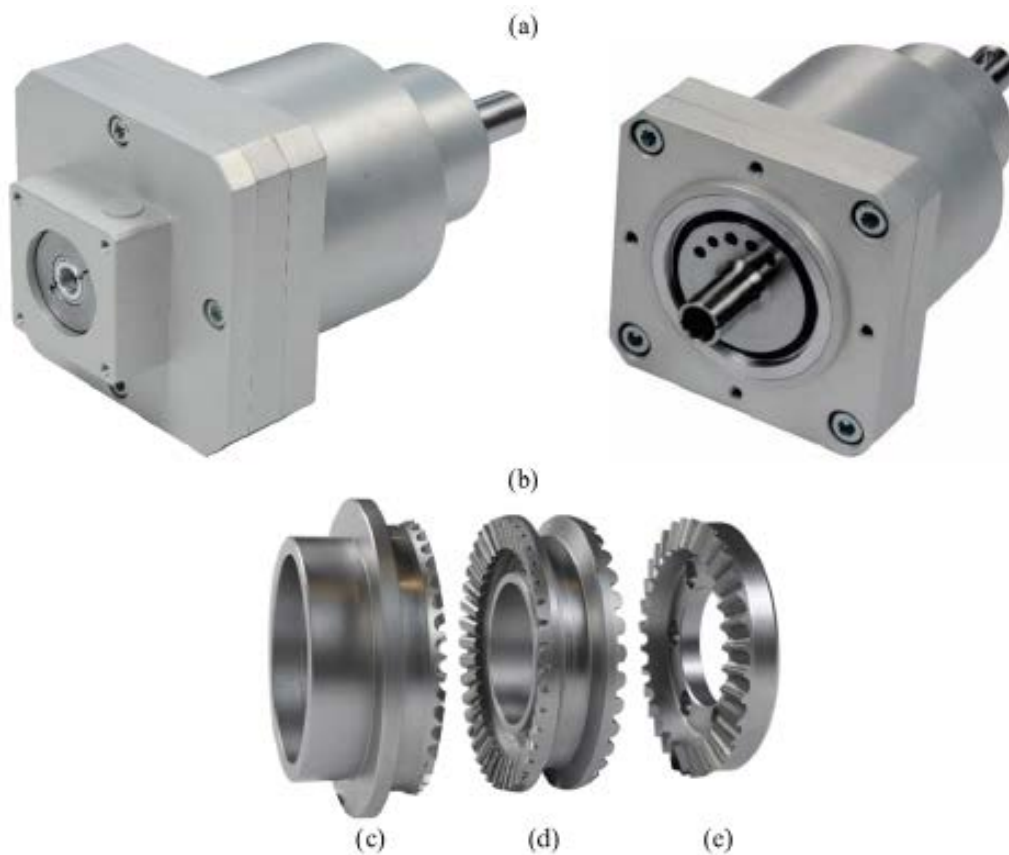
page 2 of 4

14.4. În anul curent a fost elaborate și fabricate:

14.4.1. O gamă de transmisii cinematice cu diverse configurații constructive ale angrenărilor și mecanismului de transformare a mișcării și sarcinii prototipurile experimentale;



14.4.2. Mostrele experimentale și demonstraționale ale transmisiilor de mică putere prin proiectarea computațională CAD/CAM/CAE;



Roți fabricate în sistemul Gleason în cooperare cu firma Gleason, SUA

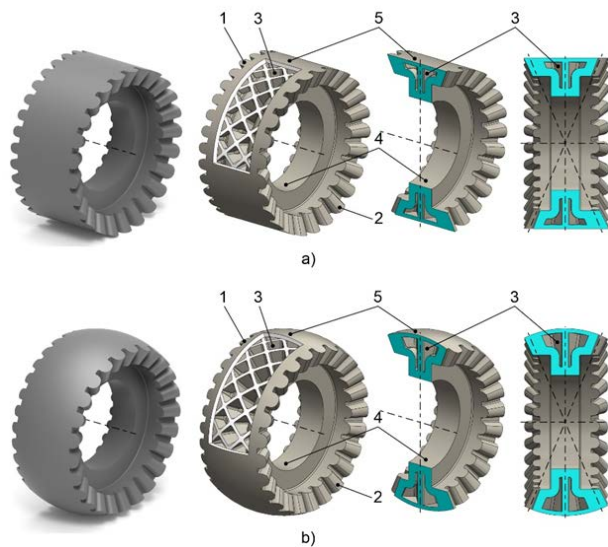
14.4.3. Motoreductoarele și servo-motoreductoarele precesionale cinematice;



14.4.4. Motoreductoarele și servo-motoreductoarele precesionale de mică putere;



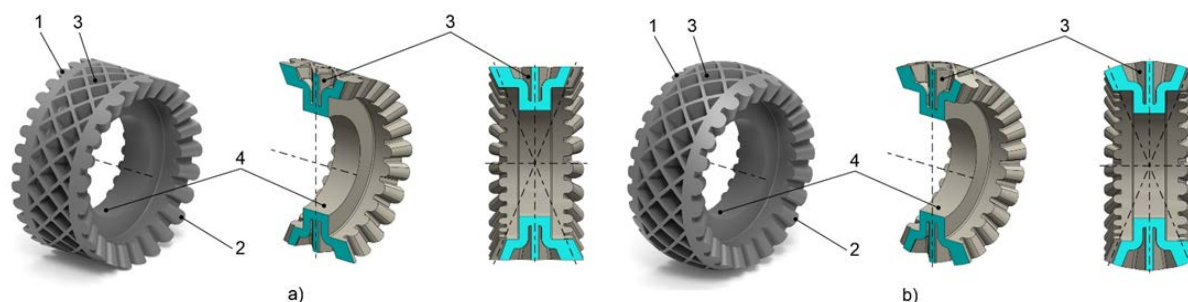
14.4.5. Roți fabricate prin tehnologii aditive cu printare 3D.



Configurații constructive ale roților satelit cu cochilie cilindrică (a) și sferică (b), adaptate la tehnologiile de imprimare 3D: 1, 2 - coroane dințate, 3 - model structural de umplură, 4 - suprafața de așezare pe port-satelit, 5 - cochilie periferică.



Reductor precesional fabricat prin tehnologii aditive cu imprimare 3D



Configurații constructive ale roților satelit cu periferie cilindrică (a) și sferică (b), adaptate la tehnologiile de imprimare 3D: 1, 2 - coroane dințate, 3 - model structural de umplură, 4 - suprafața de așezare pe port-satelit.

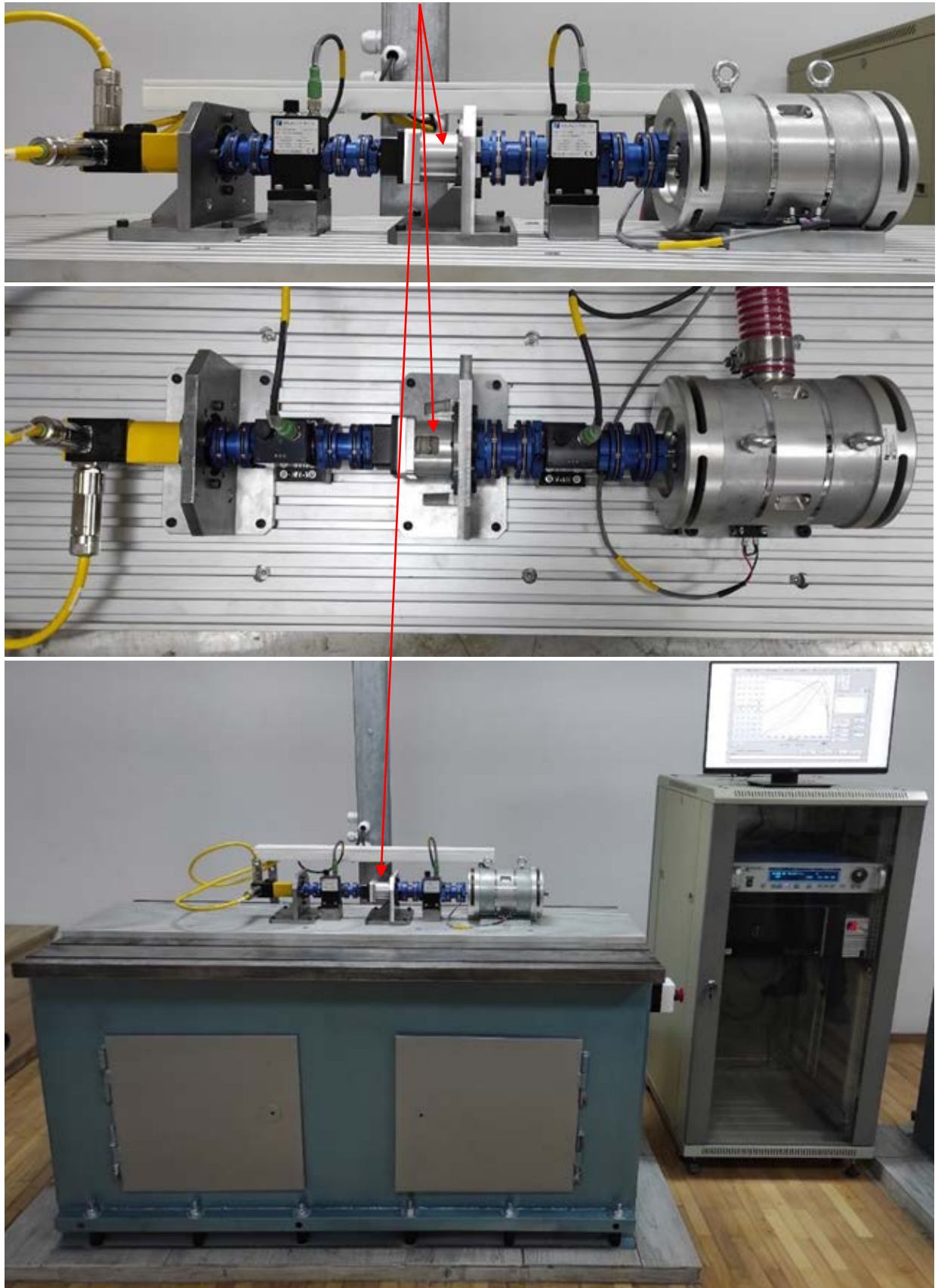


Motoreductor precesional fabricat prin tehnologii aditive cu imprimare 3D

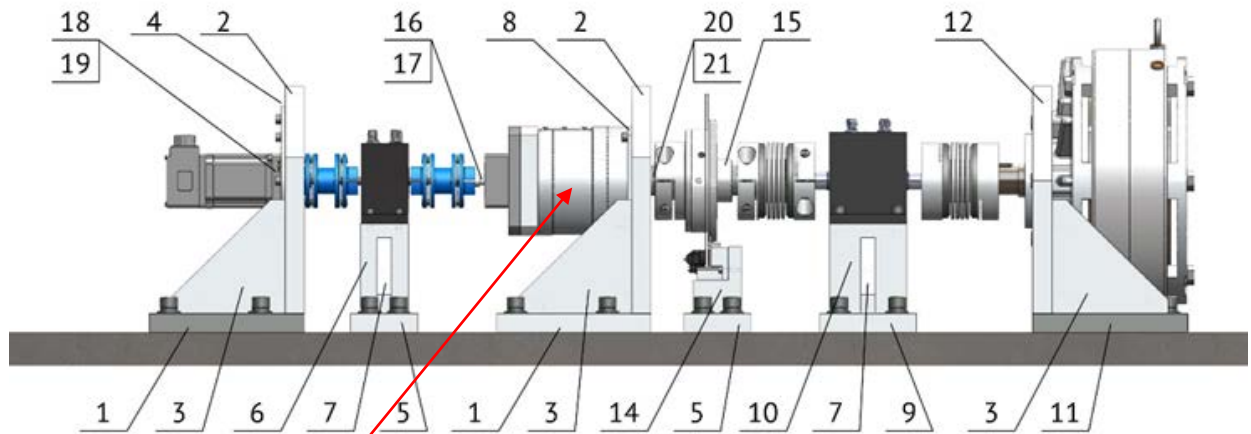
14.5. În anul curent a fost dezvoltată infrastructura de cercetare:

14.5.1. Elaborarea, fabricarea și asamblarea standului de cercetări experimentale ale transmisiilor precesionale cinematice;

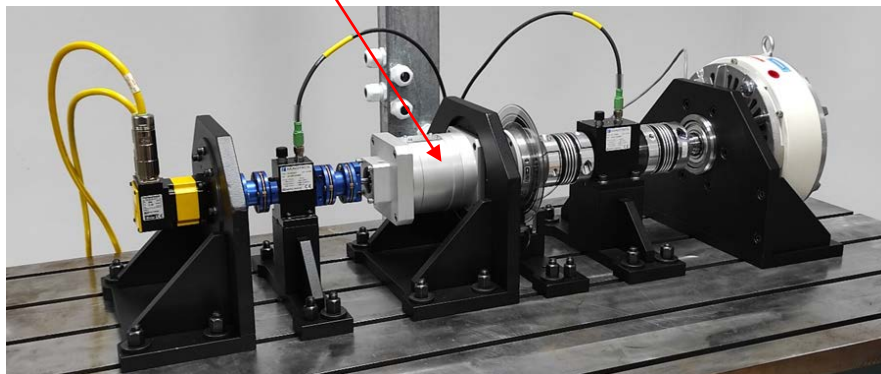
Transmisie precesională 2K-H, $D_m=42\text{mm}$



14.5.2. Elaborarea, fabricarea și realizarea standului de cercetări experimentale ale transmisiilor precesionale de mică putere.



Transmisie precesională 2K-H, D_m=84mm



15. Rezumatul activității și a rezultatelor obținute în proiect

R E Z U M A T

Majorarea competitivității transmisiilor procesionale prin elaborarea și valorificarea angrenajului cu contact „conform” al dinților și extinderea ariei lor de aplicație

Transmisiile mecanice, fiind destinate pentru transformarea mișcării și transmiterea sarcinii, reprezintă o componentă indispensabilă a tuturor mașinilor, utilajelor industriale și agricole, roboților, sistemelor de automatizare a proceselor tehnologice etc.

În secolul trecut, odată la 15-25 de ani la scara mondială, se inventa un tip nou de transmisie mecanică. Astfel, în 1928 (Germania) se inventează transmisia SYCLO, în 1944 (Rusia) - transmisia armonică cu fricțiune, iar în 1959 (SUA) – varianta ei cu angrenare, în 1956 (Rusia) - transmisia Novicov, în 1981 (Republica Moldova) – transmisia precesională (TP) cu angrenare multipară cu bolțuri, iar în 1989 – varianta dințată, notificate respectiv A^B și A^D .

În prezent, transmisia precesională constituie peste 30 de structuri cinematice protejate cu peste 200 de brevete și patente de invenție deținute de colectivul de autori din Republica Moldova, fapt ce denotă apartenența și dezvoltarea invenției transmisiilor precesionale ingineriei și științei moldave.

Consumatorii de transmisii mecanice impun cerințe crescânde privind majorarea eficienței energetice și a capacității lor portante. Este cunoscut că, circa 80% din energia produsă la nivel global se transmite către mecanismele de acționare a mașinilor prin intermediul transmisiilor mecanice, atunci majorarea randamentului lor mecanic doar cu 1% conduce la economisirea a 0,8% din energia produsă la scară globală.

Dezvoltarea robotehnicii și a sistemelor mecanice cu restricții de compactitate impun angrenajelor cerințe tot mai dure privind masa și gabaritele, calitatea materialului roților dințate, eficiența tehnologică măsurată prin timpul operațiunilor de fabricație, costul de producere etc.

Aceste cerințe luate în ansamblu conduc la necesitatea diversificării și modernizării angrenajelor dințate A^D sub aspectul formei contactului dinților, geometriei angrenajului și tehnologiei de fabricație a roților dințate.

Cerințele menționate pot fi satisfăcute, în mare parte, de transmisiile precesionale cu un nou concept de angrenaj dințat cu contact concav-concav „conform”.

Asigurarea competitivității TP cu particularități constructiv-cinematice specifice ale angrenajelor dințate A^D cu contact concav-concav „conform” necesită cercetări în direcțiile:

- dezvoltarea unui nou concept de angrenaj dințat cu contact concav-concav conform cu diferență mică a curburilor flancurilor dinților;
- elaborarea procedeelelor de generare a dinților cu profiluri convex/concav și în arc de cerc prin rostogolire-rulare spațială pe mașini cu comandă numerică și a tehnologiilor aditive la imprimante 3D;
- crearea platformei CAD/CAM/CAE de proiectare, fabricare și cercetare a contactului „conform” a angrenajului precesional și al transmisiilor precesionale în ansamblu cu caracteristici funcționale majore.

Cercetările preconizate au caracter multidisciplinar complex cu deschidere pronunțată către brevetare a invențiilor, inclusiv cuprind toate aspectele necesare fabricării industriale a reductoarelor precesionale și mecanismelor de acționare în baza TP cu scopul comercializării lor.

Rezultatele preconizate ale cercetărilor se vor exprima în elaborarea unor angrenaje dințate A^D noi cu angrenări cu dinți drepți A_{CV-CV}^D și înclinați $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ cu contact concav-concav „conform” al dinților, a tehnologiilor noi de generare a dinților cu profiluri convex/concave și în arc de cerc prin rostogolire-rulare spațială și în extinderea ariei aplicațiilor.

ABSTRACT

Increasing the competitiveness of precessional transmissions by developing and capitalizing „conform” toothed gear and expanding their range of applications

The mechanical transmissions being destined for the transformation of the movement and the transmission of the load, represent an indispensable component of all the machines, industrial and agricultural machines, robots, the automation systems of the technological processes etc.

In the last century, every 15-25 years on the world scale, a new type of mechanical transmission was invented. Thus, teher were invented: in 1928 (Germany) - the SYCLO transmission, in 1944 (Russia) - the harmonic transmission with friction, and in 1959 (USA) - the gearbox version, in 1956 (Russia) - the Novicov transmission, in 1981 (**the Republic of Moldova**) - the precessional transmission PT with multipar gear with bolts, and in 1989 – the toothed one, respectively notified A^B and A^D . The precessional transmission currently accounts for over 30 kinematic structures protected by over 200 patents and patents of invention held by the team of authors from the Republic of Moldova, denoting the belonging and development of the invention of the precessional transmissions to the Moldovan engineering and science.

Mechanical transmission consumers impose more and more demands on increasing the energy efficiency and their load bearing capacity. If about 80% of the global energy is transmitted to the drive mechanisms of the machines through mechanical transmissions, then the increase of their mechanical efficiency by only 1% leads to the saving of 0.8% of the energy produced on a global scale.

The development of the robotics and mechanical systems with compactness restrictions impose to the gear ever more stringent requirements regarding the mass and gauges, the quality of the gear material, the technological efficiency measured during the manufacturing operations, the cost of production, etc.

These requirements taken as a whole lead to the need to diversify and modernize the toothed gears A^D in the form of the tooth contact of the gear geometry and toothed wheels manufacturing technology.

These requirements can largely be met by precessional transmissions with a new toothed gear concept with „congruent” concave-concave contact.

Ensuring the competitiveness of PT with specific constructive-kinematic features of the toothed gears A^D with gear with „congruent” concave-concave contact needs research in the following directions:

- Development of a new toothed gear concept with „congruent” concave-concave contact with small difference of the curvatures of the flanks
- Elaboration of the generation processes by spatial tumbling-rolling of the convex / concave profiles and in a circle arc on numerically controlled machines and of the additive technologies with prototyping in 3D printers.
- Creation of the CAD / CAM / CAE platform for designing, manufacturing and researching the *congruent* contact and the precessional gear as a whole with major functional characteristics.

The foreseen researches have a complex multidisciplinary character with a pronounced opening to the patenting of inventions, including all the aspects necessary for the manufacture of industrial products for the purpose of their commercialization.

The expected results of the researches will be expressed in the elaboration of new A^D toothed gears with straight A_{CV-CV}^D and inclined $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ toothed gears with „congruent” concave-concave contact of the teeth, of new generation technologies by spatial tumbling-rolling of the convex / concave profiles and in a circle arc and expanding the field of applications.

16. Recomandări, propuneri

Pentru realizarea mai eficientă a Proiectelor “Program de Stat” este necesară diminuarea restricțiilor de utilizare a finanțelor planificate, dar nerealizate din diferite motive pe parcursul duratei de executare a proiectelor.

Conducătorul de proiect _____ / BOSTAN ION

Data: 18.11.2022 _____

LȘ

**Lista lucrărilor științifice, științifico-metodice și didactice
publicate în anul de referință în cadrul proiectului din Programul de Stat
Majorarea competitivității transmisiilor precesionale prin elaborarea și validarea angrenajului
cu contact „conform” al dinților și extinderea ariei lor de aplicație
(NUTAȚIE)**

1. Monografii (recomandate spre editare de consiliul științific/senatul organizației din domeniile cercetării și inovării)

1.1. monografii internaționale

1.2. monografii naționale

1. BOSTAN Ion. Volumul 1 - Transmisii Precesionale: Sinteză, Cinematică și Elemente de calcul. Ch.: Ed. „Bons Offices” SRL, 2022, 459 p. ISBN 978-9975-87-979-8.

2. BOSTAN Ion. Volumul 2 - Transmisii Precesionale: Geometria, Cinematica și Portanța contactului. Ch.: Ed. „Bons Offices” SRL, 2022, 607 p. ISBN 978-9975-87-980-4.

3. BOSTAN Ion. Volumul 3 - Transmisii Precesionale: Generarea suprafețelor și Aplicații. Ch.: Ed. „Bons Offices” SRL, 2022, 531 p. ISBN 978-9975-87-981-1.

2. Capitole în monografii naționale/internaționale

3. Editor culegere de articole, materiale ale conferințelor naționale/internaționale

4. Articole în reviste științifice

4.1. în reviste din bazele de date Web of Science și SCOPUS (cu indicarea factorului de impact IF)

4.2. în alte reviste din străinătate recunoscute

- TRIFAN N., CIOBANU R., HRISTEA A., TUDOR B., DUMITRU D. Contributions to the generation of precessional gear teeth by plastic deformation / In: ACTA TECHNICA CORVINIENSIS – Bulletin of Engineering Tome XIV [2021] | Fascicule 2 [April – June]. ISSN: 2067-3809 copyright © University POLITEHNICA Timisoara, Faculty of Engineering Hunedoara, 5, Revolutiei, 331128, Hunedoara, ROMANIA Pp.89-94.
<http://acta.fih.upt.ro/pdf/2021-2/ACTA-2021-2-16.pdf>

4.3. în reviste din Registrul National al revistelor de profil, cu indicarea categoriei

1. BOSTAN I., STOICEV P., POȘTARU Gh., VACULENCO M., BUGA A., KULEV M., POȘTARU A., PLATON A. Theoretical and experimental modelling of the tribological behaviour aspects of contact elements in the precessional gearing (PG). În: Journal of Engineering Science, Vol. XXIX, no. 2 (2022) pp. 8-17, Technical University of Moldova (Publishing house) „Tehnica UTM” (Printing House) ISSN 2587-3474; eISSN 2587-3482.
[https://doi.org/10.52326/jes.utm.2022.29\(2\).01](https://doi.org/10.52326/jes.utm.2022.29(2).01) (Categoria C)

2. BOSTAN I., STOICEV P., BUGA A., POSTARU Gh., TRIFAN N., PLATON A. Theoretical contributions on the selection of possible tribological couples of materials for the manufacture of precessional transmissions. În: Journal of Engineering Science, Vol. XXIX, no. 1 (2022) pp. 23-47, Technical University of Moldova (Publishing house) „Tehnica UTM” (Printing House) ISSN 2587-3474; eISSN 2587-3482 [https://doi.org/10.52326/jes.utm.2022.29\(1\).03](https://doi.org/10.52326/jes.utm.2022.29(1).03) (Categoria C)

4.4. în alte reviste naționale

5. Articole în culegeri științifice naționale/internaționale

5.1. culegeri de lucrări științifice editate peste hotare

1. MALCOCI Iu., TRIFAN N., CIOBANU R., CIOBANU O. Power planetary precessional transmission research regarding acoustical behaviour. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1235, The 25th Edition of IManEE 2021 International Conference (IMANEE 2021) 21/10/2021 - 22/10/2021 Online Iași, România. Published online: 31 Martie 2022, IOP Conference Series Materials Science and Engineering, Volume 1235, 2021. <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1235/1/012051>

5.2 culegeri de lucrări științifice editate în Republica Moldova

6. Articole în materiale ale conferințelor științifice

6.1. în lucrările conferințelor științifice internaționale (peste hotare)

6.2. în lucrările conferințelor științifice internaționale (Republica Moldova)

6.3. în lucrările conferințelor științifice naționale cu participare internațională

6.4. în lucrările conferințelor științifice naționale

7. Teze ale conferințelor științifice

7.1. în lucrările conferințelor științifice internaționale (peste hotare)

1. BOSTAN V., BOSTAN I., VACULENCO M. Transmission with precessional gearing. *European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition*, Iași, România, 26-27 mai 2022. - P. 144. ISSN Print: 2601-4564. https://www.euroinvent.org/cat/EUROINVENT_2022.pdf

2. BOSTAN I., DULGHERU V., MALCOCI Iu., BODNARIUC I., CIOBANU R., SLOBODEANIUC S. Precessional planetary transmission. *European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition*, Iași, România, 26-27 mai 2022. - P. 140. ISSN Print: 2601-4564. https://www.euroinvent.org/cat/EUROINVENT_2022.pdf

3. BOSTAN V., BOSTAN I., DULGHERU V., GUȚU M., CIOBANU R., CIOBANU O. Installation for orientation of photovoltaic panels. *European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition*, Iași, România, 26-27 mai 2022. - P. 141. ISSN Print: 2601-4564. https://www.euroinvent.org/cat/EUROINVENT_2022.pdf

4. BOSTAN I., BOSTAN V., VACULENCO M., BODNARIUC I., DULGHERU V., MAZURU S., ȚOPA M., CIOBANU R., CIOBANU O., TRIFAN N., MALCOCI Iu., VENGER D., SCATICAILOV S., ODAINĂI V., PAVELCO V., BREGNOVA., MUNTEAN V. Increasing the competitiveness of precessional transmissions by developing and capitalizing on the gear with „conforming” contact of the teeth. *European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition*, Iași, România, 26-27 mai 2022. - P. 142. ISSN Print: 2601-4564. https://www.euroinvent.org/cat/EUROINVENT_2022.pdf

5. BOSTAN V., DULGHERU V., CIOBANU O., RABEI I. Vertical axis wind turbine with power control. *European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition*, Iași, România, 26-27 mai 2022. - P. 144. ISSN Print: 2601-4564. https://www.euroinvent.org/cat/EUROINVENT_2022.pdf

6. BOSTAN V., BOSTAN I., SECRIERU N., GUȚU M., MELNIC V., ILCO V., MARTÎNIUC A. Structural analysis of the TUMnanoSAT microsatellite. *European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition*, Iași, România, 26-27 mai 2022. - P. 143. ISSN Print: 2601-4564. https://www.euroinvent.org/cat/EUROINVENT_2022.pdf

7. BOSTAN V., BOSTAN I., ILCO V., MELNIC V., MARTÎNIUC A., VARZARU V., SECRIERU N. TUMnanoSAT flight model nanosatellite. European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition, Iași, România, 26-27 mai 2022. - P. 155. ISSN Print: 2601-4564. https://www.euroinvent.org/cat/EUROINVENT_2022.pdf

8. MAZURU S., SLĂTINEANU L. The process for the formation of a regular microrelief on the surface of the gearwheel teeth. *European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition*, Iași, România, 26-27 mai 2022. - P. 147. ISSN Print: 2601-4564. https://www.euroinvent.org/cat/EUROINVENT_2022.pdf

9. MAZURU S., PLATON A., MAZURU A. The mold for metal powders. *European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition*, Iași, România, 26-27 mai 2022. - P. 147. ISSN Print: 2601-4564. https://www.euroinvent.org/cat/EUROINVENT_2022.pdf

10. BOSTAN V., BOSTAN I., VACULENCO M. *Transmisie cu angrenare precesională*. Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Inventicii PROINVENT 2022. EDIȚIA A XX-a, Cluj-Napoca 26-28.10.2022. Editura U.T.PRESS, p.244. ISSN 2810-2789, ISSN-L 2810-2789. <https://proinvent.utcluj.ro/img/catalogs/2022.pdf>.

11. BOSTAN I., BOSTAN V., VACULENCO M., BODNARIUC I., DULGHERU V., MAZURU S., ȚOPA M., CIOBANU R., CIOBANU O., TRIFAN N., MALCOCI Iu, VENGHER D., SCATICAILOV S., ODAINĂI V., PAVELCO V., BREGNOVA A., MUNTEAN V. *Creșterea competitivității transmisiilor precesionale prin dezvoltarea și valorificarea angrenajului cu contact „conform” al dinților*. Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Inventicii PROINVENT 2022. EDIȚIA A XX-a, Cluj-Napoca 26-28.10.2022. Editura U.T.PRESS, p.245. ISSN 2810-2789, ISSN-L 2810-2789. <https://proinvent.utcluj.ro/img/catalogs/2022.pdf>.

12. BOSTAN V., BOSTAN I., DULGHERU V., RABEI I., GUȚU M., BODNARIUC I., CIOBANU R., CIOBANU O. *Instalație de orientare a panourilor fotovoltaice*. Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Inventicii PROINVENT 2022. EDIȚIA A XX-a, Cluj-Napoca 26-28.10.2022. Editura U.T.PRESS, p.242. ISSN 2810-2789, ISSN-L 2810-2789. <https://proinvent.utcluj.ro/img/catalogs/2022.pdf>.

13. BOSTAN V., BOSTAN I., DULGHERU V., RABEI I., GUȚU M., CIOBANU R., CIOBANU O. *Turbină eoliană cu ax vertical cu control al puterii*. Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Inventicii PROINVENT 2022. EDIȚIA A XX-a, Cluj-Napoca 26-28.10.2022. Editura U.T.PRESS, p.241. ISSN 2810-2789, ISSN-L 2810-2789. <https://proinvent.utcluj.ro/img/catalogs/2022.pdf>

14. DULGHERU V., ZAPOROJAN S., LARIN V., MANOLI I., MUNTEANU E., RABEI I., GUȚU M. *Metodă și dispozitiv de monitorizare predictive a stării turbine eoliene și de implementare a contramăsurilor* ©. Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Inventicii PROINVENT 2022. EDIȚIA A XX-a, Cluj-Napoca 26-28.10.2022. Editura U.T.PRESS, p.240. ISSN 2810-2789, ISSN-L 2810-2789. <https://proinvent.utcluj.ro/img/catalogs/2022.pdf>

7.2. în lucrările conferințelor științifice internaționale (Republica Moldova)

7.3. în lucrările conferințelor științifice naționale cu participare internațională

7.4. în lucrările conferințelor științifice naționale

8. Alte lucrări științifice (recomandate spre editare de o instituție acreditată în domeniu)

8.1. cărți (cu caracter informativ)

8.2. enciclopedii, dicționare

8.3. atlase, hărți, albume, cataloage, tabele etc. (ca produse ale cercetării științifice)

9. Brevete de invenții și alte obiecte de proprietate intelectuală:

- Internaționale

1. Bundesrepublik Deutschland, BOSTAN Ion, Chisinau, MD, BOSTAN Viorel, Chisinau, MD, VACULENCO Maxim, Chisinau, MD. Transmisie planetară precesională. Urkunde über die Eintragung des Gebrauchsmusters Nr. 21 2020 000 799, Bezelchunung: Zahnradütranung mit Präzessionsbewegung Ipc: Tag der Anmeldung: 19.11.2020, Tag der Eintragung: 23.09.2022, Priorität: 31.12.2019 MD a 2019.01.01.

2. In the United States Patent and Trademark Office, Applicant BOSTAN Viorel et al., conf. No 3255, Appl. No 17/777, 997, art Unit: TBD (I.A. PCT/MD 2020/000004); Field. May 18.2022 IA Field November 19.2020. For: **Precessional GEAR TRANSMISSION SUBSTANTIVE PRELIMINARY AMENDMENT**, Comissioner for Patents, P.O.Box 1450, Alexandria, Virginia 23313-1450.

- Naționale

1. BOSTAN V., BOSTAN I., VACULENCO M. Transmisie planetară precesională. MD 4781, B1 Int Cl F16 1/32. Data depozit: 2021.12.18, data eliberării 31.07.2022.

https://www.agepi.gov.md/sites/default/files/bopi/BOPI_03_2022.pdf

2. BOSTAN V., BOSTAN I., VACULENCO M. Transmisie planetară precesională. MD 4834, B1 Int Cl F16 1/20, F16 1/28, F16 1/46, F16 1/32. Data depozit: 2021.12.18, Hotărâre pozitivă de acordare a brevetului de invenție 1.06.2022.

https://www.agepi.gov.md/sites/default/files/bopi/BOPI_03_2022.pdf

3. DULGHERU V., MALCOCI Iu., SLOBODENIUC S. Transmisie planetară precesională. Brevet de invenție de scurtă durată nr. MD 1610 Y. Nr. cererii a 2021 0020. Data depozit: 2021.03.22. Publicarea cererii 30.03.2022.

https://www.agepi.gov.md/sites/default/files/bopi/BOPI_03_2022.pdf

3. MAZURU S., TRIFAN N., MAZURU A., CIOTU A. Dispozitiv pentru durificarea dinților roților dințate conice. Hotărâre de acordare a brevetului de invenție nr. 10035 din 2022.04.07, nr. depozit: a 2019 0095; data depozit: 2019.12.18. <http://www.db.agepi.md/Inventions/details/a%202019%200095>

4. MAZURU S., TRIFAN N., MAZURU A. Procedeu de durificare a pieselor din oțel. Hotărâre de acordare a brevetului de invenție nr. 10048 din 2022.04.28, nr. depozit: a 2020 0015; data depozit: 2020.02.24. <http://www.db.agepi.md/Inventions/details/a%202020%200015>

10. Lucrări științifico-metodice și didactice

1. DULGHERU V., BOSTAN I., BODNARIUC I., CIOBANU R., CIOBANU O., MALCOCI Iu., TRIFAN N., GUȚU M., RABEI I., BUGA Al. Mecanică fină și mecatronică - Volumul 1: Mecanică fină. Chișinău: S. n., 2022 (F.E.-P. "Tipografia Centrală"), 480 p. ISBN 978-5-88554-128-2.

Executarea devizului de cheltuieli, conform anexei nr. 2.3 din contractul de finanțare
(la data raportării)

Cifrul proiectului: **20.80009.5007.24**

Cheltuieli, mii lei				
Denumirea	Cod		Anul de gestiune 2022	
	Eco (k6)	Aprobat	Modificat +/-	Precizat
Remunerarea muncii conform statelor	211180	1243,2		1243,2
Contribuții și prime de asigurări obligatorii	212100	298,4		298,4
Deplasări de serviciu în interiorul țării	222710			
Deplasări de serviciu peste hotare	222720	42,3	-33,1	9,2
Servicii editoriale	222910	25,0		25,0
Servicii de protocol	222920			
Servicii de cercetări științifice contractate	222930			
Servicii neatribuite altor aliniate	222990	138,3		138,3
Procurarea mașinilor și utilajelor	314110			
Procurarea activelor nemateriale	317110			
Procurarea combustibilului, carburanților și lubrifianților	331110			
Procurarea produselor alimentare	333110			
Procurarea materialelor pentru scopuri didactice, științifice și alte scopuri	335110	59,3	33,1	92,4
Procurarea materiale de uz gospodăresc și rechizite de birou	336110			
Procurarea altor materiale	339110			
TOTAL		1806,5		1806,5

Notă: În tabel se prezintă doar categoriile de cheltuieli din contract ce sunt în execuție și modificările aprobate (după caz)

Prorector U.T.M.

_____ (semnătura)

dr. hab. Vasile TRONCIU

_____ (numele, prenumele)

Contabil (economist)

_____ (semnătura)

Victoria IOVU

_____ (numele, prenumele)

Conducătorul de proiect

_____ (semnătura)

Academician Ion BOSTAN

_____ (numele, prenumele)

Data: _____

LȘ

Componența echipei proiectului

Cifrul proiectului 20.80009.5007.24

Echipei proiectului conform contractului de finanțare (la semnarea contractului)						
Nr	Nume, prenume (conform contractului de finanțare)	Anul nașterii	Titlul științific	Norma de muncă conform contractului	Data angajării	Data eliberării
1.	Bostan Ion	1949	dr.hab.	0,50	03.01.2022	
2.	Bodnariuc Ion	1975	dr.	0,50	03.01.2022	
3.	Mazuru Segiu	1961	dr. hab.	0,50	03.01.2022	
4.	Dulgheru Valeriu	1956	dr.hab.	0,50	03.01.2022	
5.	Vaculenco Maxim	1974	dr.	0,50	03.01.2022	
6.	Stoicev Petru	1948	dr. hab.	0,50	03.01.2022	
7.	Toca Alexei	1951	dr.	0,50	03.01.2022	
8.	Trifan Nicolae	1979	dr.	0,50	03.01.2022	
9.	Dicusară Ion	1979	dr.	0,50	03.01.2022	
10.	Ciobanu Oleg	1981	dr.	0,50	03.01.2022	
11.	Ciobanu Radu	1981	dr.	0,50	03.01.2022	
12.	Malcoci Iulian	1980	dr.	0,50	03.01.2022	
13.	Țopa Mihai	1943	dr.	0,50	03.01.2022	
14.	Poștaru Gheorghe	1952	dr.	0,50	03.01.2022	
15.	Comendant Vasile	1946	dr.	0,25	03.01.2022	
16.	Balan Victor	1954	dr.	0,50	03.01.2022	
17.	Kulev Mihail	1954	dr.	0,50	03.01.2022	
18.	Scaticailov Serghei	1974	f-grad	0,50	03.01.2022	
19.	Pavelco Victor	1995	f-grad	0,50	03.01.2022	
20.	Odainâi Valeriu	1977	f-grad	0,50	03.01.2022	
21.	Pasincovschi Eugen	1950	f-grad	0,50	03.01.2022	
22.	Buga Alexandru	1982	dr	0,50	03.01.2022	
23.	Petco Andrei	1991	f-grad	0,75	03.01.2022	
24.	Bregnova Alina	1991	f-grad	0,50	03.01.2022	
25.	Casian Maxim	1987	f-grad	0,50	03.01.2022	03.01.2022
26.	Poștaru Andrei	1981	f-grad	0,50	03.01.2022	
27.	Muntean Vasile	1994	f-grad	0,50	03.01.2022	
28.	Culeva Liliana	1976	f-grad	0,50	03.01.2022	

Ponderea tinerilor (%) din numărul total al executorilor conform contractului de finanțare	21,4
--	-------------

Modificări în componența echipei pe parcursul anului 2022					
Nr	Nume, prenume	Anul nașterii	Titlul științific	Norma de muncă conform contractului	Data angajării
1.	Vengher Dumitru	1975	f-grad	0,25	01.02.2022
2.					

Ponderea tinerilor (%) din numărul total al executorilor la data raportării	17,9
--	-------------

Prorector U.T.M.

(semnătura)

dr. hab. Vasile TRONCIU

(numele, prenumele)

Contabil (economist)

(semnătura)

Victoria IOVU

(numele, prenumele)

Conducătorul de proiect

(semnătura)

Academician Ion BOSTAN

(numele, prenumele)

Data: _____

LS