

UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI

Cu titlu de manuscris
C.Z.U.: 621.71:621.83(043)

LEALIN STANISLAV

**ARGUMENTAREA PRECIZIEI DE EXECUȚIE A
ANSAMBLURILOR TRANSMISIILOR PRECESIONALE**

242.05 - TEHNOLOGII, PROCEDEE ȘI UTILAJE DE PRELUCRARE

Rezumatul tezei de doctor în științe inginerești

CHIȘINĂU, 2024

Teza a fost elaborată în cadrul **Școlii Doctorale a Universității Tehnice a Moldovei**

Conducător științific:

Sergiu Mazuru, dr. hab., conf. univ.

Consultant științific:

Ion Bostan, acad., dr. hab, prof. univ.

Referenți oficiali:

1. **SLĂTINEANU Laurențiu**, prof. univ., dr. ing. - referent oficial,
Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" din Iași, România
2. **BEȘLIU Vitalie**, conf. univ. dr., - referent oficial
Universitatea de Stat „Alec Russo” din Bălți, Moldova

Componenta consiliului științific specializat:

1. **MARIAN Grigore**, dr. hab., prof. univ., UTM - președinte,
2. **TRIFAN Nicolae**, conf. univ., dr., UTM - secretar științific,
3. **DULGHERU Valeriu**, prof. univ., dr. hab., UTM - membru,
4. **TOCA Alexei**, dr., conf. univ., UTM - membru,
5. **NEDELCU Dumitru**, prof. univ. dr. ing., - membru
Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" din Iași, România

Susținerea va avea loc la 08 noiembrie 2024, ora 14:00, în ședința Consiliului Științific Specializat D 242.05-24-35 din cadrul Universitatea Tehnică a Moldovei, str. Studenților 9/8, blocul 6, aud. 6-210, Chișinău, MD 2045, Republica Moldova


Teza de doctorat și rezumatul tezei pot fi consultate la repozitoriul UTM (<http://repository.utm.md/handle/5014/27781>) și pe pagina web a ANACEC (www.anacec.md).

Rezumatul a fost expediat la 19 septembrie 2024.

Secretar științific al Consiliului științific specializat,
TRIFAN Nicolae, conf. univ., dr.

semnătura 

Conducător științific,
MAZURU Sergiu, dr. hab., conf. univ.

semnătura 

Consultant științific,
BOSTAN Ion, acad., dr. hab, prof. univ.

semnătura 

Autor

LEALIN Stanislav

semnătura 

© Lealin Stanislav, 2024

CUPRINS

REPERELE CONCEPTUALE ALE CERCETĂRII.....	4
CONȚINUTUL TEZEI	7
1. PRINCIPALELE PREVEDERI ALE TEORIEI LANȚURILOR DIMENSIONALE ȘI ANALIZA DIMENSIONALĂ. STUDIUL METODELOR EXISTENTE.....	7
2. CALCUL AUTOMATIZAT AL LANȚURILOR DIMENSIONALE TEHNOLOGICE. ÎMBUNĂTĂȚIREA FORMEI ROȚII-SATELIT	9
3. METODĂ DE REGLARE A JOCULUI AXIAL PENTRU TRANSMISIA PRECESIONALĂ. METODA DE CALCUL A LANȚULUI DIMENSIONAL ÎN MEDIUL ANALIZA TOLERANȚEI.....	12
4. ARGUMENTAREA PRECIZIEI DE EXECUȚIE ȘI A STRUCTURII CINEMATICE A NODULUI PRECESIONAL ÎN TRANSMISIA CU ANGRENĂRI A ^D _{CX-CV}	15
CONCLUZII GENERALE ȘI RECOMANDĂRI	26
BIBLIOGRAFIE.....	29
LISTA PUBLICAȚIILOR AUTORULUI LA TEMA TEZEI.....	31
ADNOTARE.....	32
АННОТАЦИЯ.....	33
ANNOTATION.....	34

REPERELE CONCEPTUALE ALE CERCETĂRII

Volumul și structura tezei. Lucrarea conține introducere, patru capitole, concluzii generale și recomandări, bibliografie (123 referințe), 2 anexe, acestea fiind inserate în 105 pagini text de bază, 213 figuri, 35 tabele.

Cuvintele-cheie: roată-satelit, indice masă-gabarit, calculul tensiunilor, analiză dimensională, toleranțe, compensator pentru reglarea axială, transmisie precesională.

Actualitatea și importanța temei abordate. Cerințele privind calitatea, fiabilitatea și rentabilitatea produselor din industria constructoare de mașini, precum și producția propriu-zisă din această industrie se îmbunătățesc continuu. În consecință, cerințele față de calitatea proiectării și a pregătirii tehnologice a producției bazată pe analiza dimensională sunt în continuă creștere.

Analiza dimensională reprezintă un complex extins de acțiuni privind calculul și analiza efectuate în cadrul elaborării construcției și a proceselor tehnologice, printre care: construirea de scheme dimensionale speciale ale construcției și ale proceselor tehnologice; identificarea și fixarea interrelațiilor dintre toți parametrii dimensionali; identificarea lanțurilor dimensionale; verificarea și stabilirea metodelor raționale de dimensionare în desenele tehnice; atribuirea unui număr suficient și necesar de cerințe tehnice; atribuirea unor toleranțe rezonabile; verificarea posibilității de asigurare a dimensiunilor și cerințelor tehnice din desenul tehnic; determinarea valorilor nominale și abaterilor dimensiunilor operaționale.

Produsele industriale preponderent reprezintă mașini și agregate de formă asimetrică: reductoare, pompe, motoare cu turbină cu gaz etc. Componentele principale ale acestor produse au forma unor corpuri de rotație limitate de suprafețe de rotație cilindrice, plane, conice, sferice și alte suprafețe (de formă). Astfel de produse includ piese din clasele de roți dințate, arbori, discuri etc.

Analiza dimensională a modelelor constructive și a proceselor tehnologice de fabricație ale acestor piese prevăd: dimensiuni longitudinale; dimensiuni diametrale; abateri de amplasare (abateri de la paralelismul fețelor și axelor, abateri de la perpendicularitate etc.).

Scopul lucrării: Argumentarea preciziei de fabricație, reducerea costurilor de producție și îmbunătățirea calității proceselor tehnologice prin optimizarea toleranțelor ansamblurilor transmisiilor precesionale.

Obiectivele cercetării:

- argumentarea preciziei de fabricație a componentelor de bază ale transmisiei precesionale;
- optimizarea construcției roții-satelit a transmisiei;
- elaborarea soluțiilor tehnice privind optimizarea constructivă și tehnologia de asamblare a mecanismului de transformare a mișcării de rotație a arborelui manivelă în mișcare sferospațială a roții-satelit cu flotație axială și tangențială;
- propunerea soluțiilor tehnice care permit argumentarea preciziei de execuție a pieselor de bază ale transmisiilor precesionale, ce condiționează reducerea consumului de materiale, a costurilor și timpului de fabricație.

Noutatea și originalitatea științifică. În premieră s-a efectuat analiza lanțurilor dimensionale ale transmisiei precesionale de tip 2K-H, a fost optimizată construcția transmisiei, s-au realizat simulări numerice ale nodului precesional cu mișcare sfero-spațială, a fost elaborat mecanismul de transformare a mișcării de rotație a arborelui conducător în mișcarea sfero-spațială a roții-satelit în angrenările A_{cx-cv}^B și A_{cx-cv}^D cu reducerea cerințelor de precizie a pieselor componente.

Rezultatele obținute care contribuie la soluționarea unei probleme științifice importante. În baza simulărilor numerice ale interacțiunii dinților cu mișcare sfero-spațială s-au constatat zonele cu angrenare simultană a dinților sub sarcină în angrenajele A_{cx-cv}^D cu roata centrală imobilă și ($Z_1 - Z_2$) și A_{cx-cv}^D cu roata centrală mobilă ($Z_3 - Z_4$), acestea fiind amplasate diametral opus în raport cu centrul de precesie "O" și transmit aceeași sarcină repartizată neuniform între perechile de dinți conjugați cu coraportul numerelor $Z_1 = Z_2 \pm 1$ sau $Z_4 = Z_3 \pm 1$. Zonele de angrenare simultană a dinților în angrenările A_{cx-cv}^D sunt amplasate-oglină pe ambele părți ale centrului de precesie "O", fapt ce asigură flotarea tangențială a roții-satelit și conduce la simplificarea constructivă a nodului precesional, implicit la reducerea cerințelor de precizie a lanțurilor dimensionale.

Semnificația teoretică. Pe baza metodicii de calcul al lanțurilor dimensionale prin programul „Tolerance Tools” au fost obținute noi cunoștințe care au permis elaborarea metodicii de reglare a angrenării dinților roții-satelit și a roților centrale ale angrenajelor de tip A_{cx-cv}^B și A_{cx-cv}^D . S-a propus utilizarea unor compensatoare speciale de reglare axială a poziționării roților angrenare sub formă de inele cu pas reglabil. S-a propus metoda de calcul automatizat al lanțurilor dimensionale a cărei aplicare permite evitarea calculelor complicate,

excluderea utilizării metodei tabelare, determinarea toleranțelor optime, reducerea costurilor de producție, precum și identificarea potențialelor probleme de producție.

Valoarea aplicativă a lucrării:

- obținerea toleranțelor optime;
- minimizarea cheltuielilor de producere a pieselor nodurilor transmisiilor precesionale;
- reducerea consumului de materiale;
- determinarea problemelor care ar putea apărea în procesul de producere.

Implementarea rezultatelor științifice. În baza rezultatelor obținute s-a formulat actul de implementare a documentației tehnice cu modelările și simulările numerice ale componentelor reductorului planetar precesional, elaborat în baza cercetărilor obținute în teză. Actul de implementare este semnat între compania **Î.C.S “ISDP” S.R.L**, Republica Moldova, or. Chișinău, str. Independenței 26/3: director - Sergiu Mocreac, designer principal de proiect - Danil Platon, și reprezentanții **Universității Tehnice a Moldovei (UTM)**, bd. Ștefan cel Mare și Sfânt, 168: șef Departament Ingineria Fabricației - dr. hab., conf. univ. Sergiu Mazuru; acad., dr. hab.; prof. univ. - Ion Bostan; doctorand - Lealin Stanislav.

Lucrarea a fost efectuată în baza cercetărilor și experienței acumulate în cadrul realizării programului de STAT: 20.80009.5007.24 „Majorarea competitivității transmisiilor precesionale prin elaborarea și valorificarea angrenajului cu contact “conform” al dinților și extinderea ariei lor de aplicație” (2020-2023). Conducătorul proiectului – acad., prof. univ., dr. hab. Ion BOSTAN.

Ipoteza de cercetare înaintată se bazează pe asigurarea coerenței cerințelor de maximizare a preciziei de fabricație a componentelor de bază ale transmisiilor precesionale 2K-H prin aplicarea procedeele tehnologice cu autocompensarea influenței erorilor de execuție, asamblare și montaj a nodurilor constituente. Ipoteza de lucru presupune majorarea câmpurilor de toleranță a execuției lanțurilor dimensionale ale pieselor și nodurilor prin asigurarea tehnologică de autocompensare a erorilor posibile prin flotarea axială a acestora.

Publicațiile la tema tezei. În cadrul elaborării tezei s-au publicat 7 lucrări, dintre care: 3 reviste internaționale, 2 conferințe internaționale, s-au obținut 2 brevete de invenție, s-a depus o cerere de brevet de invenție, fiind prezentate în cadrul a 4 expoziții internaționale.

CONȚINUTUL TEZEI

Teza conține introducere, patru capitole, concluzii generale și recomandări, bibliografie (123 referințe), 2 anexe, acestea fiind inserate în 105 pagini text de bază, 213 figuri, 35 tabele.

1. PRINCIPALELE PREVEDERI ALE TEORIEI LANȚURILOR DIMENSIONALE ȘI ANALIZA DIMENSIONALĂ. STUDIUL METODELOR EXISTENTE

În capitolul 1 a fost expusă analiza dimensională a construcțiilor, care este o etapă importantă în dezvoltarea dimensională a acestora, deoarece permite evidențierea interacțiunii dintre piesele și unitățile de asamblare care alcătuiesc mașina, determinarea metodelor de obținere a preciziei necesare a mașinii, analizarea corectitudinii dimensionării și toleranțelor din desenele tehnice, îmbunătățirea tehnologiei construcției, determinarea succesiunii operațiunii de asamblare a mașinii și a nodurilor de asamblare a acesteia.

Scopul analizei dimensionale a proceselor tehnologice este de a asigura calitatea și tehnologia produselor, a elementelor acestora, a semifabricatelor, a obține dimensiunile și abaterile-limită necesare pentru completarea fișelor tehnologice, schițelor de reglaje, programelor de control, calculul adaosurilor de prelucrare, a normelor de timp.

Analiza este benefică la planificarea procesului, determinarea limitelor reale de precizie, optimizarea procesului, depanarea defecțiunilor piesei existente [1].

Analiza dimensională implică un număr mare de procedee și acțiuni. Durata de muncă a analizei dimensionale este semnificativă – cuprinde doar un desen tehnic sau un proces tehnologic între 10 și 50 de ore. Reducerile intensității muncii privind analiza dimensională a construcției și proceselor tehnologice este posibilă în baza automatizării acesteia [2, 3, 4, 5].

Una dintre cele mai complicate probleme în timpul elaborării procesului de fabricație este sinteza structurii dimensionale și nu doar analiza dimensională a unui proces de fabricație dezvoltat, pentru a realiza pe această bază structura dimensională optimă care trebuie executată [6]. Sarcina de optimizare a procesului tehnologic este complexă și necesită analiza și selecția de soluții tehnologice la diferite niveluri de proiectare, oferind valorile minime ale costurilor reduse, întrunind în același timp o serie de constrângeri tehnice [7].

De la dezvoltarea produsului până la faza de serie, analiza toleranței este utilizată ca proces pentru a gestiona o producție eficientă și rentabilă, precum și pentru a determina siguranța și performanța acesteia [8].

La proiectarea mașinilor, mecanismelor, dispozitivelor și a altor produse, proiectarea proceselor tehnologice, alegerea mijloacelor și metodelor de măsurare și exploatarea produsului apare necesitatea efectuării unei analize dimensionale cu ajutorul căreia se realizează corectitudinea aranjării dimensiunilor interdependente și se determină erorile (toleranțele) admisibile. Analiza dimensională se efectuează folosind teoria lanțurilor

dimensionale. Lanțurile dimensionale reflectă relații dimensionale obiective în proiectarea mașinii, procese tehnologice de fabricare a pieselor și asamblare în timpul măsurătorilor, care apar în conformitate cu condițiile sarcinilor de rezolvat [9]. Deoarece toleranțele sunt factori majori de cost, găsirea „celui mai bun design de toleranță” este esențială pe fundalul aspectelor tehnice, precum și financiare [10].

Lanțul dimensional reprezintă un set de dimensiuni interdependente care formează un contur închis și determină poziția relativă a suprafețelor sau axelor uneia sau mai multor părți. Lanțurile dimensionale sunt reprezentate grafic sub formă de grafuri (figura 1.1).

Dimensiunile care formează un lanț dimensional se numesc elementele sale. Elemente ale lanțului dimensional pot fi orice parametri liniari sau unghiulari: dimensiunile diametrice, distanțele dintre suprafețe (axe), golurile, etanșeitățile, suprapunerile, abaterile de formă și amplasarea suprafețelor (axelor) etc.

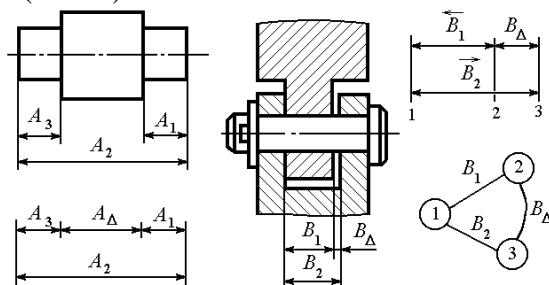


Fig. 1.1. Scheme de lanțuri dimensionale, un lanț dimensional sub formă de grafuri

Toate lanțurile dimensionale constau din două sau mai multe elemente, dintre care unul este de închidere, celelalte sunt componente. Elementul de închidere este notat printr-o literă cu indicele Δ . Elementele componente sunt notate printr-o literă cu un indice, adică, numărul elementelor (figura 1.1).

De asemenea, în cadrul acestui capitol am studiat și descris următoarele metode și calculul de analiză dimensională: probleme rezolvate cu ajutorul lanțurilor dimensionale; metode de obținere a preciziei elementului de închidere și a calculului lanțurilor dimensionale; metoda interschimbabilității complete și metoda maxim-minimă; metoda interschimbabilității incomplete și metoda probabilistică; metoda interschimbabilității de grup; metoda de ajustare; metoda de reglare; metode de calcul al toleranțelor; calculul lanțurilor dimensionale liniare și unghiulare; calculul lanțurilor dimensionale plane și spațiale; calculul lanțurilor dimensionale interconectate; calculul lanțurilor dimensionale care conțin elemente-joc și elemente vectoriale; analiza dimensională a mașinii; analiza dimensională a unității de asamblare; analiza dimensională a pieselor; sarcinile analizei dimensionale a proceselor tehnologice etc.

În capitolul respectiv sunt prezentate rezultatele studiului metodelor și a opțiunilor aplicare în analiza dimensională. Au fost propuse mai multe abordări moderne de calcul automatizat al lanțurilor dimensionale. În baza studiului stării cercetărilor în domeniu a fost formulat scopul lucrării: argumentarea preciziei de fabricație, reducerea costurilor de producție și îmbunătățirea calității proceselor tehnologice prin optimizarea toleranțelor ansamblurilor transmisiilor precesionale.

2. CALCUL AUTOMATIZAT AL LANȚURILOR DIMENSIONALE TEHNOLOGICE. ÎMBUNĂTĂȚIREA FORMEI ROTII-SATELIT

În **capitolul 2** este descrisă automatizarea analizei dimensionale, fiind înțeleasă ca utilizarea sistematică a calculatorului în procesul de soluționare a problemelor cu distribuția optimă a muncii între persoană și calculator. Împărțirea sarcinilor între persoană și calculator ar trebui să fie realizată astfel, încât proiectantul – constructorul sau tehnologul – să soluționeze sarcini de natură creativă, iar computerul – sarcini legate de performanța proceselor de rutină sau formal-mentale [11].

De obicei, identificarea lanțurilor dimensionale și analiza acestora se efectuează fără utilizarea unui computer, celelalte etape fiind efectuate de proiectant în mod interactiv cu computerul [12, 13]. Funcțiile proiectantului la soluționarea sarcinilor sunt reduse la introducerea datelor inițiale în computer, apoi la evaluarea rezultatelor calculului [14, 15]. Software-ul ar trebui să fie construit pe un principiu modular, ceea ce va face convenabilă corectarea, ajustarea și înlocuirea unor algoritmi cu alții, în funcție de condițiile de producție și de dezvoltarea metodelor de calcul al lanțurilor dimensionale [16, 17].

Evaluarea toleranțelor tehnologice este necesară la evaluarea dimensiunilor tehnologice în etapa de proiectare a prelucrării [18]. Calitatea evaluării toleranțelor tehnologice depinde de următoarele: costul de reglare a echipamentului și instalării semifabricatului care urmează a fi prelucrat; costul de fabricare a dispozitivului ce corespunde treptei de precizie necesare prelucrării; costul reascuțirii sculelor, precum și uzura utilajului, calitatea și volumul lucrărilor efectuate.

În același timp, mulți factori tehnologici cum ar fi deformările termice și elastice ale sistemului tehnologic, uzura sculelor sunt evaluați pe baza modurilor de procesare, care, la rândul lor, sunt legați de mărirea ajustajului eliminat. Pentru soluționarea acestei probleme se recurge la principiile de bază ale tehnologiei construcțiilor de mașini privind erorile de reglare și toleranțele la prelucrare, precum și la metoda de evaluare automată a dimensiunilor lanțului tehnologic (figura 2.1) și metodele de programare liniară [19].

În același timp, toleranțele tehnologice sunt determinate după o evaluare minuțioasă a condițiilor de fabricare în fiecare etapă de producție (operațiune), ceea ce conduce la o reducere a costului de fabricare a pieselor. Volumul crescut de lucru al procesului de evaluare poate fi compensat prin utilizarea bazelor de date și a software-ului corespunzător care funcționează interactiv cu utilizatorul.

Pentru a atinge acest obiectiv am stabilit următoarele sarcini: analiza metodelor existente de evaluare a dimensiunilor tehnologice, toleranțelor și optimizării acestora; dezvoltarea unei metode mai avansate de optimizare a toleranțelor tehnologice pentru a îmbunătăți precizia și eficiența prin utilizarea modelelor matematice de programare liniară; elaborarea și verificarea algoritmilor și programelor de estimare a dimensiunilor tehnologice cu optimizarea toleranțelor.

În prezent, o parte semnificativă a procesului de producție este destinat cercetării literaturii de referință, standardelor de calitate, tabelor etc.

Scopul calculului automatizat al lanțurilor dimensionale este de a îmbunătăți precizia, calitatea și eficiența prelucrării prin dezvoltarea unei metodologii și a unui program de optimizare a toleranțelor [20].

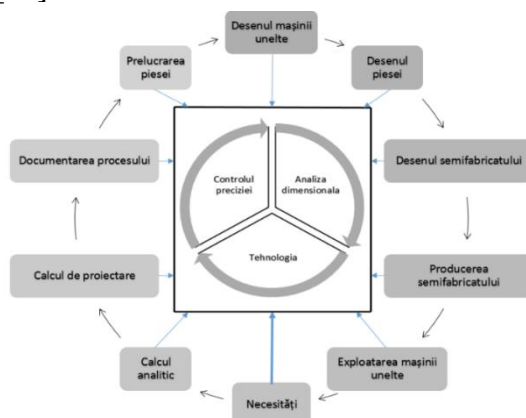


Fig. 2.1. Schema de calcul automatizat al lanțurilor dimensionale tehnologice

Îmbunătățirea formei roții satelit a transmisiei precesionale cu angrenaj de tip A^B_{CX-CV}

Una dintre sarcinile importante în proiectarea angrenajelor și a reductoarelor este de a spori capacitatea de încărcare, a durabilității și a reducerii nivelului de zgomot și al vibrațiilor, luând în considerație cerințele mai puțin stricte privind precizia de fabricație prin asigurarea flexibilității elastice a dinților, cu ajutorul unei tehnologii simple de fabricare a roților-satelit. A fost stabilit că momentul oportun de transmitere admisibil este $T_{4max} = 50 \text{ Nm}$. În figura 2.2 este reprezentată varianta de bază a roții-satelit în regim de realizare a mișcării de precizie. Construcția roții-satelit este excesiv de rigidă (deformarea liniară în zona de angrenare = 0,0044 mm) și nu este tehnologică. În figura 2.2 este reprezentată modelarea sarcinii de lucru, iar rezultatele sunt exprimate în formă de deformare liniară. În figura 2.3 este reprezentată varianta optimizată a roții-satelit (valoarea deformării liniare = 0,016 mm).

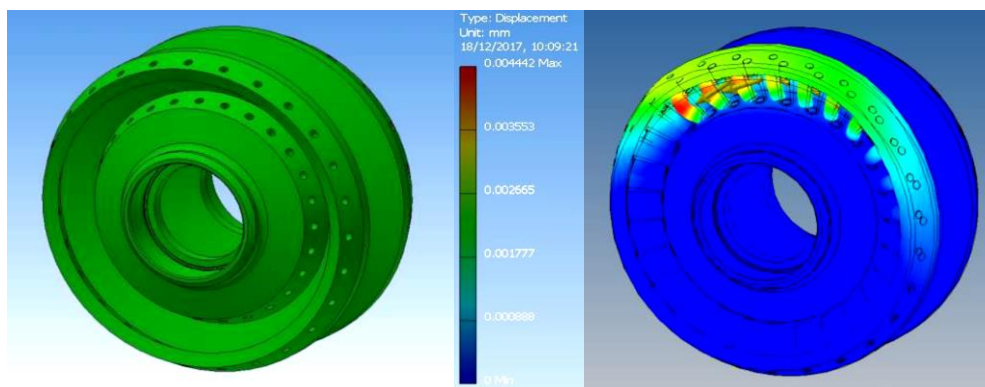


Fig. 2.2. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46 \text{ mm}$, $r_2 = 2,9 \text{ mm}$, $r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară în mm

De asemenea, în capitolul respectiv a fost calculată sarcina și solicitările admisibile la contactul dinților în angrenarea precesională A_{cx-cv}^D , și anume, dintre dinții roților centrale și ale coroanelor roții-satelit. A fost elaborată construcția optimă a roții-satelit (figura 2.4). Îmbunătățirea construcției roții-satelit a făcut posibilă reducerea indicelui masă-gabarit a roții-satelit cu 45...50% și sporirea flexibilității dinților la valoarea de 0.016 mm. Diferența dintre indicatorii de deformare liniară este de aproape 405%, care mărește semnificativ numărul perechilor de dinți simultan angrenați (suprafața de contact dinte-rolă) al coroanelor roții-satelit cu dinții roților fixe și celei mobile. Această opțiune asigură rezistența sporită la funcționare și reducerea nivelului de zgomot și al vibrațiilor datorită flexibilității crescute [21, 22]. Dezavantajul formei optime a roții-satelit constă în volumul mare de lucru pe parcursul fabricării găurilor tehnologice în corpul roții-satelit. În procesul de stabilire a formei optime a roții-satelit au fost efectuate simulări numerice ale diferitelor variante constructive ale roții-sateți.

Calculul și optimizarea construcției au fost implementate și utilizate de către firma de proiectare Î.C.S. "ISDP" S.R.L, Republica Moldova, or. Chișinău, str. Independenței 26/3.

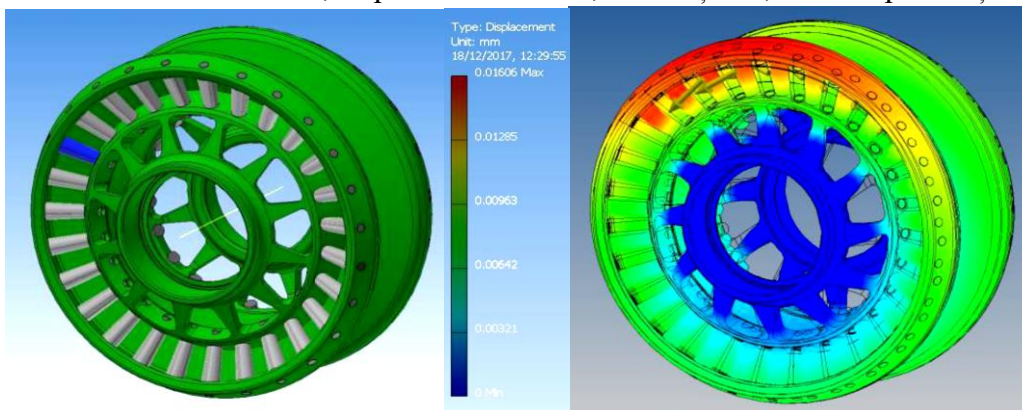


Fig. 2.3. Varianta constructivă optimizată a roții satelit cu angrenare de tip A_{CX-CV}^B ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Deformarea liniară în mm [23]

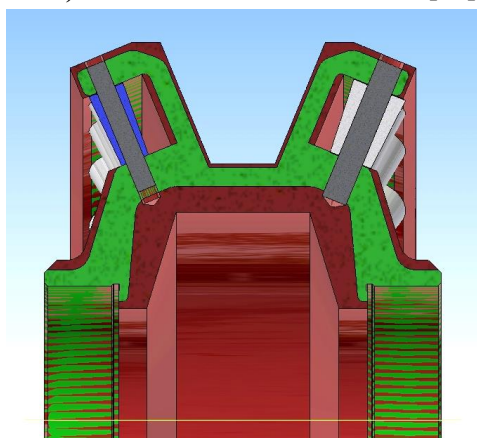


Fig. 2.4. Varianta constructivă de bază a corpului roții-satelit cu angrenare de tip A_{CX-CV}^B ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Varianta constructivă optimizată a corpului roții-satelit este indicată cu culoare verde [23]

3. METODĂ DE REGLARE A JOCULUI AXIAL PENTRU TRANSMISIA PRECESIONALĂ. METODA DE CALCUL A LANȚULUI DIMENSIONAL ÎN MEDIUL ANALIZA TOLERANȚEI

Reglarea jocului axial în angrenajele de precesie cu ajutorul compensatorilor

În **capitolul 3** este propus procedeul de reglare a jocului interdental în angrenarea A^B_{CX-cv} a dinților roții-satelit și a roților centrale. Prin intermediul inelelor compensatoare speciale cu canelurii pentru fixarea cu buloane a semiinelelor cu diferite grosimii în trepte are loc rotirea relativă a lor, care asigură modificarea grosimii inelului și în consecință poziționarea axială a roții centrale. Compensatorul diferă prin faptul că inelul de bază are canale axiale în care pot fi plasate șuruburi de prindere, treapta de reglare a inelului de bază fiind de 0,1 mm, iar inelul auxiliar are găuri axiale pentru trecerea șuruburilor. Inelul auxiliar este format din sectoare în creștere - distanța dintre treptele inelului auxiliar și partea frontală a carcusei, treapta de reglare a inelului auxiliar fiind de 0,07 mm. Tot aici se propune o metodă de calcul al lanțurilor dimensionale în mediul "Tolerance Tools" [24].

Sunt cunoaște mai multe procedee de reglare a jocului axial (Brevet MD 1217, CIB F16B 21/02, F16L 51/00. UTM: s 2016 0155. Data public.: 2017.12.31. In: BOPI. 2017, nr. 12) [24], care includ calcularea valorii compensării erorii și determinarea numărului treptelor unui compensator format dintr-un inel auxiliar cu cel puțin trei trepte și dintr-un inel de bază, pe partea frontală a căruia se formează cel puțin trei suprafețe de așezare cu trepte.

Problema tehnică care se rezolvă constă în majorarea preciziei de reglare a jocului axial în angrenajul transmisiei planetare precesionale, precum și micșorarea cheltuielilor la asamblarea suprafețelor frontale ale nodurilor de mașini ce conțin angrenaje conice.

Procedeul de reglare a jocului axial în angrenajul conic elimină dezavantajul menționat mai sus prin aceea că include calcularea valorii compensării erorii și determinarea numărului treptelor unui compensator, format dintr-un inel auxiliar cu cel puțin trei trepte și dintr-un inel de bază, pe partea frontală a căruia se formează cel puțin trei suprafețe de așezare cu trepte. În inelul de bază se execută canale axiale, în care se amplasează șuruburi de fixare, iar în inelul auxiliar se execută găuri axiale pentru trecerea lor [24].

Din lanțul dimensional al compensatorului, care se formează din sectoare de majorare - distanța dintre treptele inelului auxiliar și partea frontală a corpului lui, din sectoare de micșorare - distanța dintre inelul de bază și fundul locașului inelului auxiliar, și dintr-un element de închidere (A_{Δ}) - jocul dintre corpul angrenajului conic și suprafața frontală a inelului de bază, prin metoda interschimbabilității totale se determină valoarea abaterii de sus și de jos a jocului funcțional și jocul dintre capacul și corpul angrenajului conic. Se rotește un inel față de altul până la coinciderea lățimii compensatorului cu valoarea jocului de compensare, după care se fixează compensatorul în poziția necesară. Jocul axial în angrenajul transmisiei

planetare precesionale se poate regla printr-un compensator suplimentar cu trepte mai mici decât treptele compensatorului [24].

Procedeul include calcularea valorii compensării erorii și determinarea numărului treptelor compensatorului. Din lanțul dimensional al compensatorului, care se formează din sectoarele de majorare - distanța dintre treptele inelului 3 și partea frontală a corpului lui, din sectoarele de micșorare - distanța dintre inelul 4 și fundul locașului inelului 3, și dintr-un element de închidere A^{comp} jocul dintre corpul 1 al angrenajului conic și suprafața frontală a inelului 4, prin metoda interschimbabilității totale se determină valoarea abaterii de sus și de jos a jocului funcțional J_f și jocul dintre capacul 2 și corpul 1 ale angrenajului conic (figura 3.1). Se rotește un inel față de altul până la coinciderea lățimii compensatorului cu valoarea jocului de compensare A^{comp} , după care se fixează compensatorul în poziția necesară [24].

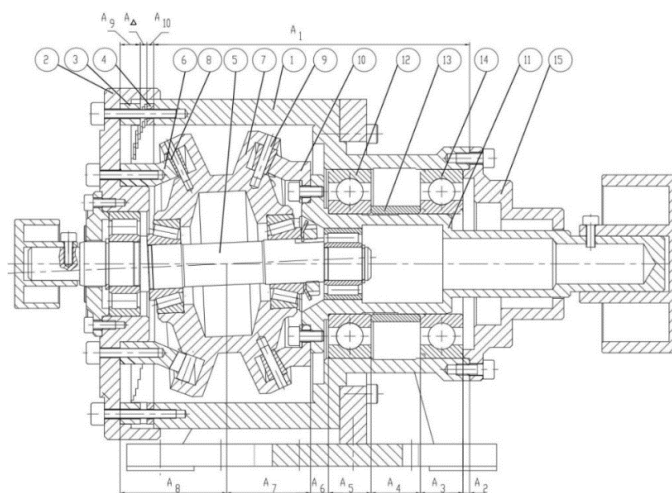


Fig. 3.1. Secțiunea unui reductor precesional cu tip de angrenaj A^B cx-cv cu un element compensator [24]

Calculul lanțului dimensional al angrenajului precesional

Tolerance Analysis este un software special integrat în Inventor pentru calculul unidimensional și analiza toleranțelor. În capitolul respectiv a fost descris procesul de lucru al programului și setarea parametrilor de bază ai elementelor angrenajului precesional cu angrenaj de tip A^B_{CX-CV} .

Prin analiza menționată se va putea determina dacă elementele din cadrul ansamblului corespund cerințelor de ajustare pe baza toleranțelor cumulative ale pieselor în timp real. În acest lanț am analizat și am calculat un ansamblu conținut din 6 piese: un arbore, 2 rulmenți, o roată-satelit, un inel și o piuliță (figura 3.2).

Așadar, se va lua în considerare lanțul dimensional (figura 3.3). Pentru calculul preliminar al transmisiei precesionale se va stabili treapta de precizie a tuturor elementelor. Valorile se vor introduce într-o fereastră specială a programului de date (figura 3.4).

Se vor seta pentru toate elementele, cu excepția rulmenților (acestea sunt deja produse finite cu o treaptă de precizie a lățimii IT6/2), treapta de precizie – IT7/2. După simulările

numerice se observă că nu au fost depășite câmpurile de toleranță. În figura 3.5 se observă efectul fiecărui element de asamblare asupra rezultatului final al întregului lanț în termeni procentuali.

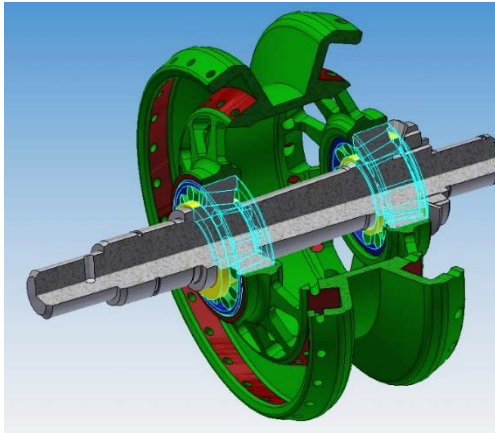


Fig. 3.2. Calculul elementelor transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

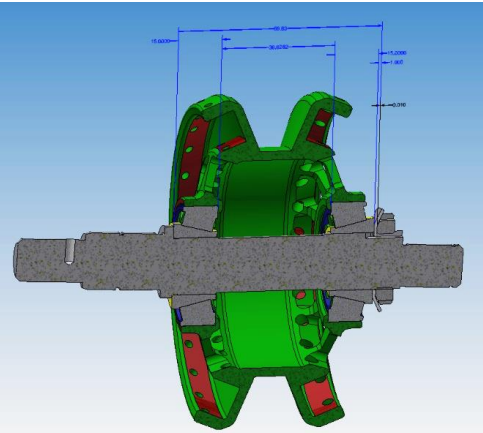


Fig. 3.3. Calculul lanțului dimensional al transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

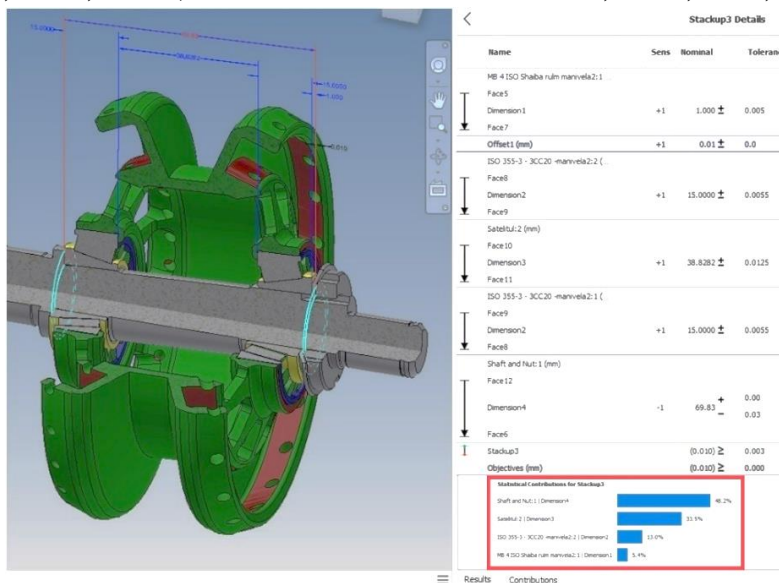


Fig. 3.4. Dimensiunile elementelor și toleranțele. Lanțul dimensional al transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

În cadrul cercetărilor s-a stabilit că câmpurile de toleranță ale principalelor elemente constructive pot fi corectate prin tranziție de la treapta de precizie 6 la treapta 7, cu un rebut de 0,025%, iar în unele cazuri prin tranziție chiar până la treapta 8, cu un rebut de 0,1%. Această propunere condiționează reducerea costului de fabricare a pieselor angrenajului precesional.

După analizarea valorilor tabelare ale jocului rulmenților conici a fost selectat jocul optim de 0,01 mm. În timpul funcționării rulmenților, această pereche de rulmenți se încălzește, de aceea se reduce ușor decalajul în funcționare.

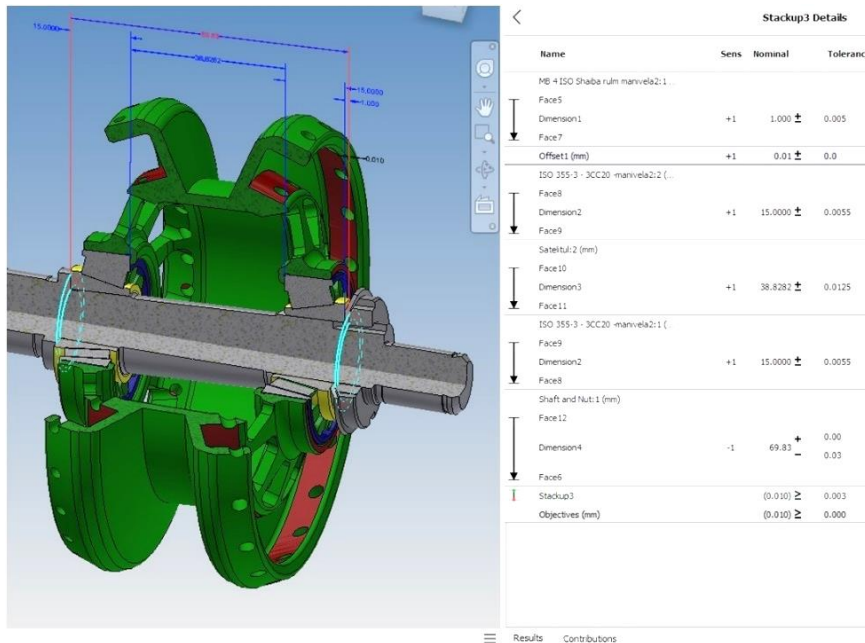


Fig. 3.5. Influența valorii toleranțelor calculate (în raport procentual) ale elementelor transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

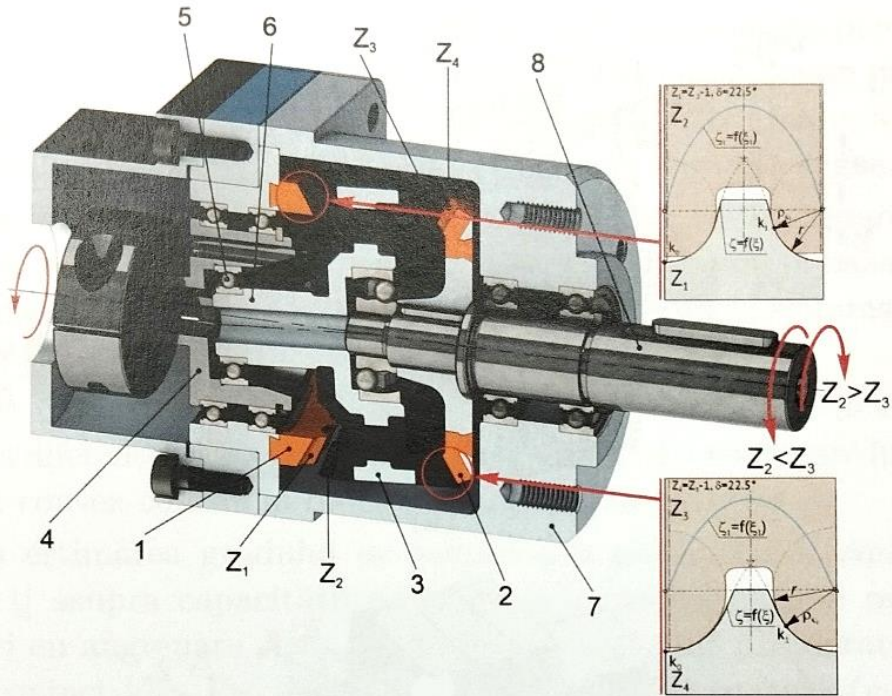
4. ARGUMENTAREA PRECIZIEI DE EXECUȚIE ȘI A STRUCTURII CINEMATICE A NODULUI PRECESIONAL ÎN TRANSMISIA CU ANGRENĂRI A^D_{CX-CV}

În capitolul 4 sunt descrise cercetările privind argumentarea preciziei de execuție a componentelor nodului de transformare a mișcării rotative a arborelui motor în mișcare sfero-spațială cu un punct fix al roții-satelit sau efectuat în baza programului “Tolerance Analysis”, este comentată analiza lanțurilor dimensionale cu aplicarea calculului numeric.

Cercetările respective în ansamblul lor constau în validarea concluziilor constatărilor și soluțiilor constructiv-funcționale aplicate privind îmbunătățirea caracteristicilor funcționale ale transmisiei precesionale și reprezintă o contribuție esențială la dezvoltarea în continuare a transmisiilor precesionale cu angrenări dințate A^D_{CX-CV} .

În lucrarea *Transmisii precesionale: geometria, cinematica și portanța contactului*, Ion Bostan prezintă particularitățile constructiv-funcționale ale transmisiilor precesionale cu angrenări A^D_{CX-CV} și cu roata-satelit semimanivelă [25].

Pentru transformarea mișcării de rotație a arborelui-motor (conducător) în mișcare sferospațială cu un punct fix al roții-satelit 3, aceasta este dotată cu un semiax 6 pe extremitatea căruia este montat un rulment instalat în locașul dezaxat sub unghiul de nutație θ executat în flanșa arborelui-manivelă 4. Arborele-manivelă 4 este montat în rulmenții 11 coaxial cu roțile centrale 1 și 2 și rulmentul sferic 9 (fig. 4.1) [25].



Particularitățile funcțional-constructive ale roții-satelit semimanivelă (conform revendicării 4):
 Roata-satelit 3 este montată flotant între roțile centrale fixă 1 și mobilă 2 pe sprijinul sferic 7 amplasat simetric în centrul de precesie a angrenărilor A_{CX-CV}^D și este executată cu semiaxul 6 cu capătul cuplat prin intermediul sprijinului 5 sub unghiul de nutație θ la arborele manivelă 4.

Fig. 4.1. Particularitățile constructiv-funcționale ale transmisiilor precesionale cu angrenări A_{CX-CV}^D [25]

Astfel, prin particularitățile constructiv-funcționale menționate se efectuează transformarea mișcării de rotație a arborelui-motor în mișcare sfero-spațială a roții-satelit. În transmisia precesională redată în figura 4.1 cu corapoartul numerelor de dinți $Z_1 = Z_2 - 1$ și $Z_4 = Z_3 - 1$, raportul de transmitere $i = -164$, 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 care $Z_2 > Z_3$, și în unisens, în cazul în care $Z_2 < Z_3$.

În figura 4.2 (a), (b) și (c) este reprezentată evoluția conjugării dinților ($Z_1 - Z_2$) și ($Z_3 - Z_4$) în angrenările A_{CX-CV}^D cu corapoartele numerelor de dinți $Z_1 = Z_2 - 1$, $Z_4 = Z_3 - 1$ și unghiurile axoidelor conice $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$ în funcție de unghiul de precesie ψ [25].

În scopul diminuării alunecării cu frecare între flancuri, în transmisia precesională cu angrenare A_{CX-CV}^D dinții sunt modificați prin scurtarea înălțimii lor, astfel încât să se păstreze în angrenarea simultană până la i perechi de dinți cu contactele $k_0 \dots k_i$ aflate pe partea activă a zonei de angrenare [25].

Așadar, în cazul în care se proiectează o angrenare cu i perechi de dinți antrenate în transmiterea sarcinii prin contactele $k_0 \dots k_i$, în zona angrenării se vor afla i perechi de dinți, dintre care jumătate din perechi sunt pasive (nu transmit sarcina). În acest caz, la rotirea arborelui conducător cu unghiul $\psi = 360 \cdot Z_2 / Z_1^2$, perechile de dinți i aflate în zona angrenării se vor roti la un unghi cuprins între doi dinți vecini, iar fiecare pereche de dinți va trece prin faza de angrenare a perechii de dinți premergătoare [25].

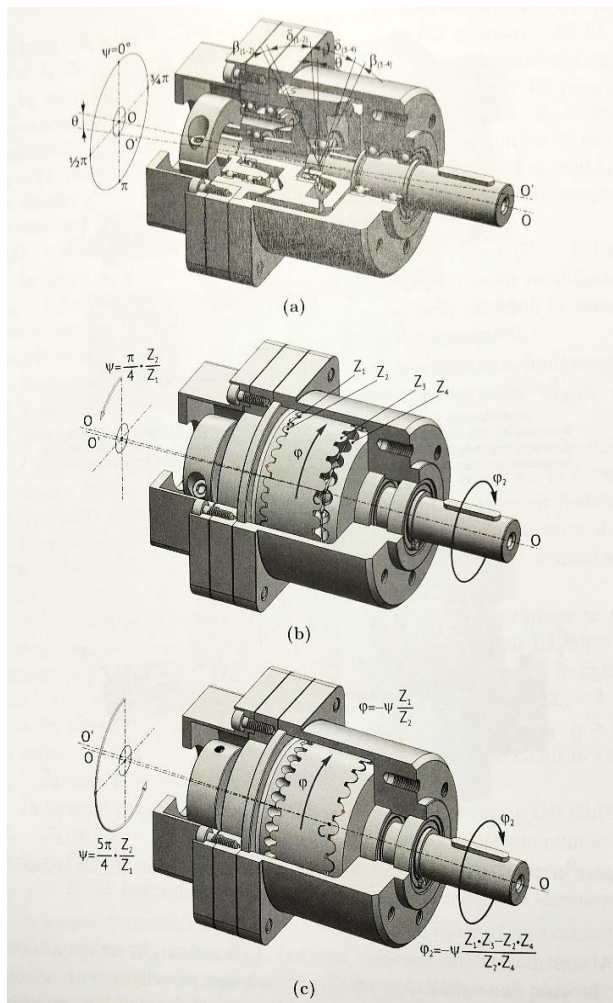


Fig. 4.2. Conjugarea dinților ($Z_1 - Z_2$) și ($Z_3 - Z_4$) în angrenările A^D_{CX-CV} cu corapoartele numerelor de dinți $Z_1 = Z_2 - 1$, $Z_4 = Z_3 - 1$ și unghiurile axoidelor conice $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22.5^\circ$ în funcție de unghiul de precizie ψ : poziționare unghiulară a arborelui conducător $\psi = 0^\circ$ (a); $\psi = 45^\circ$ (b) și $\psi = 225^\circ$ (c) [25]

În figura 4.2 (a) este reprezentată poziționarea perechilor de dinți simultan conjugate în angrenările A^D_{CX-CV} , în cazul în care unghiul de precizie $\psi = 0^\circ$.

La rotirea arborelui-manivelă cu unghiul $\psi = 45^\circ$, poziționarea perechilor de dinți simultan conjugate în angrenările dinților ($Z_1 - Z_2$) și ($Z_3 - Z_4$) este reprezentată în figura 4.2 (b), iar până la unghiul $\psi = 225^\circ$ poziționarea perechilor de dinți simultan conjugate în angrenările dinților ($Z_1 - Z_2$) și ($Z_3 - Z_4$) este reprezentată în figura 4.2 (c) [25].

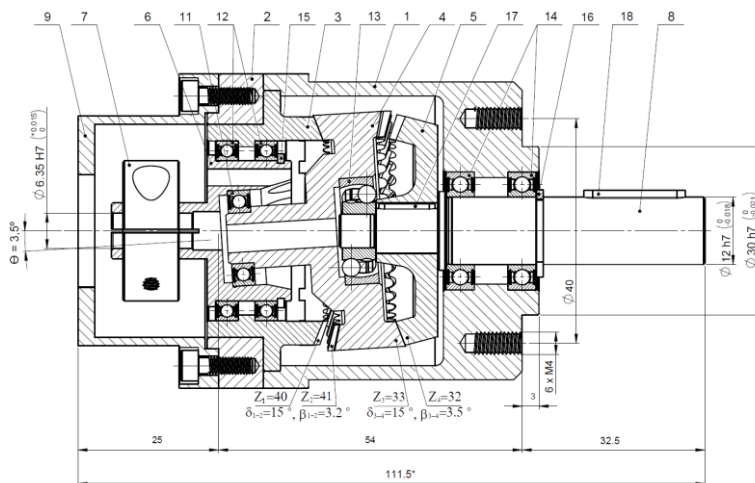


Fig. 4.3. Transmisie precisională cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$) [25]

În figura 4.3 se reprezintă desenul de ansamblu al transmisiei precisionale: 1 - carcasă; 2 - capac; 3 - roată fixă; 4 - roată-satelit; 5 - roată condusă; 6 - arbore; 7 - element de prindere; 8 - arbore condus; 9 - capac de montare; 11 - rulment 618/9-2Z; 12 - rulment 61705 2Z; 13 - rulment 126 TN9; 14 - rulment 61801 2Z; 15 - inel AE25 NBS; 16 - inel A12; 17 - pană 2x2x10; 18 - pană 3x3x18.

Această configurație a transmisiei are un raport de transmisie de $i = -164$. Diametrul roții-satelit $d_m = 42$ mm. Materialul – Oțel 40 H (ISO 4140 Normal) HRC = 40. În baza acestor date și ținând cont de faptul că simultan în angrenaj se află câte 4 dinți pe fiecare parte a roții-satelit, putem efectua un calcul teoretic al momentului de torsiune maxim admisibil T_{4max} pentru acest angrenaj. Momentul de torsiune maxim va fi calculat cu ajutorul formulei [25]:

$$T_{4max} = d_m^3 * (\sigma'_{hp})^2 * \cos \alpha_\omega * \varphi_{bd} * Z_\varepsilon * tg \beta_3 \rho_4 / 53,3^3 * (\rho_4 - r_3) * K_{hp} * K_{h\beta} * K_{hv} \quad (4.1)$$

În conformitate cu rezultatele calculelor teoretice, se obține $T_{4max} = 25,619$ N*m. Pe baza acestei valori am stabilit momentul de torsiune de funcționare recomandat pentru acest satelit $T_4 = 15$ N*m.

De asemenea, în capitolul acesta se accentuează că trebuie să se țină cont de faptul că sarcina pe dinți în angrenarea simultană nu este uniformă (figura 4.4) [25, 26, 27]. Așadar, a fost determinată următoarea distribuție a sarcinii pentru cele patru perechi de dinți în angrenare simultană: $K_0 - 0\%$, $K_1 - 10\%$, $K_2 - 35\%$, $K_3 - 30\%$, $K_4 - 25\%$.

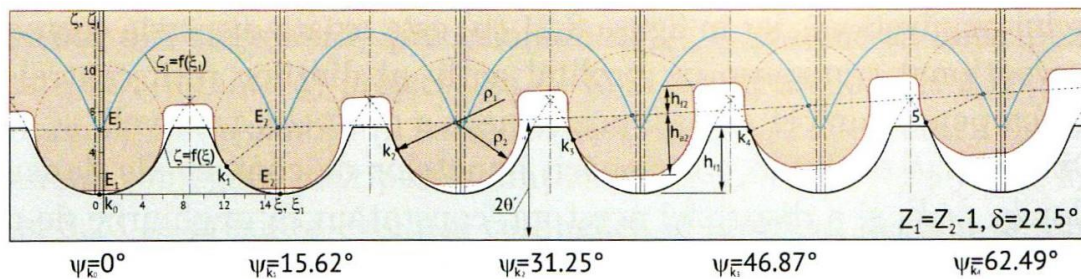


Fig. 4.4. Contactul multiplu al dinților conjugați simultan în angrenarea de tip A^D_{CX-CV} [25]

Datele obținute vor fi suficiente pentru a efectua simulări numerice și calcule ale acestui tip de transmisie precesională. Dar pentru a efectua calculele, avem nevoie de un model 3D foarte precis al acestui reductor (figura 4.5).

Simularea numerică a tensiunilor în angrenajul transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} . Identificarea celor mai solicitate elemente ale transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV}

În cadrul metodelor moderne de calculare a sarcinilor maxime admisibile în transmisia precesională, simulările numerice se efectuează din ce în ce mai mult pe calculator [29]. Modelarea se va realiza în baza unui modul special pentru calculul și analiza structurilor complexe, utilizând modulul integrat Stress Analysis (Inventor Professional 2024) [28]. În acest modul se utilizează un calcul cu elemente finite bazat pe programul ANSYS. În capitolul respectiv au fost comparate rezultatele celor două calcule și analizată distribuția sarcinii în general asupra tuturor elementelor transmisiei [29]. În acest sens, s-au luat în considerare locurile cele mai solicitate și, la necesitate, pot fi oferite variante de soluționare. Modelul 3D al acestei transmisii este reprezentat în figura 4.5.

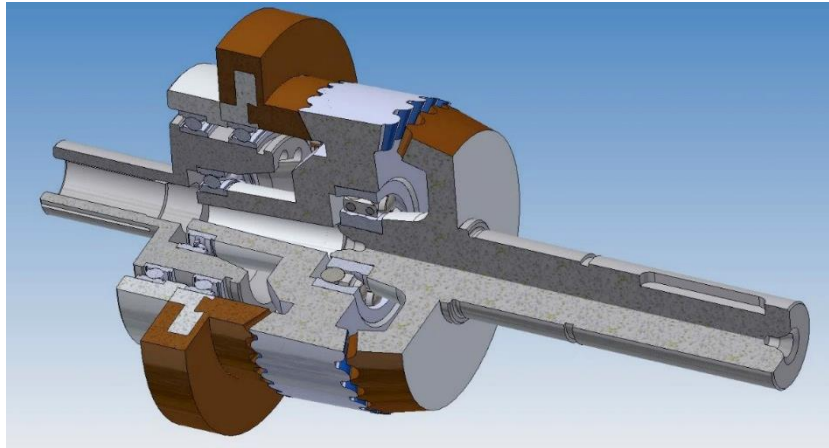


Fig. 4.5. Modelul 3D al transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$)

O caracteristică specială a acestei transmisii este utilizarea unui rulment cu autoaşezare 126 TN9 (elementul 13 din figura 4.3). Acesta generează rotirea liberă a roţii satelitului în raport cu axa arborilor de intrare şi de ieşire. În continuare, au fost introduse în simularea numerică toţi parametrii calculului teoretic. În acest sens, a fost folosit un modul special al softului Autodesk Inventor Professional care se numeşte Stress Analysis. Principiul de funcţionare al acestui soft este descris în sursa [28].

În tabelele 4.1 şi 4.2 sunt incluse proprietăţile fizice şi materialele componente ale transmisiei precesionale, iar în tabelul 4.3 sunt date dimensiunile şi formele elementelor finite.

Tabelul 4.1. Proprietăţile fizice ale transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$)

Mass	0.428484 kg
Area	38692.7 mm ²
Volume	54524.6 mm ³
Center of Gravity	x=-4.2924 mm y=-0.066022 mm z=-0.0124399 mm

Tabelul 4.2. Setările elementelor finite ale transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2-3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$)

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part-based measure for Assembly mesh	Yes

Tabelul 4.3. Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor (roți centrale, roata-satelit) transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$)

Name	Steel 40H, High Strength, Low Alloy	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	275.8 MPa
	Ultimate Tensile Strength	448 MPa
Stress	Young's Modulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0.287 ul
	Shear Modulus	77.7001 GPa
Part Name(s)	4. Satelit_OUT_Der.ipt 4. Satelit_IN_Der.ipt 6. Arborele manivelă.ipt 3. Roata dințată nemișcată_1.ipt 3. Roata dințată nemișcată.ipt	

Așadar, a fost stabilit momentul de torsiune maxim calculat $T_{4\max} = 25,619 \text{ Nm}$.

În respectivul capitol au fost examinate următoarele rezultate critice ale simulației numerice: tensiunea după Von Mises (figura 4.6); deformarea (figura 4.7); coeficientul de siguranță (figura 4.8).

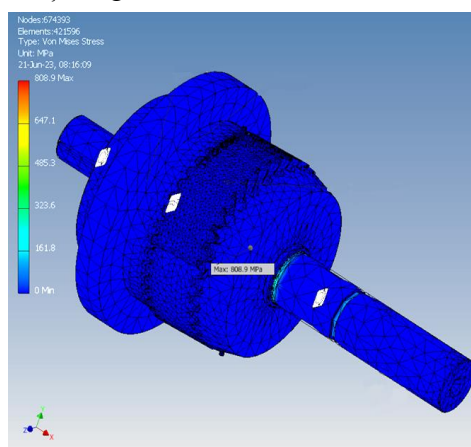


Fig. 4.6. Simularea numerică a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$). Tensiunea echivalentă după Von Mises, MPa

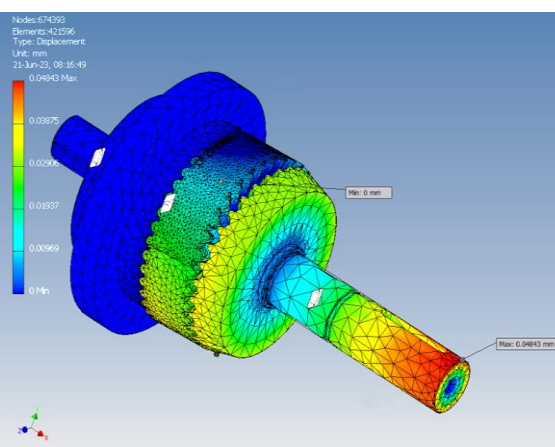


Fig. 4.7. Simularea numerică a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$). Deformarea, mm

Din rezultatele simulării numerice se poate observa că această transmisie precesională care transmite momentul de torsiune $T_4 = 15 \text{ Nm}$ are mai multe perechi de dinți aflați simultan în angrenare. Astfel, calculele teoretice de mai sus au fost determinate corect [30, 31]. Cu toate acestea, în ciuda faptului că dinții roții-satelitului pot rezista la momentul de torsiune maxim admisibil, am putut identifica următoarele domenii problematice în proiectarea acestei transmisii precesionale.

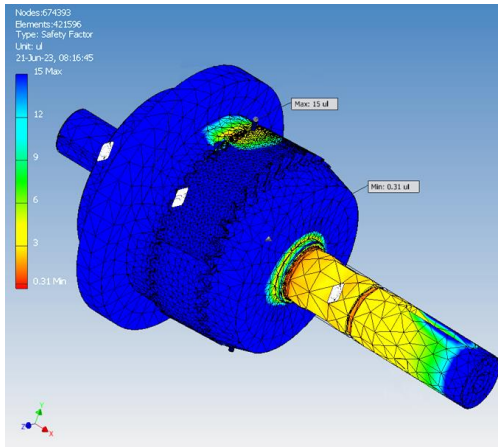


Fig. 4.8. Simularea numerică a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$). Coeficientul de siguranță

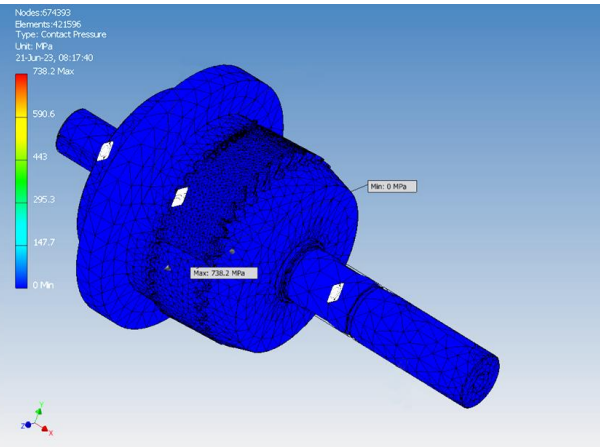


Fig. 4.9. Simularea numerică a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$). Tensiunea de contact, MPa

Astfel, conform rezultatelor coeficientului de siguranță, am observat că cel mai slab element este rulmentul de autoașezare, care a fost menționat anterior. Valoarea absolută a coeficientului de siguranță este de 0,31 unități (figura 4.8). Această valoare este de peste trei ori mai mică decât tensiunea admisibilă. De asemenea, valorile tensiunilor de contact ating valoarea maximă exact pe rulmentul cu autoașezare și constituie 738 MPa (figura 4.9). Un alt punct slab îl reprezintă arborele condus, în special canalele sub inelele de stopare. Valorile coeficientului de siguranță ale canalelor arborelui nu sunt acceptabile pentru acest diametru (figura 4.8).

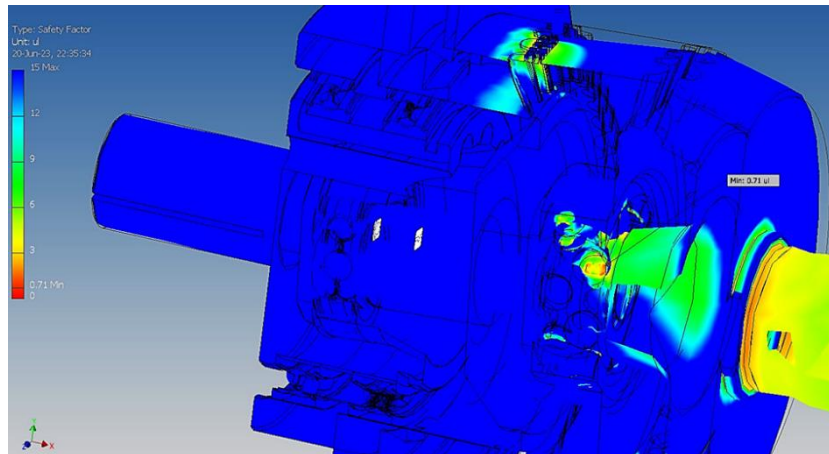


Fig. 4.10. Coeficientul de siguranță a rulmentului cu auto-așezare. Momentul de torsiune 15 Nm

Următorul pas a constat în repetarea calculelor, dar nu a calculului maxim al momentului de torsiune proiectat la $T_{4\max} = 25,619 \text{ Nm}$, dar cel al funcționării la $T_4 = 15 \text{ Nm}$. Indiferent de reducerea funcționării momentului de torsiune, problema rămâne aceeași. Valoarea absolută a coeficientului de siguranță este de 0,71 unități (figura 4.10). Ceea ce, de asemenea, nu este acceptabil.

În baza simulărilor numerice ale interacțiunii dinților cu mișcare sferospațială s-au constatat zonele cu angrenare simultană a dinților sub sarcină în angrenajele A_{cx-cv}^D cu roata centrală imobilă ($Z_1 - Z_2$) și A_{cx-cv}^D , roata centrală mobilă ($Z_3 - Z_4$), care sunt amplasate diametral opus în raport cu centrul de precesie "O" și transmit aceeași sarcină repartizată neuniform între perechile de dinți conjugați cu coraportul numerelor $Z_1=Z_2\pm 1$ sau $Z_4=Z_3\pm 1$. Amplasarea zonelor perechilor de dinți simultan conjugați în angrenarea A_{cx-cv}^D se reduce semnificativ la momentul de torsiune în funcționare (figura 4.11).

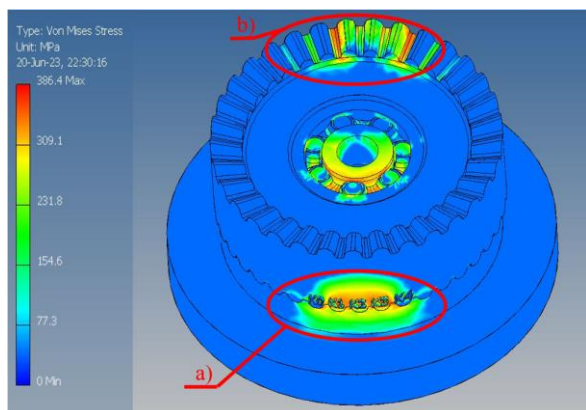


Fig. 4.11. Amplasarea zonelor perechilor de dinți simultan conjugate în angrenarea A_{cx-cv}^D ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$) cu roata imobilă (a) și cu roata mobilă (b) în angrenarea A_{cx-cv}^D . Tensiunea de contact după Von Mises, MPa

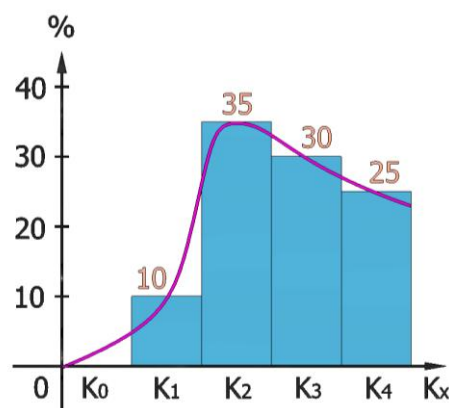


Fig. 4.12. Repartizează sarcinii între perechile de dinți (metal-metal) simultan conjugate în angrenarea A_{cx-cv}^D ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$)

Sarcina între perechile de dinți simultan conjugați se repartizează după o curbă moderată asimetrică cu un singur vârf, cu valorile pentru coordonatele unghiulare cu unghiul de precesie $\psi_i = 2\pi \cdot Z_2 / Z_1^2$ cu următorul raport procentual: $\psi_0 = 0\%, \psi_1 = 10\%, \psi_2 = 35\%, \psi_3 = 30\%, \psi_4 = 25\%$ (figura 4.12).

Soluții propuse și simularea numerică repetată a tensiunilor în angrenaj, identificarea punctelor slabe ale transmisiei precesionale cu angrenaj de tip A_{cx-cv}^D

În urma studierii calculelor teoretice și a simulărilor numerice ulterioare, în capitolul 4 am descris identificarea punctelor problematice ale proiectării acestei transmisii precesionale [29]. Au fost propuse variante privind consolidarea elementelor slabe, a fost repetată simularea numerică și verificate rezultatele. Pentru aceasta, în primul rând, a fost necesară soluționarea problemei tensiunilor de contact excesive în rulmentul cu autoașezare. În acest reductor a fost plasat un rulment cu autoașezare 126 TN9. După ce s-au efectuat mai multe simulări numerice, s-a determinat că rulmentul 129 TN9 poate suporta sarcina necesară, acesta având dimensiuni de aproape 1,5 ori mai mari decât cel inițial. În al doilea rând, a fost necesară mărirea

diametrului arborelui condus de la 12 mm nominal până la 15 mm care au fost propuși. Diametrul de 15 mm a fost ales, reieșind din dimensiunile unui rulment dintr-o serie similară. După modificarea modelului 3D s-a obținut o nouă configurație a construcției (figura 4.13) în care a fost mărit diametrul de așezare din interiorul roții-satelit pentru ca rulmentul ales să încapă, precum și diametrul arborelui de ieșire.

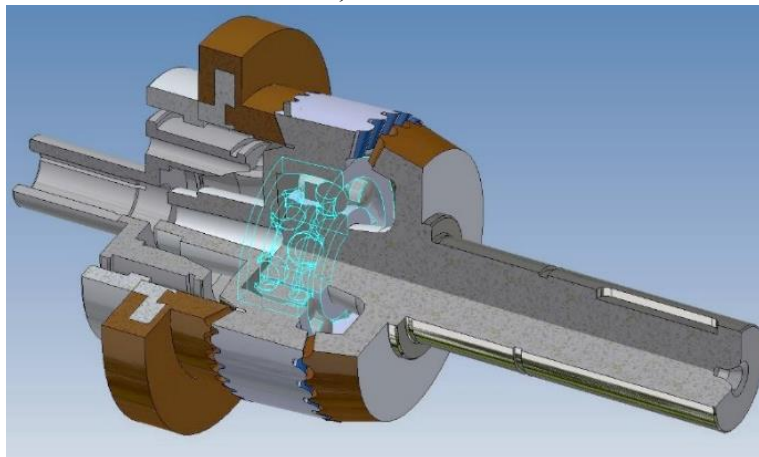


Fig. 4.13. Construcția nouă a modelului 3D al transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$) [29]

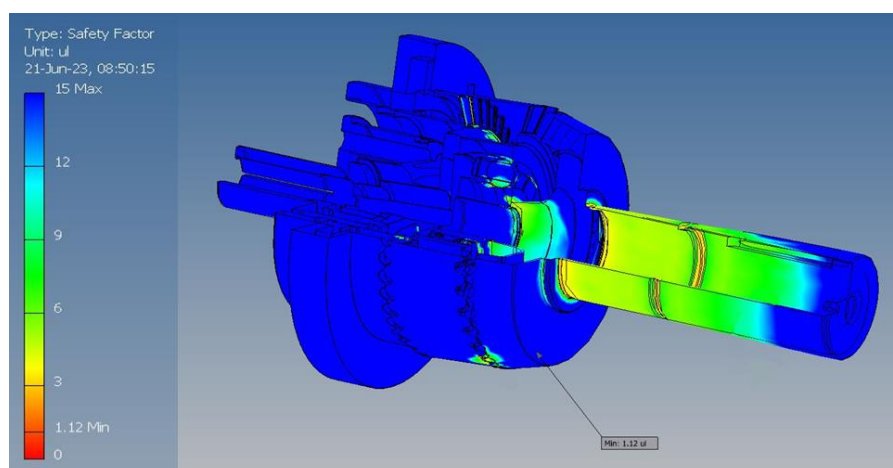


Fig. 4.14. Simularea numerică a construcției noi a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$). Coeficientul de siguranță [29]

Am efectuat apoi simulări numerice repetate analogice celor descrise mai sus. În urma calculelor am constatat că propunerile noastre privind modificarea construcției și de înlocuire a unora dintre elementele standard au fost justificate. În ceea ce privește valorile tensiunilor echivalente după Von Mises, ne-am încadrat în limitele de toleranță. Corespunzător, în limitele toleranței în ceea ce privește coeficientul de siguranță (figura 4.14).

Astfel, au fost soluționate toate problemele pe care le-am stabilit pentru consolidarea construcției transmisiei. Această configurație a transmisiei poate rezista chiar și la cuplul maxim calculat. La o dimensiune mai mare a rulmenților și un diametru mărit al arborelui condus, valorile maxime de solicitare s-au deplasat spre zona de angrenare multipară.

Îmbunătățirea modelelor mecanismului precesional cu angrenaj de tip A^D_{CX-CV}

În procesul de studiere a construcției moderne a transmisiei precesionale cu angrenaj de tipul A^D_{CX-CV} (figura 4.3) a fost îmbunătățită construcția arborelui conducător cu manivelă al transmisiei pentru a simplifica procesele tehnologice de producție a acestuia. Această propunere a permis a reduce atât timpul, cât și costul de fabricație, precum și precizia acestei piese. Piesa menționată este manivela arborelui conducător (elementul 6 din figura 4.3).

Examinând proiectul actual al manivelei arborelui conducător (figura 4.15), am tras concluzia că alezajele conice nu erau argumentate din punct de vedere tehnologic. De asemenea, am tras concluzia că alezajul interior care reprezintă lăcașul rulmentului este dificil de fabricat din cauza înclinării sale de 3,5 grade în raport cu axa principală. Acest unghi este reprezentat prin θ în figura 4.15.

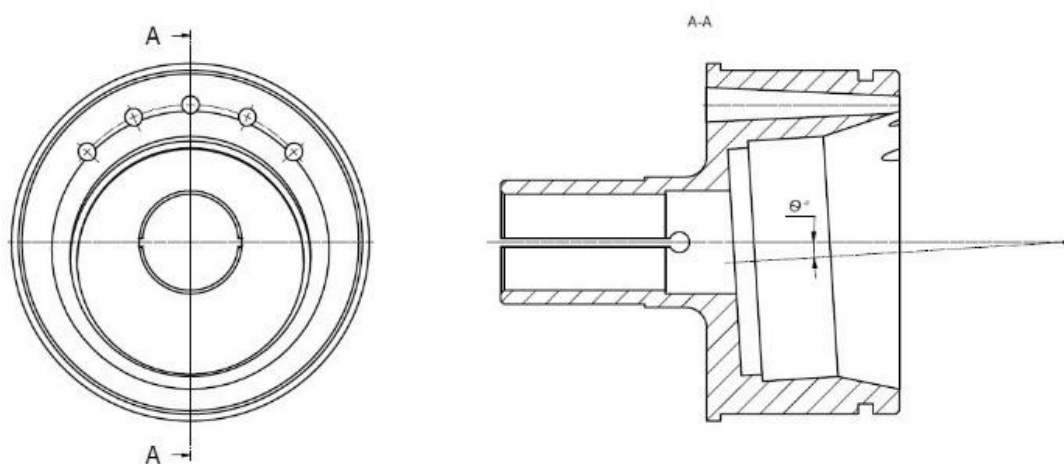


Fig. 4.15. Arborele conducător. Construcție existentă

În ansamblul general al transmisiei precesionale, arborele conducător este marcat prin culoarea verde (figura 4.16). În această construcție a transmisiei precesionale, în arborele conducător este utilizat un rulment tip clasic.

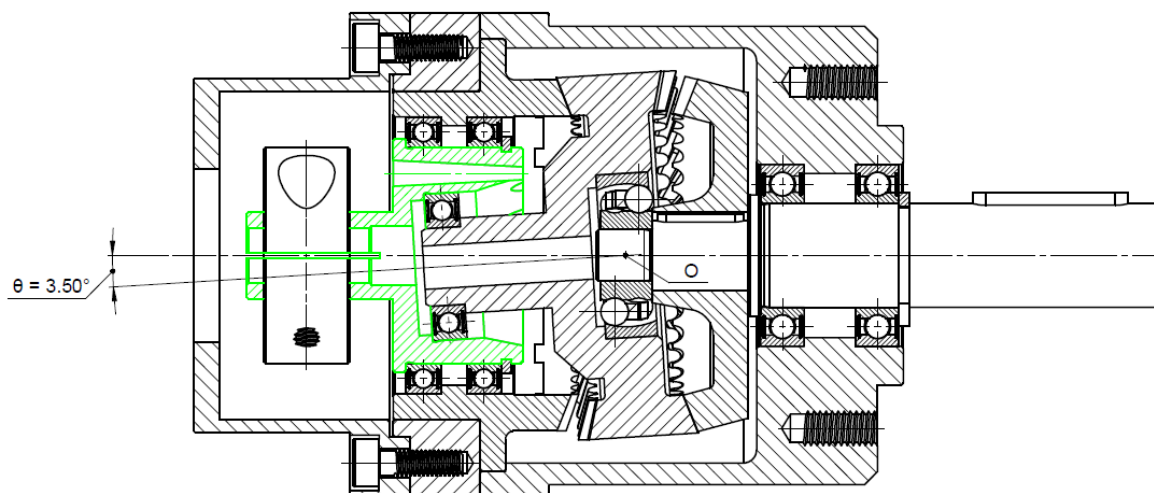


Fig. 4.16 Proiectarea transmisiei precesionale cu arborele conducător cu locaș sub rulment înclinat sub unghiul θ în transmisie precesională cu angrenări A^D_{CX-CV}

Datorită excentricității și a unghiului de 3,5 grade, rotația manivelei arborelui conducător creează o mișcare de balansare. Această mișcare permite roții-satelit să se rostogolească de-a lungul unei traiectorii definite în interiorul transmisiei.

Inovația noastră constă în faptul de a face ca locașul de așezare a rulmentului să fie drept (figura 4.17), în timp ce am soluționat compensarea unghiului θ prin utilizarea unui rulment cu autoașezare (a se vedea culoarea roșie în figura 4.18). Prin creșterea masei arborelui condus în partea opusă excentricității, am propus să realizăm găuri de echilibrare de formă cilindrică.

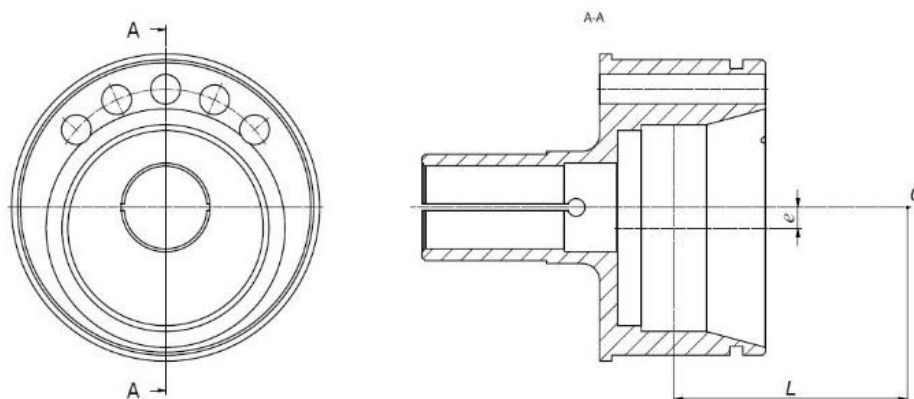


Fig. 4.17. Arborele conducător al transmisiei precesionale. Modelul propus

Conturul și forma exterioară ale arborelui conducător al transmisie au rămas neschimbate, căci modificările s-au referit la forma interioară, iar datorită acestui fapt a apărut posibilitatea de a utiliza rulmentul cu autoașezare, practic, fără a modifica schema generală de funcționare a transmisiei (figura 4.18).

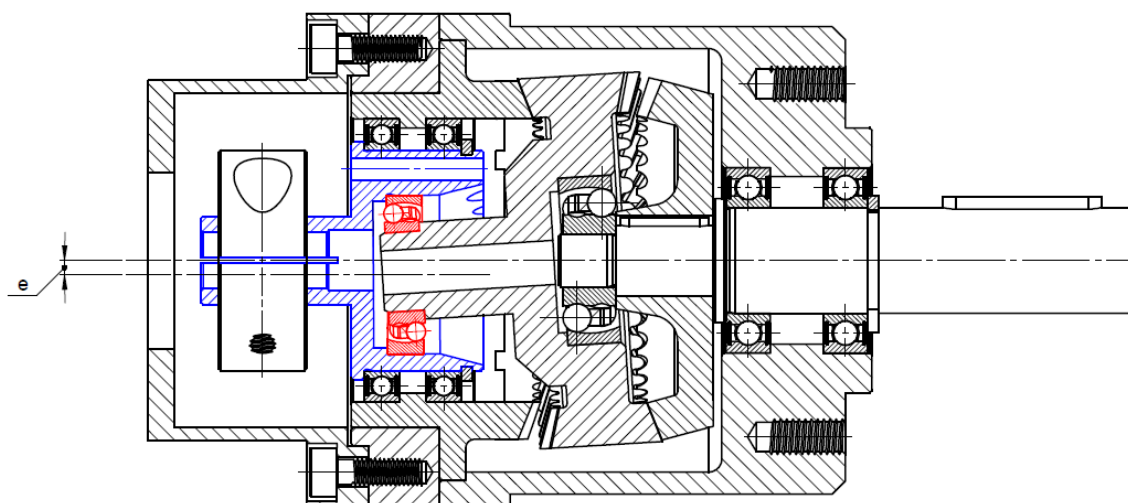


Fig. 4.18. Proiectarea transmisiei precesionale cu arborele conducător actualizat al transmisiei precesionale cu angrenări A^D_{CX-CV}

În baza acestei propuneri, s-a depus o cerere de brevet [32]. La momentul susținerii acestei teze, propunerea se află în examinare la AGEPI.

CONCLUZII ȘI RECOMANDĂRI

Concluziile principale

În rezultatul cercetărilor efectuate au fost formulate următoarele concluzii generalizatoare:

1. A fost calculată sarcina admisibilă în contactul dinților în angrenarea precesională A_{cx-cv}^B , și anume dintre dinții roților centrale și a coroanelor roții-satelit conjugăți multipar. Au fost efectuate simulări numerice ale 6 configurații constructive distincte ale roții-satelit. A fost elaborată construcția optimă a roții-satelit (figura 2.4). Îmbunătățirea construcției roții-satelit a făcut posibilă reducerea indicelui masă-gabarit a roții-satelit cu 45...50% și sporirea flexibilității dinților la valoarea de 0.016 mm [28, 33, 34].
2. Se propune procedeul de reglare a jocului interdental în angrenarea A_{cx-cv}^D a dinților roții-satelit și a roților centrale prin intermediul inelelor compensatoare speciale dotate cu asamblări pentru fixarea unghiulară a semiinelenelor cu diferite grosimii în trepte care asigură prin rotirea lor relativă modificarea grosimi sumare a inelului și în consecință poziționarea axială ale roților centrale. Construcția compensatorului poziției axiale a roților centrale asigură treapta de reglare a inelului de bază cu pasul de 0,1 mm. Inelul auxiliar este format din sectoare cu grosime variabilă în creștere cu distanța dintre treptele inelului auxiliar și partea frontală a carcasei cu pasul de 0,07 mm. Se propune o metodă de calcul al lanțurilor dimensionale în mediul "Tolerance Tools" [35, 36, 24].
3. S-a stabilit că câmpurile de toleranță ale principalelor elemente constructive pot fi corectate prin tranziție de la treapta de precizie 6 la treapta 7, cu un rebut de 0,025%, iar în unele cazuri prin tranziție chiar până la treapta a 8, cu un rebut de 0,1%. Această propunere condiționează reducerea costului de fabricare a pieselor angrenajului precesional [35, 36].
4. În baza simulărilor numerice a interacțiunii dinților cu mișcare sferospațială s-a constatat că zonele cu angrenare simultană a dinților sub sarcină în angrenajele A_{cx-cv}^D cu roata centrală imobilă ($Z_1 - Z_2$) și A_{cx-cv}^D cu roata centrală mobilă ($Z_3 - Z_4$) sunt amplasate diametral opus în raport cu centrul de precesie "O" și transmit aceeași sarcină repartizată neuniform între perechile de dinți conjugăți cu coraportul numerelor $Z_1=Z_2\pm 1$ sau $Z_4=Z_3\pm 1$ [29]. Zona de angrenare simultană a dinților conjugăți în angrenări A_{cx-cv}^D , ($Z_1=Z_2\pm 1$, $Z_4=Z_3\pm 1$, $\theta=3.5^\circ$, $\delta=15^\circ$, $\beta=3,5^\circ$) se extinde până la cota unghiulară $\psi_i = 32^\circ$ în cazul în care sarcina transmisă este egală cu valoarea nominală determinată din calculul dinților la presiunea de contact $\sigma_H \leq \sigma_{Hp}$. Iar numărul perechilor de dint concomitent conjugat se definește prin coraportul $\psi_i = 2\pi * Z_2 / Z_1^2$, $\psi_i = 32^\circ$, $2\pi * Z_2 / Z_1^2 = 9.225^\circ$. Numărul perechilor

de dint concomitent conjugat = 3.47. Roata-satelit este amplasată axial flotant între roțile centrale mobilă și imobilă fapt ce conduce la diminuarea preciziei lanțului dimensional a mecanismului precesional și la reducerea costului de producere.

5. Un parametru important care influențează starea tensională 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 cu contact convex-concav al dinților în baza căruia autorul a efectuat simulări numerice. În rezultat sa constatat ca sarcina în angrenare din perspectiva diminuării pierderilor energetice și sporirii capacității portante în angrenări este rațional să fie transmisă prin 4 perechi de dinți. Sarcina între perechile de dinți simultan conjugate se repartizează după o curbă moderată asimetrică, cu un singur vârf cu valorile pentru coordonatele unghiulare cu unghiul de precesie $\psi_i = 2\pi \cdot Z_2 / Z_1^2$ cu următorul raport procentual: $\psi_0 = 0\%$, $\psi_1 = 10\%$, $\psi_2 = 35\%$, $\psi_3 = 30\%$, $\psi_4 = 25\%$. Au fost calculată angrenarea A_{cx-cv}^D cu roata-satelit fabricată din material plastic (PMMA) turnat sub presiune pe carcasa metalică ce duce la sporirea unui număr perechi de dinți mai mare [29].
6. Zonele de angrenare simultană a dinților în angrenările A_{cx-cv}^D sunt amplasate oglindă pe ambele părți ale centrului de precesie "O", fapt ce asigură flotarea tangențială a roții-satelit și conduce la simplificarea constructivă a nodului precesional, implicit la reducerea cerințelor de precizie a lanțurilor dimensionale [29].

Recomandări

1. În baza analizei stării tensionate a satelitului cu angrenare A_{cx-cv}^D , am propus soluția constructivă optimală a nodului precesional, prin majorarea dimensiunii rulmentului cu auto-așezare la dimensiunea 129 TN9, cu capacitatea de încărcare de 2 ori mai mare, precum și creșterea diametrului arborelui de ieșire cu 25%. În baza simulărilor numerice, a fost propusă o formă constructivă a transmisiei care asigură un coeficient de siguranță de 1,12. S-a demonstrat că cel mai solicitat element al transmisiei precesionale este rotă-satelit [29].
2. În urma analizei complexe a rezultatelor simulărilor numerice, s-a propus îmbunătățirea constructivă a elementelor transmisiei precesionale, s-au validat rezultatele calculelor grafo-analitice a stării tensionale în angrenarea A_{cx-cv}^D . Analizând construcția arborelui conducător al transmisie precesionale (figura 4.15), se propune a modifica găurile de formă

conică în găuri cilindrice, totodată, s-a propus fabricarea locașului în arborele conducător cu excentricitatea e (figura 4.17), utilizând un rulment cu auto-așezare (a se vedea cu culoare roșie în figura 4.18). În baza acestei propuneri, s-a depus o cerere de brevet. La momentul susținerii acestei teze, propunerea se află în examinare la AGEPI [32].

Directii și obiectivele de cercetare pentru viitor

1. În viitor, vom realiza optimizarea construcției roții-satelit în reductorul precesional cu tipul de angrenare A_{cx-cv}^D . Se va permite îmbunătățirea indicelui masă-gabarit, precum și flexibilitatea dinților roții-satelit, similar cu optimizarea roata-satelit în reductorul precesional cu tipul de angrenare A_{cx-cv}^B care a fost prezentat în al doilea capitol al tezei.
2. În capitolul patru, am prezentat un exemplu de calcul al reductorul precesional cu angrenajul de tip A_{cx-cv}^D , utilizând o roată-satelit executată din compozit (din materiale plastice polimerice speciale, realizată prin turnare sub presiune). Similar, pot fi efectuate calcule pentru roata-satelit fabricată din pulberi metalici (prin presare și apoi sinterizare).
3. Un alt domeniu de cercetare sunt aliaje pe bază de aluminiu și analogii săi, este tot mai des folosită în producția elementelor reductorul precesional. În viitor, pot fi efectuate calcule și simulări pentru aceste tipuri de aliajele. Datorită plasticității aluminiului și a aliajelor sale în comparație cu produsele din oțel, rezultatele vor fi diferite față de cele prezentate în cadrul acestei teze. Tehnologia de presare (turnare) a roților centrale și a roții-satelit poate fi realizată pentru seria mare și masă.
4. Un domeniu de perspectiva a cercetărilor științifice ar fi dezvoltarea transmisiilor precesionale magnetice, bazate pe transformarea și transmiterea mișcării și sarcinii prin interacțiunea câmpurilor magnetice între dinții simultan conjugați. Se preconizează elaborarea transmisiilor magnetice cu raportul de transmitere constant cu fluxuri magnetice radiale și axiale, cât și cu raport de transmitere variabil pentru cutii de viteze ale automobilelor, inclusiv electromobilelor.

BIBLIOGRAFIE

1. MAHSHID, R., MANSOURVAR, Z., HANSEN, H.N. *Tolerance analysis in manufacturing using process capability ratio with measurement uncertainty*. Precision Engineering, 2018, Vol. 52, pp. 201-210. ISSN: 1873-2372.
2. АВБАКУМОВ, В. *Расчет сборочных размерных цепей на ЭВМ // Сборка в машиностроении, приборостроении*. – 2006. – № 10. – с. 9–13.
3. КАЛАЧЕВ, О. Н. *Интерактивное моделирование размерных изменений заготовки при проектировании технологического процесса механической обработки // Информационные технологии*. – 2001. – №2. – С. 10–14.
4. СКВОРЦОВ, А. В. *Автоматизированная система комплексного размерного анализа в среде CALS/ИППИ-технологий*. Вестник машиностроения. – 2007. – №5. – С. 36–42.
5. ХАРМАЦ, И. *КОМПАС-АВТОПРОЕКТ: Точный контроль над технологической информацией. Новые модули и новые возможности системы*. САПР и графика. – 2004. – Июнь. – С. 17–19.
6. ТОСА, А., STRONCEA, A., STINGACI, I., RUSICA, I. *The optimal dimensional design of machining technologies*. In: Proceedings IManE&E 2018, MATEC Web of Conferences 178, 01005, 2018, p. 6. <https://doi.org/10.1051/matecconf/201817801005>
7. URINOV, N.F. SAIDOVA, M.H. YULDOSHEV, M.N. *Analysis of types of optimizations of technological processes of manufacture of parts*. International Journal on Human Computing Studies, 2021, vol. 03, issue 8, pp. 22-26. e-ISSN: 2615-8159.
8. DIETA, A., COUELLAN, N., GENDRE, X., MARTIN, J., NAVARRO, J. *A statistical approach for tolerancing from design stage to measurements analysis*. In: Proceedings of the 16th CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing - CIRP CAT 2020, 2020, vol. 92, pp. 33–38. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2020.05.171>
9. НОВИКОВ, В. *Технология машиностроения: в 2 ч. — Ч. 1: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования / 4-е изд., стер. — М.: Издательский центр «Академия», 2014. - 352 с. ISBN 978-5-4468-1526-5*
10. HELING, B., ASCHENBRENNER, A., WALTER, M.S.J., WARTZACK, S. *On connected tolerances in statistical cost-optimization of assemblies with interrelated dimension chains*. Procedia CIRP, 2016, vol. 43, pp. 262–272. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2016.02.031>.
11. DIET, N. A., COUELLAN, X., GENDRE, J., MARTIN, A. *Statistical approach for robust tolerance design*. <http://arxiv.org/abs/1912.09365>, 2019.
12. МАСЯГИН, В. Б., ГОЛОВЧЕНКО, С. Г. *Определение расстояний между поверхностями детали по линейным конструкторским размерам с применением ЭВМ // Омский научный вестник*. – 2003. – №3. – С. 75–78.
13. МАСЯГИН, В. Б., ГОЛОВЧЕНКО, С. Г., БЕККЕР А. *Расчет линейных, диаметральных и радиальных технологических размеров с применением программ «DIAMOND» и «RADIAL» // Анализ и синтез механических систем: Сб. науч. трудов; под ред. В.В. Евстифеева. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. – С. 13–23.*
14. МАСЯГИН, В. Б. *Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2008614062. Размерный анализ технологических процессов осесимметричных деталей «NORMAL»*. Роспатент, – М., 2008.
15. МАСЯГИН, В. Б. *Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2004612665. Расчет линейных технологических размеров и допусков «DIAMOND» // Роспатент, – М., 2004.*
16. MORSE, E. P., SHAKARJI, C. M., Srinivasan, V. (2018). *A brief analysis of recent ISO tolerancing standards and their potential impact on digitalization of manufacturing*, Procedia CIRP, Vol. 75, 11-18, doi: 10.1016/j.procir.2018.04.080.

17. ZHU, Z., QIAO, I. *Analysis and control of assembly precision in different assembly sequences*. Procedia CIRP. ELSEVIER, 2016, Vol. 27, pp. 117-123, ISSN: 2212-8271.
18. МАСЯГИН, В. Б. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2008610111. *Размерный анализ осесимметричных конструкций «UNION»*. Роспатент, – М., 2008.
19. GLANCY, C., STODDARD, J., LAW, M. *Automating the Tolerancing Process*. In Dimensioning and Tolerancing Handbook; McGraw-Hill Education: NY, USA, 1999.
20. SHEN, Z., SHAH, J. J., DAVIDSON, J. K. *Automatic generation of min/max tolerance charts for tolerance analysis from CAD models*. International Journal of Computer Integrated Manufacturing 21 (8), pp. 869-884. 2008.
21. BARBERO, E. J. *Finite Element Analysis of Composite Materials Using ANSYS®*. Second Edition. USA. Taylor & Francis Group. 2014. 366 p.
22. BOSTAN, I., MAZURU, S., CASIAN, M., LEALIN, S., SCATICAILOV, S. *Wheel-satellite*. Proceedings of the 12 th Edition of European Exhibition of Creativity and Innovation, Romania 2020.
23. MAZURU, S., VACULENCO, M., BOSTAN, I., LEALIN, S., SCATICAILOV, S. *Roată satelit*. Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Inventicii PRO. Cluj Napoca, Romania. Volumes 423. March 2019. ISBN 978-606-737-356-1.
24. BOSTAN, I., MAZURU, S., TOCA, A., CASIAN, M., LEALIN, S., STÎNGACI, I., PETCO, A. *Procedeu de reglare a jocului axial în angrenajul conic*. Int. Cl.: F16B 21/02 (2006.01). Brevet de inventive de scurta durata Nr.1217. BOPI nr.12/2017.
25. BOSTAN, I. Volumul 2 - *Transmisii Precesionale: Geometria, Cinematica și Portanța contactului*. Ch.: Ed. „Bons Offices” SRL, 2022, 607 p. ISBN 978-9975-87-980-4.
26. BOSTAN, I. *Transmisii precesionale: [în 2 vol.]*. Chișinău: S.n., 2019 Tipogr. BonsOffices SRL, Vol 1: Sinteză, Cinematică și Elemente de calcul. - 2019. - 477 p. – ISBN 978-9975-87-496-0.
27. BOSTAN, I., DULGHERU, V., GRIGORAȘ, Ș. *Transmisii planetare, precesionale și armonice*. Atlas. Chișinău - București: Tehnică, 1997. 200 p. ISBN 9975-910-20-3
28. LEALIN, S. *Stress Analysis, Frame Analysis and Calculation of Metal Structures in Inventor Software*. November 2015. Vol. 809, pp. 871-877, 2015. IManEE 2015.
29. LEALIN, S. *Numerical calculation of multipair convex-concave precession gears*. IManEE 2023. 05008 (2023), IManE&E 2023.
30. BHARAT GUPTA, A., “*Contact Stress Analysis of Spur Gear*”. Int. J. Eng. Res. Technol., 2012.
31. HASSAN, A. R., “*Contact stress analysis of spur gear teeth pair*”. World Acad. Sci. Eng. Technol., 2009.
32. BOSTAN, V., BOSTAN, I., MAZURU, S., VACULENCO, M., LEALIN, S., BREGNOVA, A. *Transmisie planetară precesională*. Cerere de brevet de invenție. Nr. intrare: 7151. Data intrare: 2023.02.24.
33. LEALIN, S. *Design optimization of the satellite in precessional transmission*. IManEE 2018. MATEC Web of Conferences 178, 05008, IManEE 2018.
34. BOSTAN, I., MAZURU, S., CASIAN, Maxim., LEALIN, S., SCATICAILOV, S. *Roată-satelit*. Int. Cl.: F16H 55/17 (2006.01). Brevet de invenție de scurta durata Nr.4731. BOPI nr. 3/2019.
35. LEALIN, S. *Optimization cost and quality in manufacturing process using tolerance analysis*. TEHNOMUS 2021. (P - ISSN-1224-029X, E - ISSN-2247-6016). Volumes 137, Pages 74-78. November 2021. Suceava, Romania.
36. LEALIN, S. *Comparison and evaluation of classical methods of dimensional chains theory and their modern analogues*. JES, 2023, no. 4 (2023) (ISSN 2587-3474), pp. 20-30. [https://doi.org/10.52326/jes.utm.2023.30\(4\).02](https://doi.org/10.52326/jes.utm.2023.30(4).02), Cat. B+

LISTA PUBLICAȚIILOR AUTORULUI LA TEMA TEZEI

- **Articole în reviste științifice:**

1. **LEALIN Stanislav.** *Stress Analysis, Frame Analysis and Calculation of Metal Structures in Inventor Software.* Vol. 809, Pp. 871-877, Trans Tech Publications Ltd 2015. IManEE 2015.
2. **LEALIN Stanislav.** *Design optimization of the satellite in precessional transmission.* MATEC Web of Conferences. Vol. 178, pp. 393-397, 05008 (2018), IManEE 2018.
3. **LEALIN Stanislav.** *Calculul numeric al angrenării precesionale convex-concave multipare.* Volume 66. 05008 (2023), IManEE 2023.

- **Articole în culegeri științifice:**

4. **LEALIN Stanislav.** *Optimization cost and quality in manufacturing process using tolerance analysis.* New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies (P - ISSN-1224-029X, E - ISSN-2247-6016). Volume 137, pp. 74-77. Tehnomus 2021. Suceava, Romania.
5. **LEALIN Stanislav.** *Optimization Comparison and evaluation of classical methods. the theory of dimensional chains and their modern analogues.* Journal of Engineering Science, 2023, no. 4 (2023), pp. 20-30. [https://doi.org/10.52326/jes.utm.2023.30\(1\).01](https://doi.org/10.52326/jes.utm.2023.30(1).01), Cat. B+

- **Brevete de invenție și alte obiecte de proprietate intelectuală, materiale la saloane de invenții:**

6. BOSTAN Ion; MAZURU Sergiu; TOCA Alexei; CASIAN Maxim; **LEALIN Stanislav**; STÎNGACI Ion; PETCO Andrei. *Procedeu de reglare a jocului axial în angrenajul conic.* Int. Cl.: F16B 21/02 (2006.01). Brevet de invenție de scurta durata Nr. 1217. BOPI nr. 12/2017.
7. BOSTAN Ion; MAZURU Sergiu; CASIAN Maxim; **LEALIN Stanislav**; SCATICAILOV Serghei. *Roată-satelit.* Int. Cl.: [F16H 55/17](#) (2006.01). Brevet de invenție de scurta durata Nr. 4731. BOPI nr. 3/2019.

- **Alte:**

8. MAZURU Sergiu; VACULENCO Maxim; BOSTAN Ion; **LEALIN Stanislav**; SCATICAILOV Serghei. *ROATĂ SATELIT.* Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Invenției PRO. Cluj Napoca, Romania. ISBN 978-606-737-356-1. Volumes 423. March 2019.
9. BOSTAN Ion; MAZURU Sergiu; CASIAN Maxim; **LEALIN Stanislav**; SCATICAILOV Serghei. *Wheel-satellite.* Proceedings of the 12 th Edition of European Exhibition of Creativity and Innovation, Romania 2020.
10. PLATON Andrei; MAZURU Alexandru; **LEALIN Stanislav.** *Procedeu de reglare a jocului axial în angrenajul conic.* Innovation and Creative Education Fair for Youth ICE-USV. July 2022. Suceava, Romania.
11. BOSTAN I., MAZURU S., TOCA A., CASIAN M., **LEALIN S.**, PLATON A., PETCO A. Expoziția Internațională Specializată, INFOINVENT 2021 Ediția a XVII-a, Chișinău, 17-20.11.2021. *Procedeu de reglare a jocului axial în angrenajul conic.* Diplomă și medalia de argint.
12. BOSTAN Viorel; BOSTAN Ion; MAZURU Sergiu; VACULENCO Maxim; **LEALIN Stanislav**; BREGNOVA Alina; PLATON Andrei. *Planetary precessional transmission.* 27-a ediție a Salonului, INVENTICA 2023, 21 iunie - 23 iunie 2023, Universității Tehnice "Gheorghe Asachi" din Iasi. Diplomă și medalia de Aur.

ADNOTARE

Lealin Stanislav, Argumentarea preciziei de execuție a ansamblurilor transmisiilor precesionale, teză de doctor în științe inginerești, Chișinău, 2024

Structura tezei: introducere, patru capitole, concluzii generale și recomandări, bibliografie cu 123 referințe, 2 anexe, 105 pagini de text principal (până la bibliografie), 213 figuri, 35 tabele. Rezultatele au fost publicate în 5 lucrări științifice, s-au obținut 2 brevete de invenție.

Cuvinte-cheie: roată-satelit, indice masă-gabarit, calculul tensiunilor, analiza dimensională, toleranțe, compensator pentru reglarea axială, transmisie precesională.

Scopul lucrării: argumentarea preciziei de fabricație, reducerea costurilor de producție și îmbunătățirea calității proceselor tehnologice prin optimizarea toleranțelor ansamblurilor transmisiilor precesionale.

Obiectivele cercetării: în baza studiului metodelor de analiză a lanțurilor dimensionale se argumentează precizia de fabricație a componentelor de baza a transmisiei precesionale de tipul 2K-H, se optimizează construcția roții-satelit a transmisiei, sunt elaborate soluții tehnice privind optimizarea constructivă și tehnologia de asamblare a mecanismului de transformare a mișcării de rotație a arborelui manivela în mișcare sfero-spațială a roții-satelit cu flotație axială și tangențială în angrenare de tip A_{cx-cv}^B și A_{cx-cv}^D . Sunt propuse soluții tehnice care permit argumentarea preciziei de execuție a pieselor de baza ale transmisiilor precesionale, ce permite reducerea consumului de materiale, costurilor și timpului de fabricație.

Noutatea și originalitatea științifică: în premieră s-a efectuat analiză lanțurilor dimensionale ale transmisiei precesionale de tip 2K-H, a fost optimizată construcția transmisiei, sau realizat simulării numerice a nodului precesional cu mișcare sfero-spațială, s-a elaborat mecanismul de transformare a mișcării de rotație a arborelui conducător în mișcarea sfero-spațială a roții-satelit în angrenările A_{cx-cv}^B și A_{cx-cv}^D cu reducerea cerințelor de precizie a pieselor componente.

Semnificația teoretică: pe baza metodicii de calcul a lanțurilor dimensionale cu programul „Tolerance Tools”, au fost obținute noi cunoștințe care au permis elaborarea metodicii de reglare a angrenării dinților roții-satelit și a roților centrale ale angrenajelor de tip A_{cx-cv}^B și A_{cx-cv}^D . Se propune utilizarea unor compensatoare speciale de reglare axială a poziționării roților angrenare sub formă de inele cu pas reglabil. Se propune metoda de calcul automatizat a lanțurilor dimensionale, a cărei aplicare permite evitarea calculelor complicate, excluderea utilizării metodei tabelare, determinarea toleranțelor optime, reducerea costurilor de producție și, de asemenea, dezvoltarea potențialelor probleme de producție.

Implementarea rezultatelor științifice: metodologia simulărilor numerice efectuate a fost implementată în compania cu capital străin S.R.L. "ISDP" Î.C.S., specializată în proiectarea și calcularea instalațiilor industriale.

АННОТАЦИЯ

Лялин Станислав, Аргументация точности исполнения узлов прецессионных передач, докторская диссертация в области инженерии, Кишинэу, 2024

Структура диссертации: введение, четыре главы, главные выводы и рекомендации, библиография 123 пункта, 2 приложения, 105 страниц основного текста (до библиографии), 213 рисунков, 35 таблиц. Результаты были опубликованы в 5 научных работах, получено 2 патента на изобретение.

Ключевые слова: сателлитное колесо, масса-габаритный показатель, расчет напряжений, размерный анализ, допуски, компенсатор осевой регулировки, прецессионный редуктор.

Цель работы: обоснование точности изготовления, снижение затрат производства и улучшение качества технологических процессов путем оптимизации допусков узлов прецессионных передач.

Задачи работы: на основе изучения методов анализа размерных цепей обоснована точность изготовления основных компонентов прецессионной передачи типа 2К-Н, оптимизирована конструкция сателлитного колеса, разработаны технические решения по оптимизации конструкции и технологии сборки механизма преобразования вращательного движения кривошипного вала в пространственно-сферическое движение сателлитного колеса с одной неподвижной точкой сателлитного колеса с зацеплением типа A_{cx-cv}^B и A_{cx-cv}^D . Предложены технические решения, позволяющие обосновать точность изготовления основных компонентов прецессионных передач, а также позволяют снизить себестоимость и времена на их производство.

Научная новизна: впервые был проведен анализ размерных цепей прецессионной передачи типа 2К-Н, оптимизирована конструкция передачи типа 2К-Н, произведено компьютерное моделирование прецессионного узла с пространственно-сферическим движением, разработан механизм преобразования вращательного движения кривошипного вала в пространственно-сферическое движение сателлитного колеса в зацеплениях типа A_{cx-cv}^B и A_{cx-cv}^D с уменьшением требований к точности изготовления деталей.

Теоретическая ценность: на основе методики расчета размерных цепей с использованием программы "Tolerance Tools" были получены новые данные, которые позволили разработать методику регулирования которые позволили разработать методику регулировки зазора зацепления зубьев сателлитного колеса и центральных колес тип A_{cx-cv}^B и A_{cx-cv}^D . Предлагается использование специальных компенсаторов для осевой регулировки положения зацепляющих колес в виде колец с регулируемым шагом. Предлагается методика автоматизированного расчета размерных цепей, применение которой позволяет избежать сложных расчетов, исключить использование таблиц, определить оптимальные допуски, снизить затраты на производство и выявить потенциальные производственные проблемы.

Внедрение научных результатов: методология проведенных симуляции была внедрена в компанию с иностранным капиталом S.R.L. "ISDP" Î.C.S., специализирующуюся на проектировании промышленных установок.

ANNOTATION

Lealin Stanislav, Augmenting the execution precision of precessional transmission assemblies, PhD dissertation in engineering sciences, Chişinău, 2024

Dissertation structure: introduction, four chapters, general conclusions and recommendations, bibliography with 123 references, 2 appendices, 105 pages of main text (up to the bibliography), 213 figures, 35 tables. The results have been published in 5 scientific conferences, and 2 invention patents have been obtained.

Keywords: satellite wheel, mass-size index, stress calculation, dimensional analysis, tolerances, compensator for axial adjustment, precessional transmission.

Research objective: the argumentation of manufacturing precision, reduction of production costs, and improvement of the quality of technological processes through the optimization of tolerances in precessional transmission assemblies.

Research tasks: based on the study of dimensional chain analysis methods, the manufacturing precision of basic components of the 2K-H precessional transmission has been argued. The construction of the satellite wheel of the transmission has been optimized, and technical solutions for constructive optimization and assembly technology of the mechanism for transforming the rotary motion of the crankshaft into a spherically spatial motion of the satellite wheel with axial and tangential flotation in the engagement of type A_{cx-cv}^B and A_{cx-cv}^D have been developed. Technical solutions have been proposed to justify the precision of execution of basic parts of precessional transmissions, reduce material consumption, costs, and manufacturing time.

Scientific value: for the first time, dimensional chain analysis of type 2K-H precessional transmission has been performed, the transmission construction has been optimized, or numerical simulations of the precessional node with spherically spatial motion have been conducted, the mechanism transforming the rotational motion of the driving shaft into spherically spatial motion of the satellite wheel in the engagements A_{cx-cv}^B and A_{cx-cv}^D with reduced precision requirements of component parts has been developed.

Theoretical value: based on the dimensional chain calculation methodology using the "Tolerance Tools" program, new knowledge has been obtained allowing the development of a methodology for adjusting the clearance of satellite wheel teeth and central wheels of A_{cx-cv}^B and A_{cx-cv}^D type engagements. The use of special compensators for axial adjustment of the positioning of meshing wheels in the form of rings with adjustable steps is proposed. An automated dimensional chain calculation methodology is proposed, the application of which avoids complex calculations, eliminates the use of tabular methods, determines optimal tolerances, reduces production costs, and reveals potential production problems.

Implementation of scientific results: the methodology of the conducted simulations has been implemented in the foreign-owned company "ISDP" S.R.L., specializing in the design and calculation of industrial installations.

LEALIN STANISLAV

**ARGUMENTAREA PRECIZIEI DE EXECUȚIE A
ANSAMBLURILOR TRANSMISIILOR PRECESIONALE**

242.05 - TEHNOLOGII, PROCEDEE ȘI UTILAJE DE PRELUCRARE

Rezumatul tezei de doctor în științe inginerești

Aprobat spre tipar: 19.09.2024
Hârtie ofset. Tipar ofset.
Coli de tipar.: 4.5

Formatul hârtiei 60x84 1/8
Tiraj 50 ex.
Comanda nr. 99

UTM, MD 2004, mun. Chișinău, bd. Ștefan cel Mare și Sfânt, nr. 168,
Republica Moldovei