



UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV

Departamentul Autovehicule și Transporturi
Disciplina Organe de Mașini



PROIECT DE AN LA DISCIPLINA

Organe de Mașini

Autor: Student Danila Mihai Bogdan

Programul de studii: Robotică

Grupa 4LF801 A

Coordonatori: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe MOGAN

Dr. ing. Eugen BUTILĂ

Drd. ing. Diana BUZDUGAN

UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV

FACULTATEA DE INGINERIE MECANICĂ

Disciplina Organe de Mașini

MEMORIU TEHNIC

**Autor: Student Danila Mihai Bogdan
Grupa 4LF801 A**

**Coordonatori: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe MOGAN
Dr. ing. Eugen BUTILĂ
Drd. ing. Diana BUZDUGAN**

CUPRINS

Introducere	5
1. Aspecte generale și tema de proiectare	6
1.1. Aspecte generale	6
1.2. Obiective și date de proiectare	6
1.2.1. Obiectivele proiectului	6
1.2.2. Date de proiectare.....	7
2. Schema structurală funcțional-constructivă și parametri cinetostatici	7
2.1. Schema structurală funcțional-constructivă	7
2.2. Parametri cinetostatici	8
3. Predimensionarea angrenajului	10
3.1. Alegerea tipului oțelului, tratamentelor termice și tehnologiilor	10
3.2. Predimensionarea angrenajului cilindric	13
3.2.1. Determinarea modulului frontal	13
3.2.2. Standardizarea modulului și parametri geometrici principali	15
3.2.3. Modelarea dinților roților în angrenare (CATIA)	15
3.2.4. Standardizarea distanței dintre axe și parametri geometrici principali	17
3.2.5. Modelarea și verificarea angrenajului deplasat (CATIA)	18
3.2.6. Modelarea și verificarea angrenării (CATIA)	19
4. Predimensionarea arborilor și alegerea rulmenților	21
4.1. Alegerea tipului oțelului, tratamentelor termice și tehnologiilor	21
4.2. Alegerea structurilor constructive alubansamblelor arborilor.....	23
4.2.1. Alegerea materialelor arborilor și tratamentelor termice	23
4.2.2. Calculul de predimensionare al arborilor	23
4.2.3. Standardizarea capetelor arborilor de intrare/ieșire	23
4.3. Alegerea rulmenților și montajelor	23
4.3.1. Alegerea rulmenților	23
4.3.2. Alegerea montajelor rulmenților	24
5. Modelarea și simularea cinematică a mecanismului	25
5.1. Generarea și simularea modelului cinematic	25
6. Verificarea (dimensionarea) angrenajului	26
6.1. Verificarea (dimensionarea) angrenajului cilindric.....	31
6.1.1. Geometria angrenajului și roților cilindrice	31
6.1.2. Alegerea procedeelor de prelucrare și de lubrifiere (ungere)	32
6.1.3. Determinarea factorilor de corecție.....	33
6.1.4. Determinarea coeficienților de siguranță și verificare/dimensionare.....	34
6.1.5. Parametri de execuție și montaj a angrenajului și roților dințate conice	34

7. Forțe în angrenajul cilindric	35
7.1. Schema forțelor din angrenaj	35
7.2. Determinarea forțelor din angrenaj	36
8. Alegerea și calculul asamblărilor cu pene paralele	37
8.1. Alegerea formelor și dimensiunilor penelor paralele	37
8.2. Calculul asamblărilor cu pene paralele	37
9. Proiectarea formei și generarea modelelor în catia ale parturilor pentru subansamblele principale	37
10. Generare subansamble rulmenți, arbori și angrenaj	38
11. Generare subansamble carcase	41
12. Generare model 3D ansambu	42
13. Verificarea arborilor	43
13.1. Verificarea arborelui de intrare	43
14. Verificarea rulmenților	51
14.1. Verificare rulmenți radiali pentru arborele de intrare	51
15. Modelarea și generarea desenului de ansamblu	53
Bibliografie	54

ANEXE (aplicații în CATIA)

1. Modelul dinților roților nedeplasate în angrenare
2. Modelul angrenajului cilindric cu danturi deplasate
3. Model pentru simularea și verificarea angrenării
4. Modelul 3D al reductorului
5. Desenul de ansamblu al reductorului
6. Desene de execuție

INTRODUCERE

Scopul proiectului de an la disciplina *Organe de mașini* implică dezvoltarea de abilități practice ale studenților de proiectare și sintetizare a cunoștințelor de mecanică, rezistența materialelor, tehnologia materialelor, organe de mașini I și reprezentare grafică în decursul anilor I și II, precum și modul în care aceștia pot rezolva în mod independent o lucrare de proiectare, pe baza algoritmilor, metodelor specifice și programelor avansate din domeniu.

Autorul,

1. ASPECTE GENERALE ȘI TEMA DE PROIECTARE

1.1 ASPECTE GENERALE

Reductorul de turație este un sistem mecanic demontabil, cu mișcări relative între elemente active (de obicei, roți dințate) care are ca parametri de intrare, puterea (momentul de torsiune) și turația (viteza unghiulară) arborelui de intrare, și ca parametri de ieșire, puterea (momentul de torsiune) și turația (viteza unghiulară) arborelui de ieșire.



Pe lângă funcția principală de transmitere a momentului de torsiune și mișcării de rotație prin angrenajele cu roți dințate conice și cilindrice se urmărește și îndeplinirea următoarelor funcții auxiliare: respectarea prevederilor de interschimbabilitate cerute de standardele din domeniu; respectarea condițiilor de protecție a omului și mediului.

1.2 OBIECTIVE ȘI DATE DE PROIECTARE

1.2.1 OBIECTIVELE PROIECTULUI

Obiectivul principal

Dobândirea și dezvoltarea de cunoștințe și abilități pentru identificarea, calculul și proiectarea formei elementelor componente ale transmisiilor mecanice, cu precădere reductoare conico-cilindrice, în vederea execuției și montajului acestora.

Obiective specifice

- dezvoltarea de cunoștințe fundamentale privind calculul și proiectarea elementelor transmisiilor mecanice, inclusiv aspecte privind alegerea materialelor și a tehnologiile de execuție și montaj;
- calculul elementelor și subansamblelor specializate ale transmisiilor mecanice de tip reductor de turație conico-cilindric (angrenaje, roți dințate, arbori, rulmenți etc.);
- dezvoltarea de cunoștințe de identificare și proiectare a formelor elementelor și subansamblelor transmisiilor mecanice, cu precădere a reductoarelor conico-cilindrice;
- dezvoltarea de abilități practice de utilizare a pachetelor performante de calcul (MDESIGN) și pentru proiectare (CATIA);
- dezvoltarea de abilități practice de elaborare a documentației grafice (modele 3D, desene de ansamblu și de execuție);
- dezvoltarea de abilități practice de elaborare a documentației scrise (memoriul tehnic).

1.2.2 DATE DE PROIECTARE

Tema de proiectare a unui produs, de obicei, este lansată de către un beneficiar și reprezintă o înșiruire de date, cerințe și condiții tehnice care constituie caracteristicile și performanțele impuse viitorului produs.

În tabelul următor se prezintă datele de proiectare impuse pentru o situație practică cerută, unde P_i [kW] reprezintă puterea la intrare, n_i [rot/min] - turația la intrare, i_R - raportul de transmitere al reductorului, L_h^{imp} [ore] - durata de funcționare impusă, PA - planul axelor roților angrenajului cilindric: orizontal (H) sau vertical (V), z_1^{cil} - numărul de dinți ai pinionului cilindric.

P_i [kW]	n_i [rot/min]	i_R	L_h^{imp} [ore]	PA	z_1^{cil}
12	3000	4	11000	Vs	19

Condiții de funcționare și constructive

Condiții de funcționare:

- tipul mașinii (utilajului) în care se integrează: elevator auto sau stand testare frâne;
- tipul încărcării exterioare: alternativă cu șocuri;
- tipul motorului de acționare: electric, asincron cu rotorul în scurtcircuit;
- nivel de vibrații și zgomot, max 25 dB.
- caracteristicile mediului în care funcționează: temperatura (- 20 ... 60 °C), umiditate max 30 g/m³;

Condiții constructive: ieșirea pe partea stângă; arborele de ieșire plin.

Condiții ecologice: utilizarea de materiale și tehnologii eco, reciclarea materialelor, protecția vieții; volum minim; greutate minimă.

Domenii de utilizare

Reductorul de turație de proiectat se poate integra în mașini de ridicat și transportat (de ex. elevatoare pentru ridicarea autoturismelor).

2. SCHEMA STRUCTURALĂ FUNCȚIONAL-CONSTRUCTIVĂ ȘI PARAMETRI CINETOSTATICI

2.1 SCHEMA STRUCTURALĂ FUNCȚIONAL-CONSTRUCTIVĂ

În figură se prezintă schema structurală funcțional-constructivă generală a reductoarelor conico-cilindrice în două trepte. Din punct de vedere funcțional se evidențiază următoarele elemente: I – angrenaj conic ortogonal cu dantură înclinată (curbă); II – angrenaj cilindric cu dantură înclinată; 1^I – pinion conic; 2^I – roată conică; 1^{II} – pinion cilindric; 2^{II} – roată cilindrică; A_1 – arborele de intrare; A_2 – arborele intermediar; A_3 – arborele de ieșire; $L_A^{A_1}$ - lagărul A al arborelui A_1 ; $L_B^{A_1}$ - lagărul B al arborelui A_1 ; $L_A^{A_2}$ - lagărul A al arborelui A_2 ; $L_B^{A_2}$ - lagărul B al arborelui A_2 ; $L_A^{A_3}$ - lagărul A al arborelui A_3 ; $L_B^{A_3}$ - lagărul B al arborelui A_3 .

Din punct de vedere constructiv, reductorul de turație formează un ansamblu compus din subansamble și elemente constructive. Subansamblele sunt structuri independente, care se evidențiază printr-un grup compact compus, în configurație minimală, din cel puțin două elemente constructive sau din alte subansamble și elemente constructive, în interacțiune permanentă, formate ținându-se cont, cu precădere, de tehnologiile de montaj, de întreținere și de exploatare.

În cazul reductoarelor conico-cilindrice se definesc următoarele subansamble: S_C – subasamblul carcasă; S_{A_1} - subasamblul arborelui de intrare, format din pinionul cilindric (1^I) fixat pe arborele de intrare (A_1) care la rândul său este fixat pe două lagăre ($L_{A_1}^{A_1}$ și $L_{B_1}^{A_1}$), se sprijină pe subasamblul carcasa S_C ; S_{A_2} - subasamblul arborelui de ieșire, format din roata cilindrică (2^I) fixat pe arborele de ieșire (A_2) care la rândul său este fixat pe două lagăre ($L_{A_2}^{A_2}$ și $L_{B_2}^{A_2}$), se sprijină pe subasamblul carcasa S_C .

2.2 PARAMETRI CINETOSTATICI

Numere de dinți și rapoarte de transmitere/angrenare

Considerând valorile numerelor de dinți ai pinionului cilindric, $z_1^I = z_1^{cil}$ se determină valoarea numărului de dinți ai roții cilindrice,

$$z_2^I = z_1^{cil} \cdot i_R = 19 \cdot 4 = 76$$

Se adoptă, $z_2^I = 76$

Astfel, se recalculează rapoartul de angrenare al angrenajului cilindric și al reductorului,

$$u_{rec1}^I = \frac{z_2^I}{z_1^I} = \frac{76}{19} = 4,$$

și raportul de transmitere,

$$i_{R rec1}^I = u_{rec1}^I = 4.$$

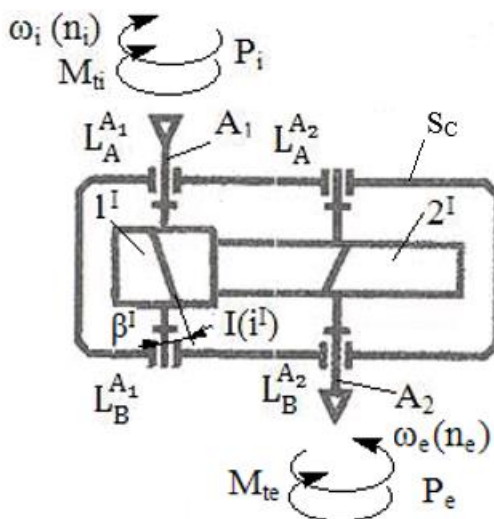
În tabelul următor se prezintă sintetic aceste valori precum și abaterea A_b raportului de transmitere recalculat față de cel impus care respectă abaterea acceptabilă de max $\pm 2\%$.

z_1^I	z_2^I	u_{rec1}^I	i_{rec1}^I	A_b
19	76	4	4	0%

Puteri, turații și momente de torsiune

Valorile puterilor la nivelul arborilor reductorului sunt:

$$P_1 = P_i = 12 \text{ kW},$$



$$P_2 = \eta^I P_i = 0,96 * 12 = 11,52 \text{ kW},$$

Valorile turațiilor la nivelul arborilor reductorului sunt:

$$n_1 = n_i = 3000 \text{ rot/min},$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{rec1}^I} = \frac{3000}{4} = 750 \text{ rot/min}.$$

Valorile momentelor de torsiune la nivelul arborilor reductorului sunt:

$$M_{t1} = M_{ti} = \frac{30}{\pi} 10^6 \frac{P_i}{n_i} = \frac{30}{\pi} 10^6 \frac{12}{3000} = 38197.1863 \text{ Nmm},$$

$$M_{t2} = M_{t1} u_{rec1}^I \eta^I = 38197.1863 * 4 * 0,96 = 146677.1955 \text{ Nmm}.$$

Obs. S-a considerat $\eta^I = 0,96$, randamentul angrenajului cilindric.

Aceste valori sunt sintetizate în următorul tabel

Arborele	Puterea [kW]	Turația [rot/min]	Momentul de torsiune [Nmm]
Arborele intrare (A ₁)	P ₁ = 12	n ₁ = 3000	M _{t1} = 38197.1863
Arborele de ieșire (A ₂)	P ₂ = 11.52	n ₂ = 750	M _{t2} = 146677.1955

3. PREDIMENSIONAREA ANGRENAJULUI

3.1 ALEGEREA TIPULUI OȚELULUI, TRATAMENTELOR TERMICE ȘI TEHNOLOGIILOR

Alegerea tipului oțelului și tratamentelor termice

Deoarece, $M_{ti} = 38197.1863 \text{ Nmm} > 30000...40000 \text{ Nmm}$, se va adopta pentru roțile angrenajului oțel de cementare.

Alegerea oțelului, durităților și rezistențelor

Pentru ambele roți dințate se adoptă oțelul, 18MoMnNi13 (oțel cu 0,18% C aliat cu Molibden, Mangan și Nichel 1,3%) cu caracteristicile mecanice din tabel.

Oțelul	Limita de curgere, σ_c [MPa]	Rezistența la rupere, σ_r [MPa]	Tratamentul termic de bază	Duritățile flancurilor dinților roților	Duritățile zonelor interioare ale dinților	Tensiunea limită la contact, σ_{Hlim} [MPa]	Tensiunea limită la încovoiere, σ_{Flim} [MPa]
C15,C20	280	390	Cementare	HRC _{1,2} = 60	HB _{1,2} = 130	1440	145

Procedee de prelucrare a danturii

Corespunzător tipului materialului și tratamentului termic adoptate se impune prelucrarea prin frezare înainte de cementare și prin rectificare după călire și revenire înaltă.

3.2 PREDIMENSIONAREA ANGRENAJULUI CILINDRIC

3.2.1 DETERMINAREA MODULULUI FRONTAL

Schema de calcul

În figură se prezintă schema de calcul a angrenajului cilindric în care se evidențiază momentul de torsiune al pinionului (T_1) și parametri geometrice de calcul: diametrul de divizare al pinionului (d_1), diametrul de divizare al roții (d_2), lățimea danturii pinionului (b_1), lățimea danturii roții (b_2), distanța dintre axe de referință (a), unghiul de înclinare a danturii (β).

Date de intrare

În tabel sunt sintetizate valorile parametrelor de calcul cunoscute.

Denumirea parametrului	Simbolul	Valoarea	Unitatea de măsură
Raportul de angrenare	u	4	-
Numărul de dinți al pinionului	z_1	19	-
Momentul de torsiune al pinionului	T_1	38197.1863	Nmm
Turația pinionului conic	n_p	3000	rot/min
Durata de funcționare impusă	$L_{h \text{ imp}}$	11000	ore
Tensiunea limită la oboseala de contact,	σ_{Hlim}	1440	MPa
Tensiunea limită la oboseala încovoiere,	σ_{Flim}	145	MPa
Unghiul de înclinare a danturii	β	15	° (grade)

Calculul modulului frontal din solicitarea de contact

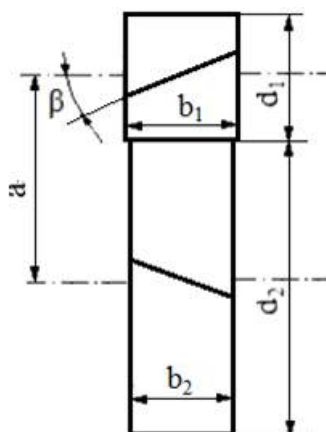
Valoarea modulului exterior din solicitarea de contact se determină cu relația,

$$m_H = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\psi_d z_1^3 \sigma_{HP}^2} (Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta)^2 \frac{u \pm 1}{u}}$$

conform datelor următoare:

T_1	= 38197.18634205 Nmm	u	= 4	β	= 15 °	z_1	= 19
K_A	= 1.5	K_V	= 1.10	$K_{H\alpha}$	= 1.3	$K_{H\beta}$	= 1.5
Z_E	= 190 MPa ^{1/2}	Z_ϵ	= 2.457	Z_H	= 0.92	ψ_d	= 1
σ_{HP}	= 1309.090909090 MPa						
<input type="button" value="Calculează"/>							

$$m_H = 3.367545251683 \text{ mm}$$



unde, T_1 reprezintă momentul de torsiune al pinionului (M_{t2}), u - raportul de angrenare al angrenajului cilindric, β - unghiul de înclinare a danturii, z_1 - numărul de dinți ai pinionului cilindric, K_A - factorul regimului de funcționare, K_V - factorul dinamic, $K_{H\alpha}$ - factorul repartizării neuniforme a sarcinii pe perechile de dinți aflate în angrenare pentru solicitarea de contact, $K_{H\beta}$ - factorul repartizării neuniforme

a sarcinii pe lungimea dintelui pentru solicitarea de contact, Z_E - factorul de elasticitate a materialelor roților, Z_H - factorul zonei de contact, Z_ϵ - factorul gradului de acoperire pentru solicitarea de contact, $\psi_d = b/d_1$ - factorul de lățime, σ_{HP} - tensiunea admisibilă la solicitarea de contact.

Calculul modului frontal exterior din solicitarea de încovoiere

Valoarea modului frontal din solicitarea de încovoiere se determină cu relația,

$$m_F = \sqrt[3]{\frac{2 T_1}{\psi_d z_1^2 \cos \beta} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_\beta \max\left(\frac{Y_{Sa1} Y_{Fa1}}{\sigma_{FP1}}, \frac{Y_{Sa2} Y_{Fa2}}{\sigma_{FP2}}\right)}$$

conform datelor următoare:

T_1	=	<input type="text" value="38197.18634205"/>	Nmm	u	=	<input type="text" value="4"/>	β	=	<input type="text" value="15"/>	°	z_1	=	<input type="text" value="19"/>
K_A	=	<input type="text" value="1.5"/>	K_V	=	<input type="text" value="1.10"/>	$K_{F\alpha}$	=	<input type="text" value="1.3"/>	$K_{F\beta}$	=	<input type="text" value="1.5"/>		
Y_{Fa1}	=	<input type="text" value="3.2"/>	Y_{Fa2}	=	<input type="text" value="2.6"/>	Y_{Sa1}	=	<input type="text" value="1.5"/>	Y_{Sa2}	=	<input type="text" value="1.8"/>		
Y_β	=	<input type="text" value="0.9"/>	Y_ϵ	=	<input type="text" value="0.77"/>	ψ_d	=	<input type="text" value="1"/>					
σ_{FP1}	=	<input type="text" value="193.333333333"/>	MPa	σ_{FP2}	=	<input type="text" value="193.333333333"/>	MPa						

m_F = mm

unde, T_1 reprezintă momentul de torsiune al pinionului (M_{t2}), u - raportul de angrenare al angrenajului cilindric, β - unghiul de înclinare a danturii curbe, z_1 - numărul de dinți al pinionului cilindric, K_A - factorul regimului de funcționare, K_V - factorul dinamic, $K_{F\alpha}$ - factorul repartizării neuniforme a sarcinii pe perechile de dinți aflate în angrenare pentru solicitarea de încovoiere, $K_{F\beta}$ - factorul repartizării neuniforme a sarcinii pe lungimea dintelui pentru solicitarea de încovoiere, Y_{Fa1} - factorul de formă a dinților pinionului cilindric, Y_{Fa2} - factorul de formă a dinților roții cilindrice, Y_{Sa1} - factorul de corecție a tensiunii la baza dinților pinionului cilindric, Y_{Sa2} - factorul de corecție a tensiunii la baza dinților roții cilindrice, Y_β - factorul înclinării dinților, Y_ϵ - factorul gradului de acoperire pentru solicitarea de încovoiere, $\psi_d = b/d_1$ - factorul de lățime, σ_{FP1} - tensiunea admisibilă la solicitarea de încovoiere pentru pinion, σ_{FP2} - tensiunea admisibilă la solicitarea de încovoiere pentru roată.

Modulul frontal calculat al danturii

Ținând cont de valorile modului frontal exterior obținute din calculele la contact și încovoiere rezultă, $m_c = \max(m_H, m_F) = \max(3.3675; 2.2975) = 3.3675$ mm.

Astfel, se evidențiază că solicitarea de contact este solicitarea principală.

3.2.2 STANDARDIZAREA MODULULUI NORMAL ȘI PARAMETRI GEOMETRICI PRINCIPALI













Ca urmare a standardizării modului normal se pot determina parametri principali ai angrenajului cilindric.

Parametrul	Simbolul	Valoarea [mm]	Observații
Modulul frontal calculat	m_c	3.3675	
Modulul normal calculat	$m_{nc} = m_c \cos \beta$	3.2527	
Modulul normal (standardizat)	m_n	3.5	
Modulul frontal	$m = \frac{m_n}{\cos \beta}$	3.6234	
Diametrul de divizare al pinonului	$d_1 = m z_1$	68.8458	$a = (d_1 + d_2)/2$, 172.1146= (68.8458+275.3834)/2 (se verifică)
Diametrul de divizare al roții	$d_2 = m z_2$	275.3834	
Distanța dintre axe de referință	$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$	172.1146	
Lățimea danturii roții	$b_2 = \psi_d d_1$	69	


















Lățimea danturii pinionului	$b_1 = b_2 + 4 \dots 6$	74	
-----------------------------	-------------------------	----	--

3.2.3 MODELAREA DINȚILOR ROȚILOR ÎN ANGRENARE (CATIA)

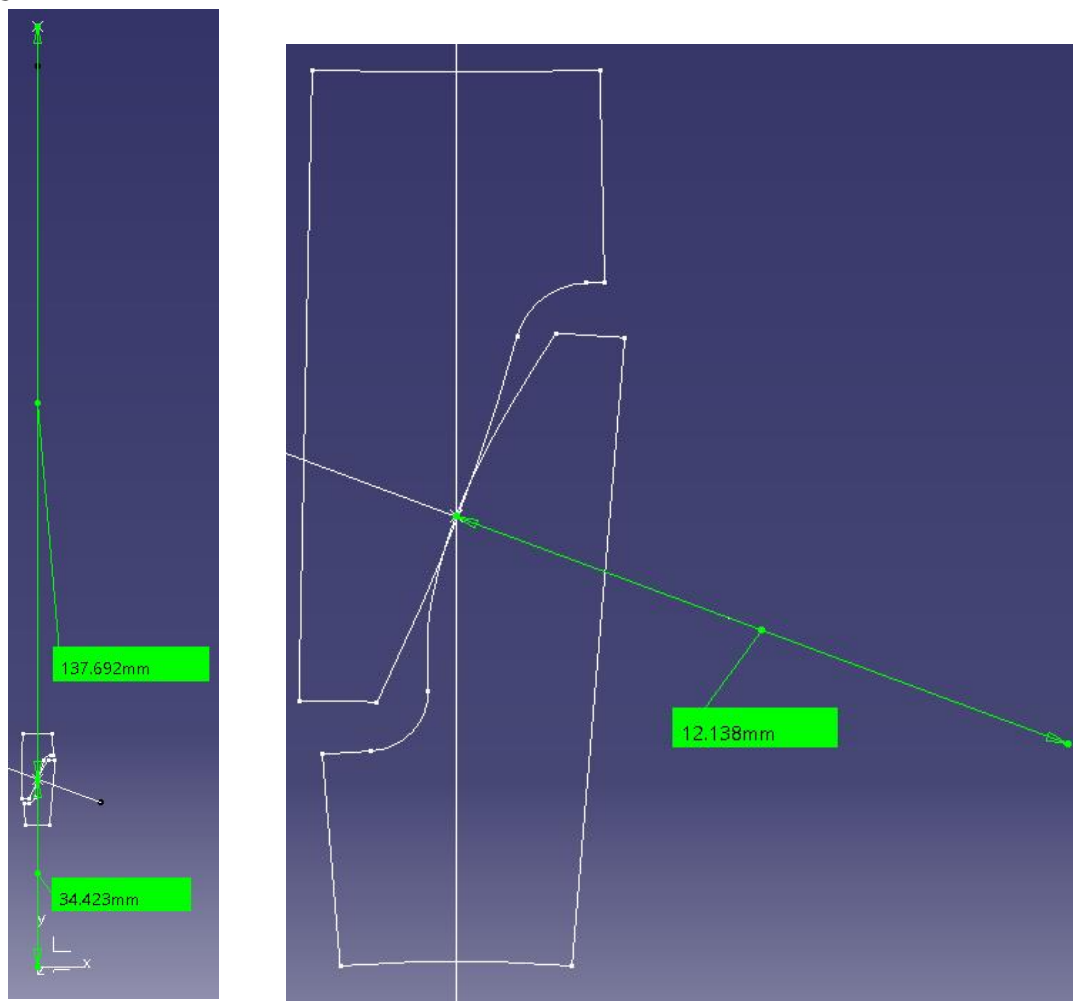
Personalizarea datelor de intrare în aplicația CATIA

 'Date de intrare' =	Simbol teoretic	Semnificația
 $\alpha_n = 20 \text{deg}$	α_n	Unghiul de presiune (angrenare) normal [°]
 $h_{an} = 1$	h_{an}^*	Coeficientul înălțimii capului dintelui
 $c_n = 0.25$	c_{0n}^*	Coeficientul jocului la piciorul dintelui
 $\rho_n = 0.375$	ρ_n^*	Coeficientul razei de racordare
 $z_1 = 19$	z_1	Numărul de dinți ai pinionului
 $z_2 = 76$	z_2	Numărul de dinți ai roții
 $m_n = 3.5 \text{mm}$	m_n	Modulul normal [mm]
 $\beta = 15 \text{deg}$	β	Unghiul de înclinare a danturii [°]
 $a_w = 172.115 \text{mm}$	a_w	Distanța dintre axe (reală) [mm]
 $x_{n1} = 0$	x_{n1}	Coeficientul deplasării de profil a danturii pinionului (zero, roți nedepasate)
 $g = 4 \text{mm}$	g	Grosimea coroanei [mm]

Verificarea modelului CATIA

 'Parametri angrenaj și roți' =	Simbol teoretic	Semnificația	Verificare
 $u = 4 = z_2 / z_1$	u	Raportul de angrenare	$u > 1$; $4 > 1$
 $m_t = 3.623 \text{mm} = m_n$	m	Modulul frontal [mm]	$m > m_n$; $3.6234 > 3.5$
 $a = 172.115 \text{mm} = m_t$	a	Distanța dintre axe de referință [mm]	$a = a_w$; $172.115 = 172.115$
 $\alpha = 20.647 \text{deg} = \alpha_n$	α	Unghiul de presiune frontal [°]	$\alpha > \alpha_n$; $20.647 > 20$
 $\alpha_w = 20.647 \text{deg} = \alpha$	α_w	Unghiul de angrenare frontal [°]	$\alpha_w = \alpha$; $20.647 = 20.647$
 $a_w_{rec} = 172.115 \text{mm}$	a_w	Distanța dintre axe reală [mm]	$a_w (a_w_{rec}) = a$ $172.115 = 172.115$
 $x_{ns} = 0 = (\tan(\alpha_w) - \tan(\alpha)) / (2 \tan(\alpha))$	x_{ns}	Suma coeficienților deplasărilor	$x_{ns} = 0$
 $x_{n2} = 0 = x_{ns} - x_{n1}$	x_{n2}	Coeficientul deplasării roții	$x_{n2} = 0$
 $r_{d1} = 34.423 \text{mm} = m_t$	r_{d1}	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{d1} + r_{d2} = a$ $34.423 + 137.692 = 172.115$
 $r_{d2} = 137.692 \text{mm} = m_t$	r_{d2}	Raza cercului de divizare al roții [mm]	
 $r_{w1} = 34.423 \text{mm} = m_t$	r_{w1}	Raza cercului de rostogolire al pinionului [mm]	$r_{w1} = r_{d1}$; $34.423 = 34.423$
 $r_{w2} = 137.692 \text{mm} = m_t$	r_{w2}	Raza cercului de rostogolire al roții [mm]	$r_{w2} = r_{d2}$; $137.692 = 137.692$
 $r_{f1} = 30.048 \text{mm} = m_n$	r_{f1}	Raza cercului de picior al pinionului [mm]	$r_{f1} < r_{d1}$; $30.048 < 34.423$
 $r_{f2} = 133.317 \text{mm} = m_n$	r_{f2}	Raza cercului de picior al roții [mm]	$r_{f2} < r_{d2}$; $133.317 < 137.692$
 $r_{a1} = 37.923 \text{mm} = (2 \cdot a_w + r_{f1})$	r_{a1}	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{a1} > r_{d1}$; $37.923 > 34.423$
 $r_{a2} = 141.192 \text{mm} = (2 \cdot a_w + r_{f2})$	r_{a2}	Raza cercului de divizare al roții [mm]	$r_{a2} > r_{d2}$; $141.192 > 137.692$

Modelul CATIA



3.2.4 STANDARDIZAREA DISTANȚEI DINTRE AXE ȘI PARAMETRI GEOMETRICI PRINCIPALI

Alegerea (standardizarea) distanței dintre axe

Pentru distanța dintre axe standard, $a_w = 180$ mm, restricțiile impuse în vederea realizării angrenajului cu distanța dintre axe impusă - $0,5m_n < a_w - a \leq m_n$ devin:

$-0,5 * 3,5 < 180 - 172,115 \leq 3,5$ sau $1,75 < 7,885 \leq 3,5$??? Se observă că una din restricții (a doua, marcată cu roșu) nu este îndeplinită și se impune modificarea parametrilor angrenajului nedeplasat.

Modificarea parametrilor angrenajului de referință

Considerând, $u_{rec1}^{II} = 4$, se determină numerele de dinți teoretice:

$$z_1 = \frac{2 a_w \cos \beta}{m_n (u_{rec1}^{II} + 1)} = \frac{2 * 180 \cos 15}{3,5 (4 + 1)} = 19,8704;$$

$$z_2 = u z_1 = 3,9541 * 17,59 = 79,4818.$$

Ca urmare a rounjirilor se pot considera 4 perechi (z_1, z_2) posibile)

Numărul de dinți ai pinionului, z_1	Numărul de dinți ai roții, z_2	Raportul de angrenare recalculat, $u_{rec2}^{II} = z_2/z_1$	Abaterea raportului de angrenare, u_{rec2}^{II} față de u_{rec1}^{II} A_b [%]	Distanța dintre axe de referință recalculată, a^r [mm]
19	79	4.1578	0	177.5498

19	80	4.2105	0	179.3615
20	79	3.95	0	179.3615
20	80	4	0	181.1733
Obs. [z ₁] sau [z ₂] reprezintă partea întreagă a valorilor numerelor de dinți				

Dintre cele 4 posibilități din acest tabel se adoptă perechea (z₁, z₂) = (19,79) cu distanța dintre axe de referință recalculată a^r = 177.5498 < 180 mm. Astfel rezultă angrenaj PLUS, care asigură rezistențe la contact și încovoiere mărite.

Determinarea parametrilor geometrici ai angrenajului deplasat












Denumirea parametrului	Relația de calcul	Valoarea	Unitatea de măsură	Observații
Unghiul de presiune frontal	$\alpha = \arctg \frac{tg \alpha_n}{\cos \beta}$	20,6468	[°]	$\alpha_n = 20^\circ$
Unghiul de angrenare frontal	$\alpha_w = \arccos(\frac{a}{a_w} \cos \alpha)$	22.6263	[°]	
Suma coeficienți depasărilor de profil ale danturilor roților	$x_{ns} = \frac{(\text{inv} \alpha_w - \text{inv} \alpha) (z_2 + z_1)}{2 tg \alpha \cos \beta}$	0.7326		
Coeficientul deplasării de profil a danturii pinionului	$x_{n1} = \frac{x_{ns}}{2} + \left(0,5 - \frac{x_{ns}}{2}\right) \frac{\log(z_2/z_1)}{\log\left(\frac{z_1 z_2}{100 (\cos \beta)^6}\right)}$	+0.4371		$x_{n2} = +0.2954$

Pentru asigurarea distanței dintre axe impusă (a_w = 180 mm) și pentru asigurarea unei angrenări corespunzătoare, în continuare, se vor considera următoarele valori:

















Numărul de dinți ai pinionului, z ₁	Numărul de dinți ai roții, z ₂	Coeficientul deplasării de profil a danturii pinionului, x _{n1}	Coeficientul deplasării de profil a danturii roții, x _{n2}	Raportul de angrenare recalaculat, u ^{II} _{rec2}
19	79	+ 0.4371	0.2954	4

3.1.1 MODELAREA ȘI VERIFICAREA ANGRENAJULUI DEPLASAT (CATIA)

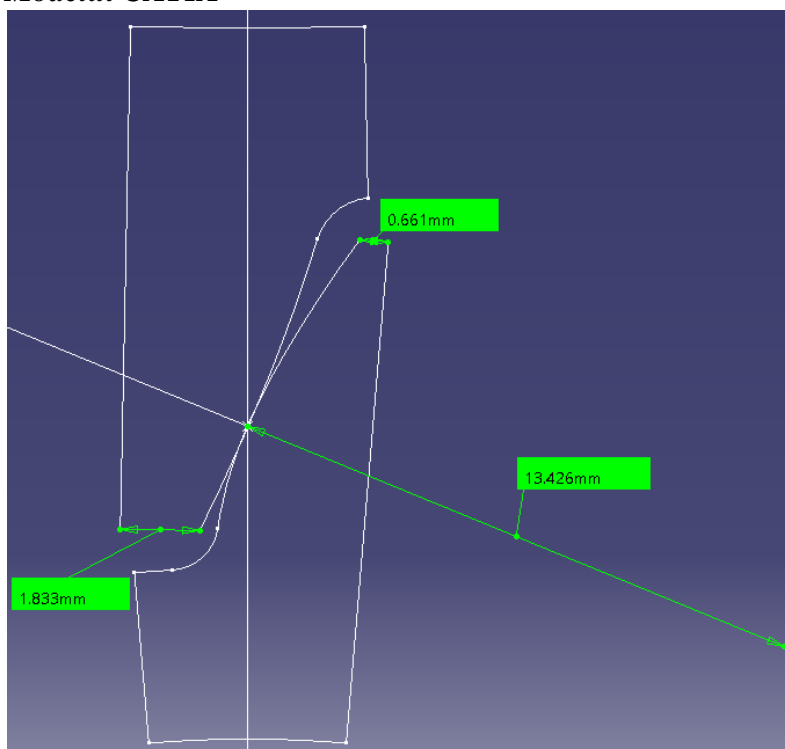
Personalizare date de intrare

 alfa_n=20deg	α_n	Unghiul de presiune (angrenare) normal [°]
 ha_n=1	h_{an}^*	Coeficientul înălțimii capului dintelui
 c_n=0.25	c_{0n}^*	Coeficientul jocului la piciorul dintelui
 rho_n=0.375	ρ_n^*	Coeficientul razei de racordare
 z1=19	z ₁	Numărul de dinți ai pinionului (modificat)
 z2=79	z ₂	Numărul de dinți ai roții (modificat)
 m_n=3.5mm	m _n	Modulul normal [mm]
 beta=15deg	β	Unghiul de înclinare a danturii [°]
 aw=180mm	a _w	Distanța dintre axe reală [mm]
 xn1=0.4371	x _{n1}	Coeficientul deplasării de profil a danturii pinionului (calculat)
 g=4mm	g	Grosimea coroanei [mm]

Verificarea modelului

Parametri angrenaj și roți	Simbol teoretic	Semnificația	Verificare
 $u=4.157894737=z$	u	Raportul de angrenare	$u = u_{rec2}^{II}$; $4.1578 \approx 4,158$
 $m_t=3.623mm=m$	m	Modulul frontal [mm]	$m > m_n$; $3.623 > 3.5$
 $a=177.55mm=m_t$	a	Distanța dintre axe de referință [mm]	$a < a_w$; $177.55 < 180$
 $\alpha=20.647deg=at$	α	Unghiul de presiune frontal [°]	$\alpha < \alpha_w$, $20,647 < 22,22$ (angr. PLUS)
 $\alpha_w=22.626deg=.$	α_w	Unghiul de angrenare fronat [°]	
 $a_w=180mm=m$	a_w	Distanța dintre axe reală [mm] (verificare)	$a_w > a$; $180 > 177.55$ (angr. PLUS)
 $x_{ns}=0.732595462=$	x_{ns}	Suma coeficienților depasărilor	$x_{ns} > 0$; $0,7325 > 0$ (angr. PLUS)
 $x_{n2}=0.295495462=$	x_{n2}	Coeficientul deplasării roții	
 $r_{d1}=34.423mm=m$	r_{d1}	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{w1,2} > r_{d1,2}$ (angr. PLUS) $34.898 > 34.423$; $145.102 > 143.127$
 $r_{d2}=143.127mm=r$	r_{d2}	Raza cercului de divizare al roții [mm]	
 $r_{w1}=34.898mm=m$	r_{w1}	Raza cercului de rostogolire al pinionului [mm]	$r_{d1} + r_{d2} = a$; $34.423 + 143.127 = 177.55$ $r_{w1} + r_{w2} = a_w$; $34.898 + 145.102 = 180$
 $r_{w2}=145.102mm=$	r_{w2}	Raza cercului de rostogolire al roții [mm]	
 $r_{f1}=31.578mm=m$	r_{f1}	Raza cercului de picior al pinionului [mm]	$r_{f1} < r_{w1}$; $31.578 < 34.898$
 $r_{f2}=139.786mm=m$	r_{f2}	Raza cercului de picior al roții [mm]	$r_{f2} < r_{w2}$; $139.786 < 145.102$
 $r_{a1}=39.339mm=(2$	r_{a1}	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{a1} > r_{w1}$; $39.339 > 34.898$
 $r_{a2}=147.547mm=($	r_{a2}	Raza cercului de divizare al roții [mm]	$r_{a2} > r_{w2}$; $147.547 > 145.102$

Modelul CATIA



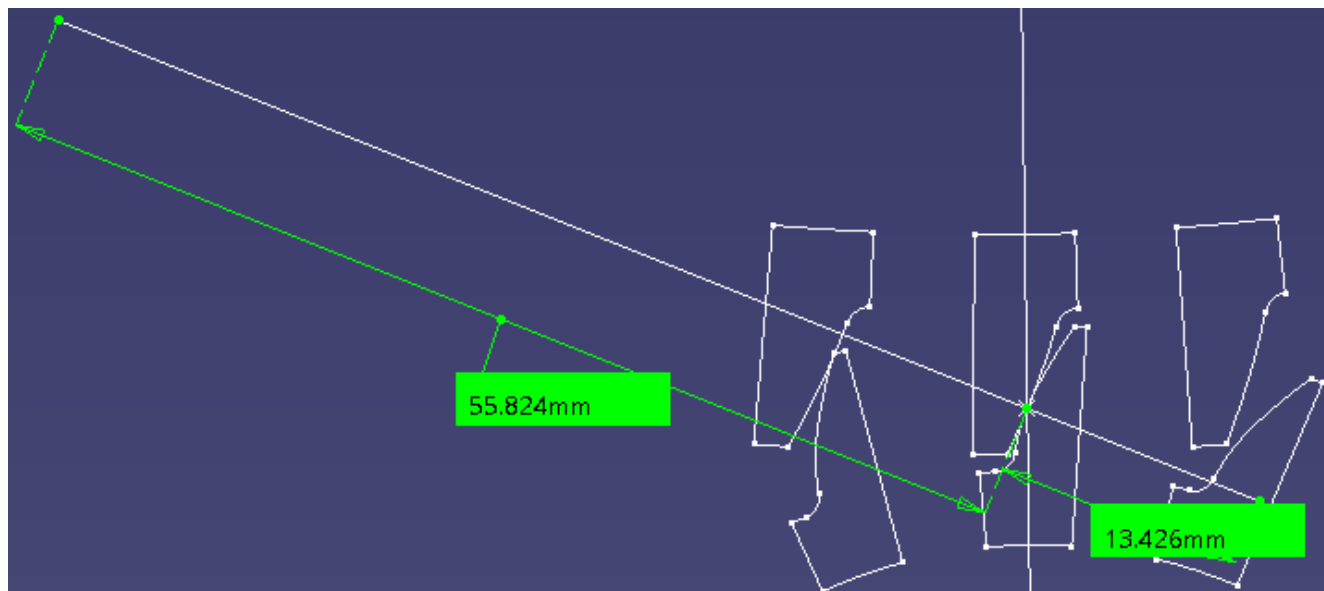
Verificarea ascuțirii dinților roților

Prin măsurare pe modelul CATIA, $s_1 = 0,661$ mm și $s_2 = 1.833$ mm.

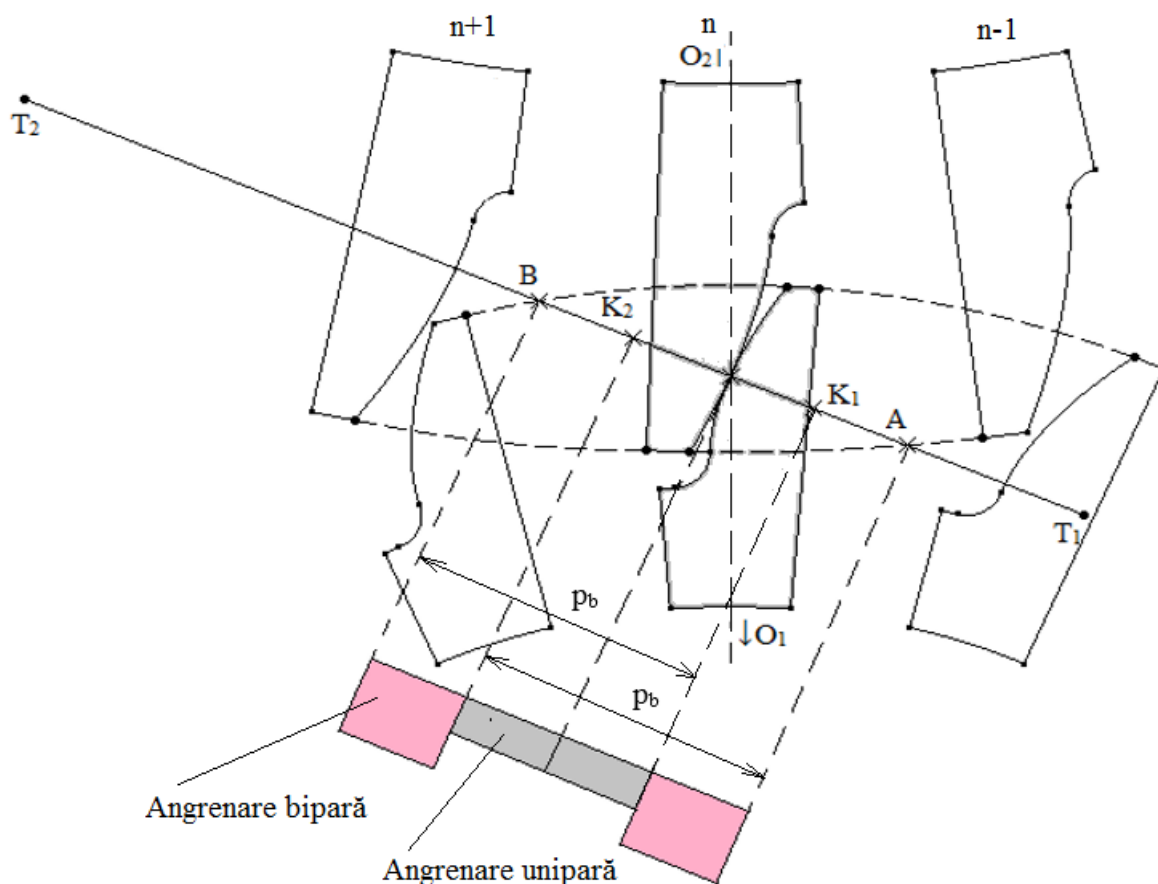
$s_{1,2} > (0, 3 \dots 0,45) m_n/2$; **0.661 > 0,6 ...0,9 mm (se verifică).**

3.1.2 MODELAREA ȘI VERIFICAREA ANGRENĂRII (CATIA)

Modelul CATIA

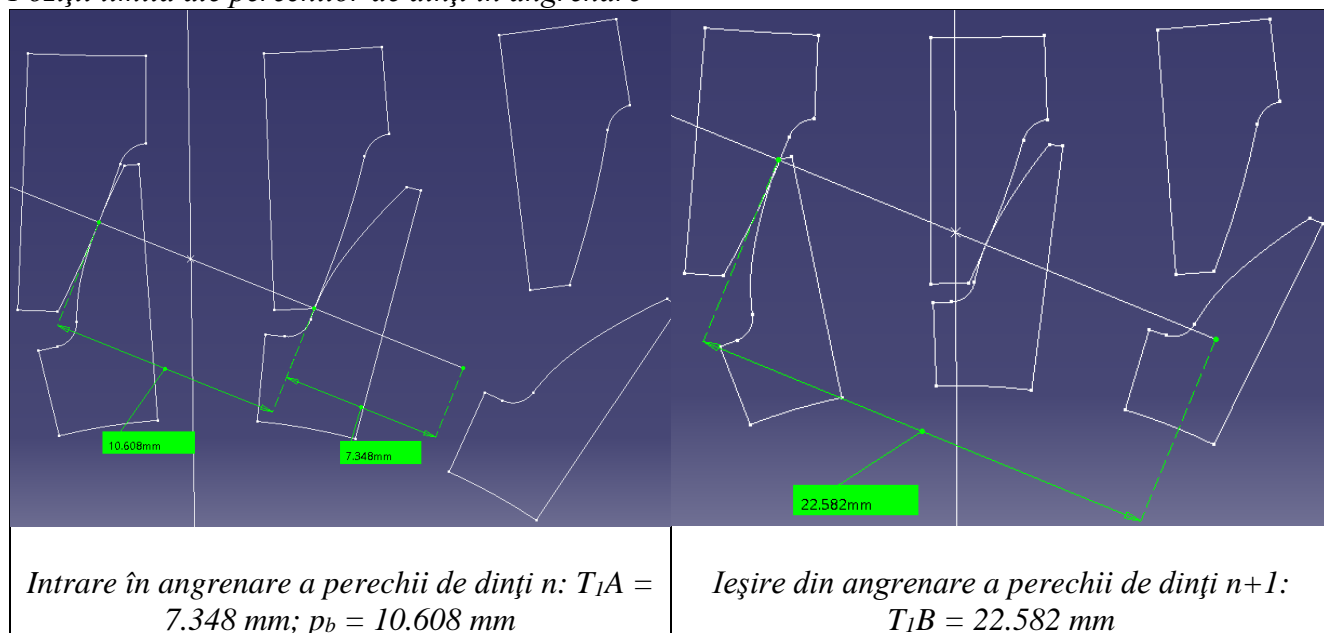


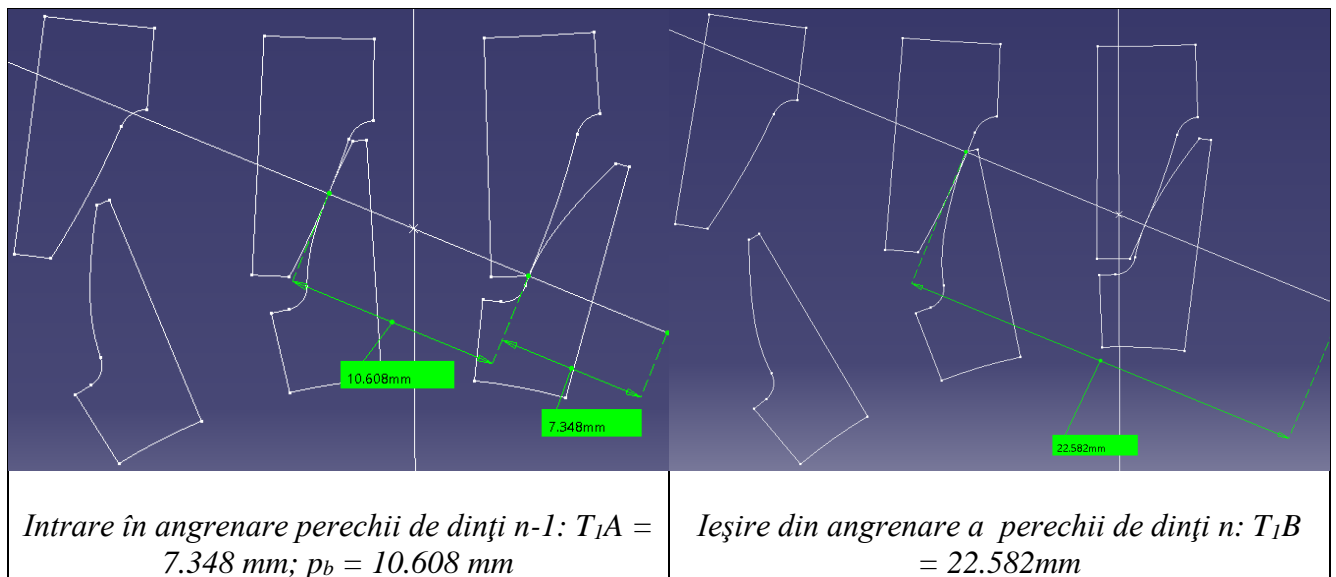
Simularea angrenării și verificarea continuității
Schema continuității angrenării



Semnificațiile parametrilor: C – polul angrenării; T_1T_2 – segmentul teoretic de angrenare; AB – segmentul real de angrenare; K_1K_2 - segmentul de angrenare unipară (numai o pereche de dinți în contact); AK_1 și K_2B – segmente de angrenare bipară (două perechi de dinți în angrenare simultan); p_b – pasul pe cercul de bază

Poziții limită ale perechilor de dinți în angrenare





Determinarea valorii aproximative a gradului de acoperire frontal prin măsurare:

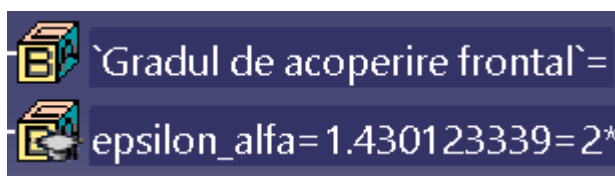
$$\varepsilon_{\alpha}^m = \frac{AB}{P_b} = \frac{T_1B - T_1A}{p_b} = \frac{22.582 - 7.348}{10.608} = 1.43608.$$

Valorile numerice sunt obținute prin măsurare de cel puțin două ori, conform tebelului de mai sus; în această relația s-au considerat mediile aritmetice ale valorilor măsurate.

Determinarea valorii exacte a gradului de acoperire frontal prin calcul cu relația,

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\left(2 \cos \beta \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - 2 a_w \sin \alpha_w \right)}{2 \pi m_n \cos \alpha},$$

pentru care din modelul CATIA rezultă,

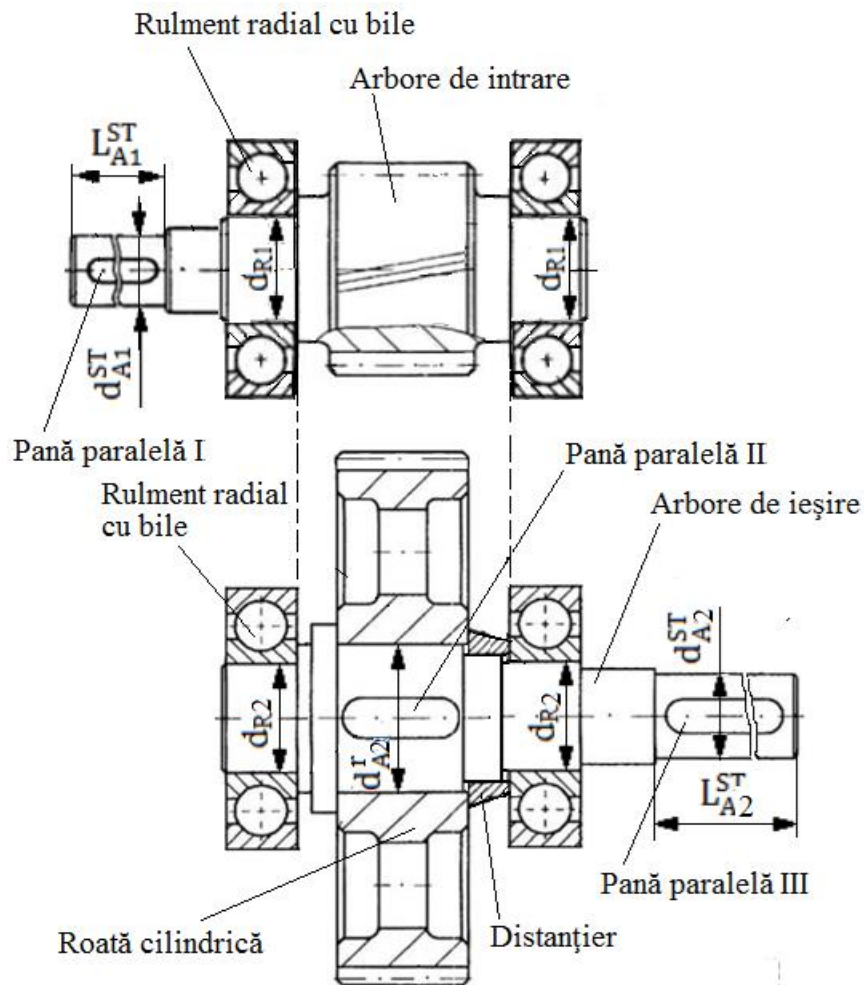


Abaterea valorii gradului de acoperire obținut prin măsurare, $\varepsilon_{\alpha}^m = 1.43608$, în raport cu gradul de acoperire calculat, $\varepsilon_{\alpha} = 1.430123339$, este -0.4181%.

4. PREDIMENSIONAREA ARBORILOR ȘI ALEGEREA RULMENȚILOR

4.1 ALEGEREA STRUCTURILOR CONSTRUCTIVE ALUBANSAMBLELOR ARBORILOR

Subansamble arbori de intrare, intermediar și de ieșire



Semnificații parametri

d_{A1}^{ST} – diametrul capului arborelui de intrare (standardizat), L_{A1}^{ST} – lungimea capului arborelui de intrare (standardizat), d_{A2}^{ST} – diametrul capului arborelui de ieșire (standardizat), L_{A2}^{ST} – lungimea capului arborelui de ieșire (standardizat), d_{A2}^r – diametrul arborelui de ieșire (tronsoanel de așezare a roții cilindrice), d_{R1} – diametrul interior al rulmenților arborelui de intrare, d_{R2} – diametrul interior al rulmenților arborelui de ieșire.

4.2 PREDIMENSIONAREA ARBORILOR

4.2.1 ALEGEREA MATERIALELOR ARBORILOR ȘI TRATAMENTELOR TERMICE

Caracteristicile oțelurilor și tratamentele termice

Oțelul	Limita la curgere/rupe re [MPa]	Tensiunea admisibilă la încovoiere [MPa]			Tratamentul termic	Duritatea la suprafață	Duritatea în interior
		Statică	Pulsatorie	Alternant simetrică			
Marca	σ_c/σ_r	σ_{aiI}	σ_{aiII}	σ_{aiIII}	Îmbunătățire/Cementare	HB/HRC	HB
Arborele de intrare (corp comun cu pinionul cilindric)							
C15,C20	280/400	130	70	40	Cementare	60 HRC	130
Arborele de ieșire							

C45	600/800	200	95	55	Îmbunătățire	250...300 HB	250...300
-----	---------	-----	----	----	--------------	-----------------	-----------

4.2.2. CALCULUL DE PREDIMENSIONARE A ARBORILOR

De ce predimensionare din solicitarea de torsiune ?

Deoarece nu se poate face dimensionare cu laurea în considerare și a solicitării de încovoiere, necunoscând, la această etapă, valorile momentelor de încovoiere. Diagramele momentelor de încovoiere se vor putea determina numai după definitivarea configurațiilor arborilor ca urmare a generării formelor acestora ca modele 3D cvasifinale în CATIA.

Relația de calcul

$$d_{Ai} = \sqrt[3]{\frac{16 M_{ti}}{\pi \tau_{ati}}},$$

unde, considerând $i = 1, 2$, d_{A1} reprezintă diametrul arborelui de intrare, d_{A2} - diametrul arborelui de ieșire, M_{t1} - momentul de torsiune al arborelui de intrare, M_{t2} - momentul de torsiune al arborelui de ieșire, τ_{at1} - tensiunea admisibilă la torsiune a materialului arborelui de intrare, τ_{at2} - tensiunea admisibilă la torsiune a materialului arborelui de ieșire.

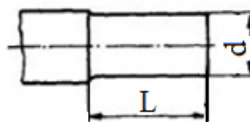
Valorile parametrilor de calcul

Parametrul	Arbore de intrare (A ₁)	Arbore de ieșire (A ₃)
Momentul de torsiune	$M_{t1} = 38197.1863 \text{ Nmm}$	$M_{t2} = 146677.1955 \text{ Nmm}$
Tensiunea admisibilă	$\tau_{at1} = 24 \text{ MPa}$	$\tau_{at2} = 27 \text{ MPa}$
Diametrul	$d_{A1} = 20 \text{ mm}$	$d_{A2} = 30 \text{ mm}$

Obs. Valorile diametrelor se vor rotunji.

4.2.3 STANDARDIZAREA CAPETELOR ARBORILOR DE INTRARE/IEȘIRE

Formă și dimensiuni



Valorile parametrilor

Denumire parametru	Arbore de intrare (A1)	Arbore de ieșire (A2)
Diametrul standard	$d_{A1}^{ST} = 20 \text{ mm}$	$d_{A2}^{ST} = 30 \text{ mm}$
Lungimea standard	$L_{A1}^{ST} = 36 \text{ mm}$	$L_{A2}^{ST} = 58 \text{ mm}$

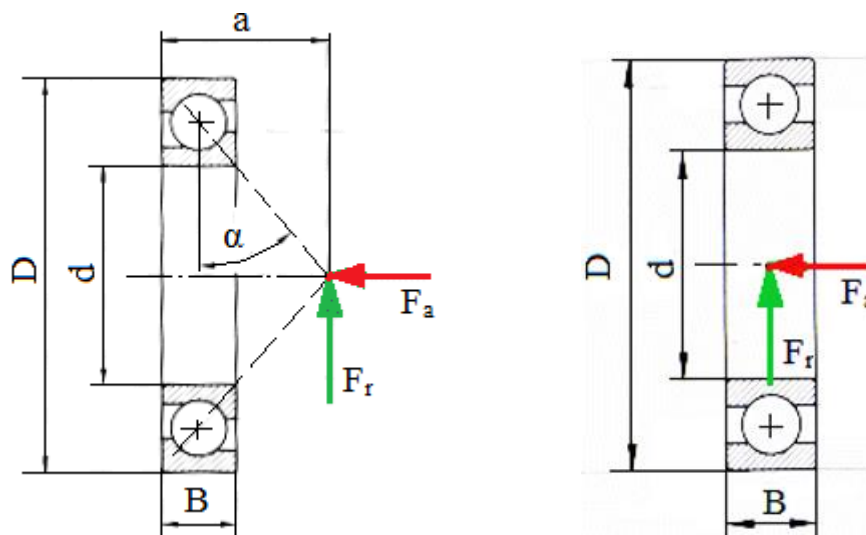
Obs. S-au adoptat capete de arbori cu lungime scurtă.

4.3 ALEGEREA RULMENȚILOR ȘI MONTAJELOR

4.3.1 ALEGEREA RULMENȚILOR

Date despre rulmenți

Arborele	Tipul rulmentului	Simbol	Dimensiuni [mm]					Capacitatea dinamică C [N]
			d	D	B	T	a	
De intrare (var. I)	Radial cu bile	6006	30	55	13	-	-	12700
De intrare (var. II)	Radial-axial cu bile	7206— B-JP	30	62	16	-	27	20400
De ieșire	Radial cu bile	6008	40	68	15	-	-	16600

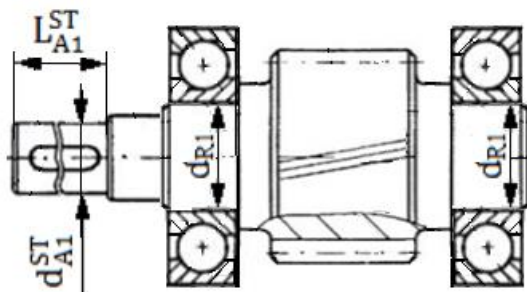


Obs.

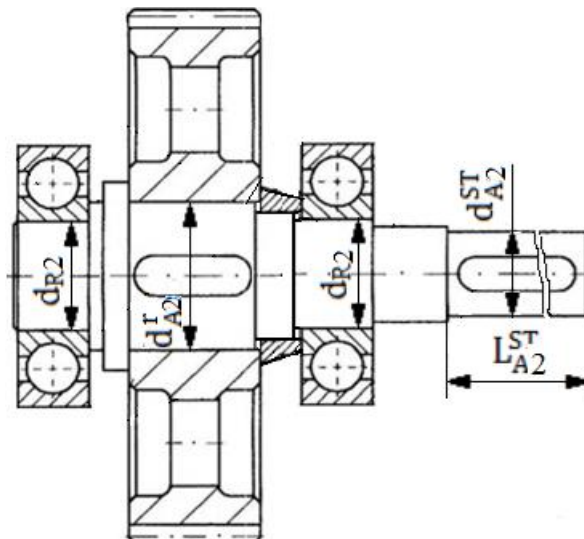
- diametrele tronsoanelor pe care se montează rulmenții: $d_{R1} = 30 \text{ mm}$, $d_{R2} = 40 \text{ mm}$;
- pentru arborele de ieșire se adoptă diametrul tronsonului pe care se montează roata cilindrică, $d_{A2}^r = d_{R2} + 10 \text{ mm} = 50 \text{ mm}$.

Montaje cu rulmenți

Arbore de intrare



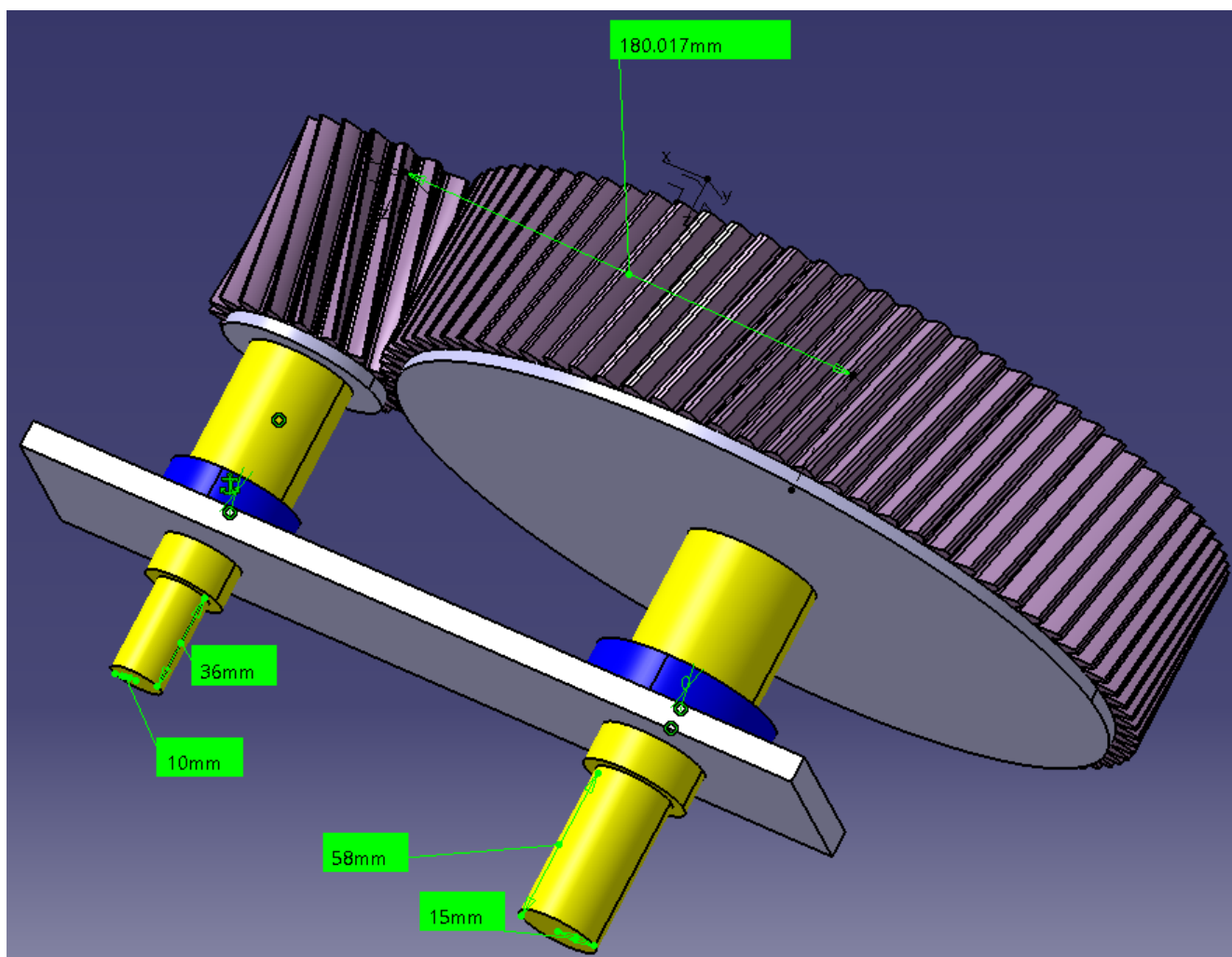
Arbore de ieșire



5. MODELAREA ȘI SIMULAREA CINEMATICĂ A MECANISMULUI

5.1 GENERAREA ȘI SIMULAREA MODELULUI CINEMATIC

Model cinematic



Obs. La simularea prin intermediul modelului cinematic generat în CATIA se va urmări procesele de angrenare în regimul animație.

6. VERIFICAREA (DIMENSIONAREA) ANGRENAJULUI

6.1 VERIFICAREA (DIMENSIONAREA) ANGRENAJULUI CILINDRIC

6.1.1 GEOMETRIA ANGRENAJULUI ȘI ROȚILOR CILINDRICE

Geometria angrenajului și roților cilindrice

$$z_1 = 19 \quad z_2 = 79 \quad \beta = 15 \text{ grade} \quad a_w = 180 \text{ mm}$$

$$m_n = 3.5 \text{ mm} \quad x_{n1} = 0.4371 \quad x_{n2} = 0.2954 \quad v_d = 1$$

Obs. Pentru dantură dreaptă se consideră: $\beta = 0$; $m_n = m$; $x_{n1,2} = x_{1,2}$; $\alpha_t = \alpha$; $\alpha_{wt} = \alpha_w$

Calculează

Parametrii angrenajului:

$$z = 177.549864940 \text{ mm} \quad \alpha_t = 20.6468964870 \text{ grade} \quad \alpha_{wt} = 22.6263101239 \text{ grade} \quad \alpha_{wn} = 21.91109675181 \text{ grade}$$

$$m = 3.62346663143 \text{ grade}$$

Parametrii roților:

$$d_1 = 68.8458659972 \text{ mm} \quad d_2 = 286.253863883 \text{ mm} \quad d_{b1} = 64.4239814273 \text{ mm} \quad d_{b2} = 267.868133303 \text{ mm}$$

$$d_{w1} = 69.7959183673 \text{ mm} \quad d_{w2} = 290.204081632 \text{ mm} \quad d_{a1} = 78.6783361166 \text{ mm} \quad d_{a2} = 295.094434002 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = 63.1555659972 \text{ mm} \quad d_{f2} = 279.571663883 \text{ mm} \quad s_{n1} = 6.61142686956 \text{ mm} \quad s_{n2} = 6.25040479419 \text{ mm}$$

$$b_1 = 75 \text{ mm} \quad b_2 = 70 \text{ mm}$$

$$s_{an1} = 1.97504613832 \text{ mm} > s_{amin} = 1.05 \text{ mm} ? \quad s_{an2} = 2.79180370230 \text{ mm} > s_{amin} = 1.05 \text{ mm} ?$$

$$x_{n1} = 0.4371 > x_{nmin1} = -0.22981872073 ? \quad x_{n2} = 0.2954 > x_{nmin2} = -4.11345678623 ?$$

Parametrii geometrice ai roților pentru verificarea conformităților de execuție:

$$N_1 = 3 \text{ mm} \quad W_{Nn1} = 27.9057941641 \text{ mm} < W_{Nmax1} = 287.816702375 \text{ mm} ?$$

$$N_2 = 10 \text{ mm} \quad W_{Nn2} = 103.140601624 \text{ mm} < W_{Nmax2} = 267.258366491 \text{ mm} ?$$

$$S_{cn1} = 5.83803684204 \text{ mm} \quad h_{cn1} = 3.85379924114 \text{ mm} \quad S_{cn2} = 5.51924632701 \text{ mm} \quad h_{cn2} = 3.41586437036 \text{ mm}$$

Gradele de acoperire:

$$\varepsilon_{amin} = 1.2 < \varepsilon_a = 1.43017797979 \text{ [mm]} < \varepsilon_{amax} = 2 ?$$

$$\varepsilon_p = 1.76538558833 \text{ mm} \quad \varepsilon_\gamma = 3.19556356812 \text{ mm}$$

Parametrii angrenaj și roți echivalente:

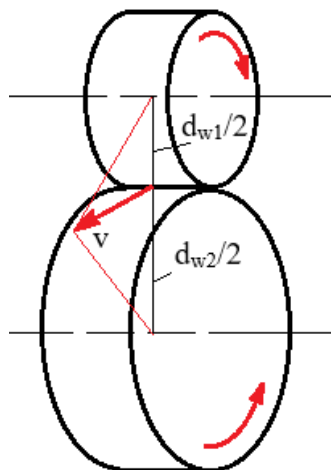
$$z_{e1} = 20.9069182525 \quad z_{e2} = 86.9287653659 \quad d_{e1} = 73.1742138840 \text{ mm} \quad d_{e2} = 304.250678780 \text{ mm}$$

$$d_{be1} = 68.7612688186 \text{ mm} \quad d_{be2} = 285.902117719 \text{ mm} \quad d_{ae1} = 83.0066840033 \text{ mm} \quad d_{ae2} = 313.091248900 \text{ mm}$$

$$z_{en} = 191.138795667 \text{ mm} \quad \varepsilon_{en} = 1.47054832027$$

Viteza periferică a roților în polul angrenării

Schema de calcul a vitezei periferice pentru angrenajul cilindric



Relația de calcul a vitezei periferice

$$v = \frac{\pi d_{w1} n_p}{60 \cdot 1000} \text{ [m/s]},$$

Date cunoscute:

$n_p = 3000$ rot/min

$d_{w1}/d_{m1} = 69.7959183673$ mm

Calculează

$v = 10.9635172196$ m/s

Alegerea treptei de precizie și procedeele de prelucrare

Tipul danturii cilindrice	Treapta de precizie	Procedeul de prelucrare
Înclinată	5	Șeveruire (înainte de cementare) + Rectificare (după cementare și călire)

Alegerea rugozităților

Tipul danturii cilindrice	Rugozitatea flancului, R_{a_f} [μm]	Rugozitatea racordării, R_{a_r} [μm]	Procedeul de prelucrare final
Înclinată	0,2	0,4	Rectificare urmată de lepuire

Alegerea tipului lubrifianului (uleiului) și vâscozității acestuia

Deoarece viteza periferică a angrenajului cilindric este mai mică decât cea a angrenajului conic (v. subcap. 6.1.3) tipul uleiului va fi cel ales pentru angrenajul conic (TIN 125 EP).

6.1.3 DETERMINAREA FACTORILOR DE CORECȚIE

Valorile factorilor pentru solicitarea de contact

Simbolul	Denumirea	Valoarea factorului de corecție
K_A	Factorul dinamic exterior	1,5
K_v	Factorul dinamic interior	1,07
$K_{H\beta}$	Factorul distribuției neuniforme a sarcinii pe lățime	1,4
Z_ϵ	Factorul gradului de acoperire	0,83
$K_{H\alpha}$	Factorul distribuției neuniforme a sarcinii în plan frontal	1,45
Z_H	Factorul de formă ai dintelui	1,98
Z_x	Factorul dimensional	1
Z_w	Factorul de duritate (cuplului de materiale)	1
Z_v	Factorul de viteză	0,9
Z_R	Factorul rugozității flancurilor active ale dinților	0,96
Z_L	Factorul lubrificației	1,02
Z_N	Factorul numărului de cicluri de solicitare	1
Z_β	Factorul înclinării danturii pentru solicitarea de contact ($\beta = \beta_m$, pentru dantură conică)	0,98
Z_E	Factorul de elasticitate a materialelor roților (pentru roți dințate din oțel cu modulul de elasticitate, $E = 2,06 \cdot 10^5$ MPa, și coeficientul Poisson, $\nu = 0,3$)	$190 \sqrt{\text{MPa}}$

Valorile factorilor pentru solicitarea de încovoiere

Simbolul	Denumirea	Valoarea factorului de corecție
K_A	Factorul dinamic exterior	1,5
K_v	Factorul dinamic interior	1,07
$K_{F\beta}$	Factorul distribuției neuniforme a sarcinii pe lățime	1,25
Y_ϵ	Factorul gradului de acoperire	0,76
$K_{F\alpha}$	Factorul distribuției neuniforme a sarcinii în plan frontal	1,4
Y_{Fa1} Y_{Fa2}	Factorii de formă ai dinților	2,35 2,1
Y_x	Factorul dimensional	1
Y_β	Factorul înclinării danturii	0,875
Z_v	Factorul de viteză	0,98
Y_{R1} Y_{R2}	Factorii rugozităților racordărilor dinților	0,96 0,96
Y_{sa1} Y_{sa2}	Factorul concentratorului de tensiune de la baza dintelui	1,73 1,95
$Y_{\delta 1}$ $Y_{\delta 2}$	Factorii de concentrare relativă a sarcinii	1 1,04
Y_N	Factorii numărului de cicluri de solicitare	1

6.1.4 DETERMINAREA COEFICIENȚILOR DE SIGURANȚĂ ȘI VERIFICARE/DIMENSIONARE

Tensiunile efective de contact și de încovoiere

T_1 =	<input type="text" value="312071"/>	Nmm	$u(u_v)$ =	<input type="text" value="4.059"/>		β =	<input type="text" value="15"/>	grade	z_1 =	<input type="text" value="17"/>	
a_w =	<input type="text" value="180"/>	mm	b_1 =	<input type="text" value="61"/>	mm	b_2 =	<input type="text" value="57"/>	mm	z_E =	<input type="text" value="190"/>	MPa ^{1/2}
K_A =	<input type="text" value="1.5"/>		K_v =	<input type="text" value="1.07"/>		z_H =	<input type="text" value="1.98"/>		z_ϵ =	<input type="text" value="0.83"/>	
$K_{H\alpha}$ =	<input type="text" value="1.45"/>		$K_{H\beta}$ =	<input type="text" value="1.4"/>		$K_{F\alpha}$ =	<input type="text" value="1.4"/>		$K_{F\beta}$ =	<input type="text" value="1.25"/>	
Y_{Sa1} =	<input type="text" value="1.73"/>		Y_{Sa2} =	<input type="text" value="1.95"/>		Y_{Fa1} =	<input type="text" value="2.35"/>		Y_{Fa2} =	<input type="text" value="2.1"/>	
Y_ϵ =	<input type="text" value="0.76"/>		Y_β =	<input type="text" value="0.875"/>							

Calculeaza

σ_H =	<input type="text" value="909.376189950"/>	MPa	σ_{F1} =	<input type="text" value="270.042282373"/>	MPa	σ_{F2} =	<input type="text" value="291.089600448"/>	MPa
--------------	--	-----	-----------------	--	-----	-----------------	--	-----

Factorii (coeficienții) de siguranță efectivi la solicitările de contact și de încovoiere

σ_{Hlim} =	<input type="text" value="1530"/>	MPa	σ_H =	<input type="text" value="909.38"/>	MPa	z_N =	<input type="text" value="1"/>		z_L =	<input type="text" value="1.02"/>	
z_R =	<input type="text" value="0.96"/>	grade	z_v =	<input type="text" value="0.9"/>		z_w =	<input type="text" value="1"/>				
σ_{Flim} =	<input type="text" value="420"/>	MPa	σ_{F1} =	<input type="text" value="270.04"/>	MPa	σ_{F2} =	<input type="text" value="291.09"/>		Y_x =	<input type="text" value="1"/>	
Y_{N1} =	<input type="text" value="1"/>		Y_{R1} =	<input type="text" value="0.96"/>		$Y_{\delta1}$ =	<input type="text" value="1"/>				
Y_{N2} =	<input type="text" value="1"/>		Y_{R2} =	<input type="text" value="0.96"/>		$Y_{\delta2}$ =	<input type="text" value="1.04"/>				

Calculează

S_H =	<input type="text" value="1.48272273417"/>		S_{F1} =	<input type="text" value="2.98622426307"/>		S_{F2} =	<input type="text" value="2.88108832319"/>	
---------	--	--	------------	--	--	------------	--	--

Verificarea valorilor factorilor (coeficienților) de siguranță

$S_H \geq S_{Hmin}$: **1,48 > 1,2** (se verifică la solicitarea de contact);

$S_F = \min(S_{F1}, S_{F2}) \geq S_{Fmin}$: **2,88 > 1,5** (se verifică la solicitarea de încovoiere).

Concluzie

Deoarece cel puțin una (cea corespunzătoare solicitării de contact) dintre cele două inegalități este respectată cu abatere redusă, nu se impune etapa de dimensionare.

6.1.5 PARAMETRI DE EXECUTIE ȘI MONTAJ A ANGRENAJULUI SI ROȚILOR DINȚATE CONICE

Jocuri, abateri și toleranțe ale angrenajului și roților cilindrice

Jocului minim necesar, $j_{min}^{nec} = (0,01 \dots 0,03)m_n = (0,01 \dots 0,03) 4 = (0,04 \dots 0,12)$ mm; se adoptă 0,08 mm (80 μm).

Jocul minim normal, $j_{nmin} = 100$ μm;

Tipul ajustajului, B.

Tipul toleranței jocului dintre flancuri, b;

Toleranțele bății radiale: $F_r = 50$ μm, pentru pinion; $= 71$ μm, pentru roată.

Abatererile minime ale cotelor peste dinți: $E_{ws} = 100$ μm, pentru pinion; $E_{ws} = 180$ μm, pentru roată.

Toleranțele cotelor peste dinți: $T_w = 60$ μm, pentru pinion; $T_w = 100$ μm, pentru roată.

Abatererile minime ale grosimilor dinților pe coarde constante: $E_{cs} = 100$ μm, pentru pinion; $E_{cs} = 180$ μm, pentru roată.

Toleranțele grosimii dintelui pe coarda constantă: $T_c = 60 \mu\text{m}$, pentru pinion; $T_c = 100 \mu\text{m}$, pentru roată.

Abaterile limită ale distanței dintre axe, $f_a = \pm 80 \mu\text{m}$.

Personalizarea cotelor angrenajului și roților ($(W_{Nn})_{-E_{Ws}-T_W}^{-E_{Ws}}$; $(\bar{S}_{cn})_{-E_{Cs}-T_c}^{-E_{Cs}}$; $a_w \pm f_a$):

- cota peste 3 dinți, $31_{-0,16}^{-0,1}$ și coarda constantă, $6,56_{-0,16}^{-0,1}$, la înălțimea $h_{cn} = 4,3 \text{ mm}$, pentru pinion;
- cota peste 9 dinți, $104,93_{-0,28}^{-0,18}$ și coarda constantă, $5,82_{-0,16}^{-0,1}$, la înălțimea $h_{cn} = 3,3 \text{ mm}$, pentru roată;
- distanța dintre axe, $180 \pm 0,08 \text{ mm}$.

7. FORȚE ÎN ANGRENAJ

7.1 SCHEMA FORȚELOR DIN ANGRENAJUL CILINDRIC

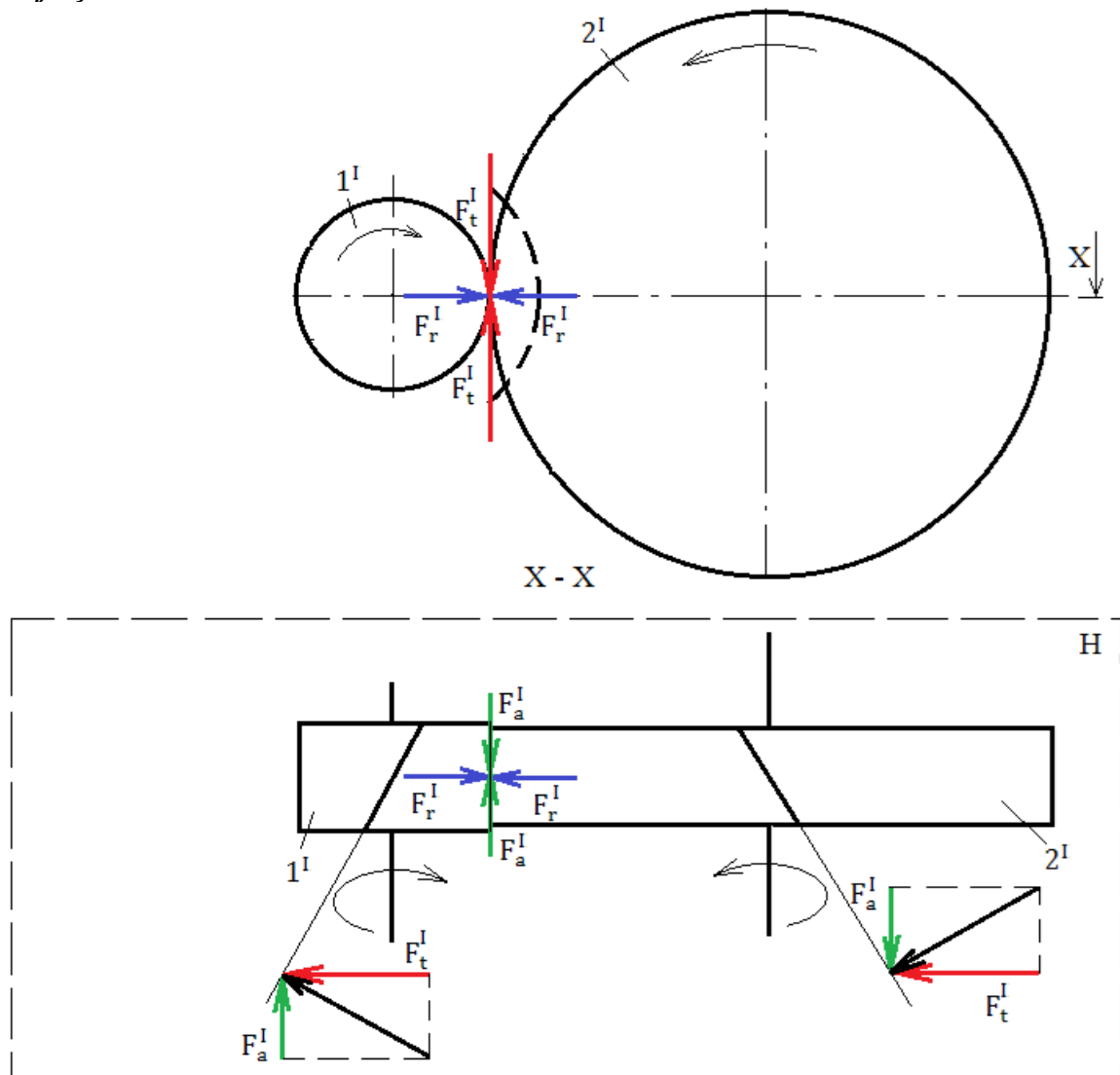
Direcțiile și sensurile forțelor

Forța tangențială: direcție tangență la cercurile de rostogolire; sensul opus vitezei (forță rezistentă), pentru roata conducătoare, și același sens cu viteza (forță motoare), pentru roata condusă.

Forța radială: direcție radială; sensul spre centrul roții.

Forța axială: direcție axială; sensul determinat de direcția de înclinare a dintelui și de sensul de rotație al roții.

Schema forțelor



Semnificațiile notațiilor

Elemente structurale: I – angrenaj cilindric; 1^I – pinion cilindric; 2^I – roată cilindrică.

Forțe în angrenajul cilindric: F_t^I – forța tangențială din angrenajul cilindric; F_r^I – forța radială din angrenajul cilindric; F_a^I – forța axială din angrenajul cilindric

7.2 DETERMINAREA FORȚELOR DIN ANGRENAJUL CILINDRIC

Calculul forțelor

$$T_1 = 38197.1863 \text{ Nmm} \quad d_{w1} = 69.7959 \text{ mm}$$

$$\beta = 15 \text{ grade} \quad \alpha_{wt} = 22.6263 \text{ grade}$$

Calculează

$$F_t = 1094.53954458 \text{ N}$$

$$F_r = 456.202423340 \text{ N}$$

$$F_a = 293.280987055 \text{ N}$$

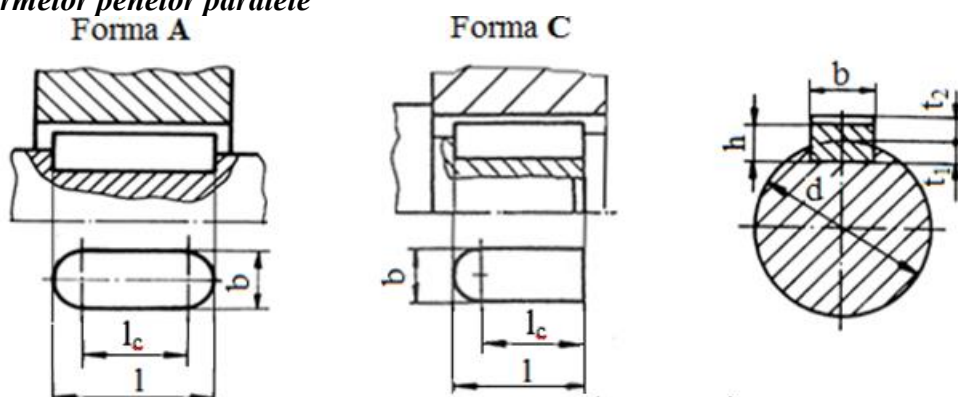
Valorile forțelor

Angrenajul	Cilindric		
Forța	F_t	F_r	F_a
Valoarea forței [N]	1094.5395	456.2024	293.2809

8. ALEGEREA ȘI CALCULUL ASAMBLĂRIILOR CU PENE PARALELE

8.1 ALEGEREA FORMELOR ȘI DIMENSIUNILOR PENELOR PARALELE

Tipurile și formele penelor paralele



8.2 CALCULUL ASAMBLĂRIILOR CU PENE PARALELE

Calcul lungimii necesare a penei din solicitarea de strivire,

$$l_c = \frac{4 M_t}{d h \sigma_{as}} .$$

Determinarea numărului de pene

Deoarece $l_c \leq L_b$, se adoptă o singură pană.

Date de calcul și valori dimensiuni

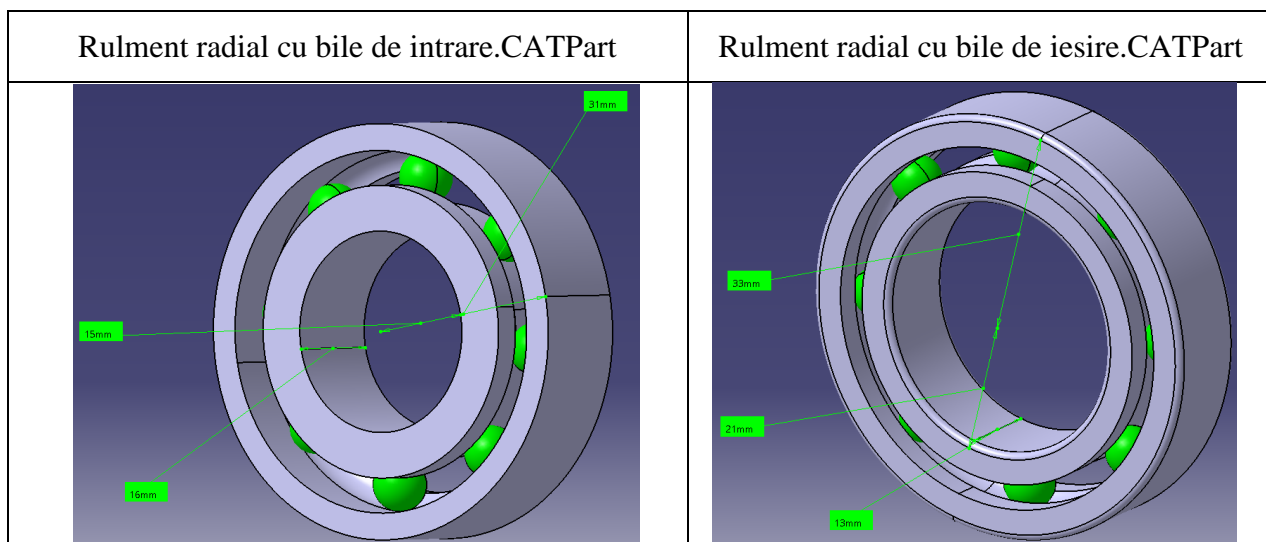
Denumirea penei/ Parametrul	Pănă paralelă I (tip A)	Pănă paralelă II (tip A)	Pănă paralelă III (tip C)
d [mm]	$d_{A1}^{ST} = 20$	$d_{A2}^r = 50$	$d_{A2}^{ST} = 30$
b[mm]	6	14	8
h [mm]	6	9	7
M_t [Nmm]	$M_{t1} = 38197.1863$	$M_{t2} = 146677.1955$	$M_{t2} = 146677.1955$
σ_{as} [MPa]	150	50	150
l_c [mm]	8.4882	26.0759	18.6256
l [mm] (STAS)	16	45	28
t_1 [mm]	3.5	5.5	4.0
t_2 [mm]	2.8	3.8	3.3

9. PROIECTAREA FORMEI ȘI GENERAREA MODELELOR ÎN CATIA ALE PARTURILOR PENTRU SUBANSAMBLELE PRINCIPALE

La proiectarea formei și generarea modelelor parturilor s-a ținut cont de recomandările din Anexa 9.1.

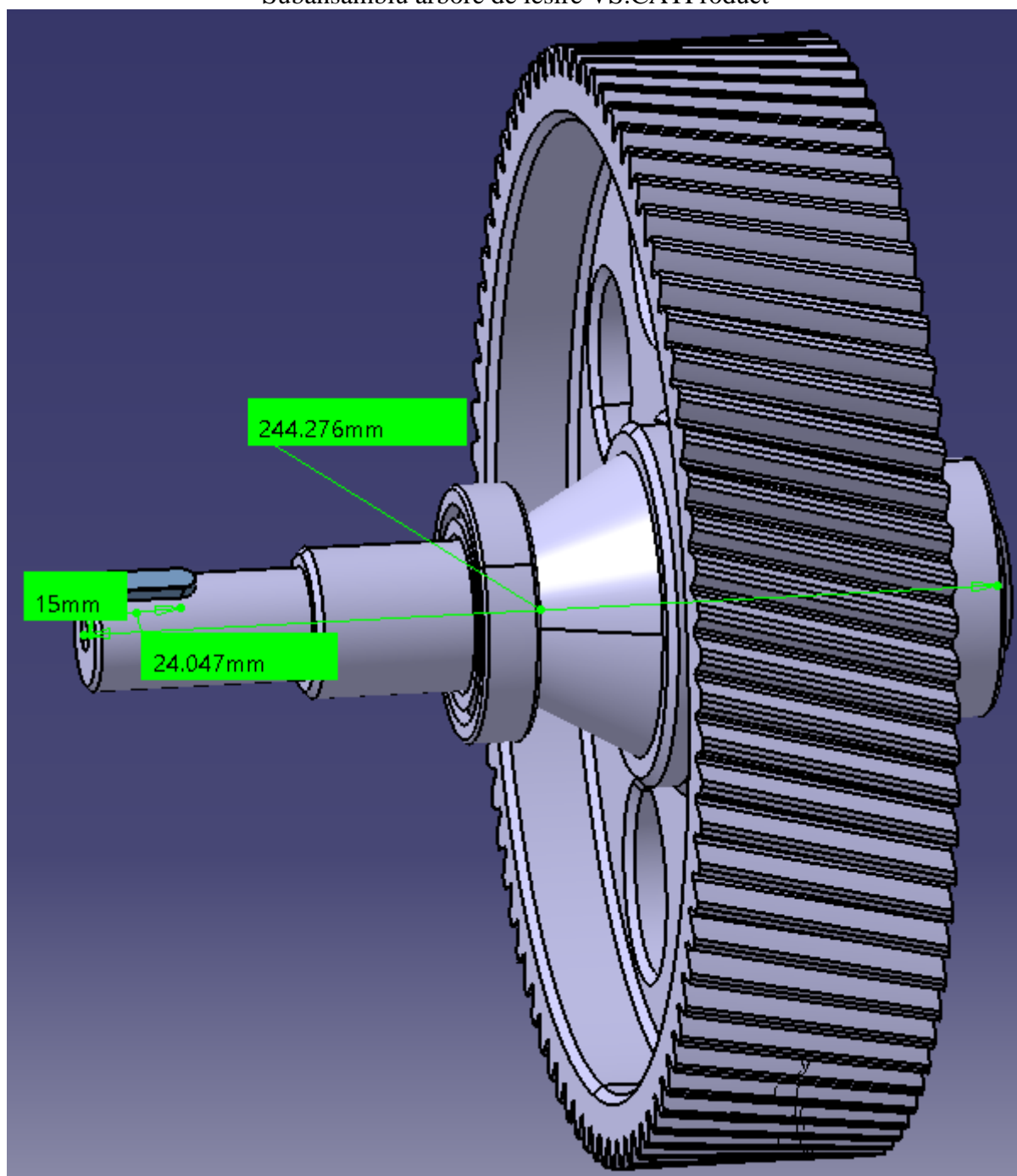
10. GENERARE SUBANSAMBLE RULMENȚI, ARBORI ȘI ANGRENAJE

Subansamble rulmenți



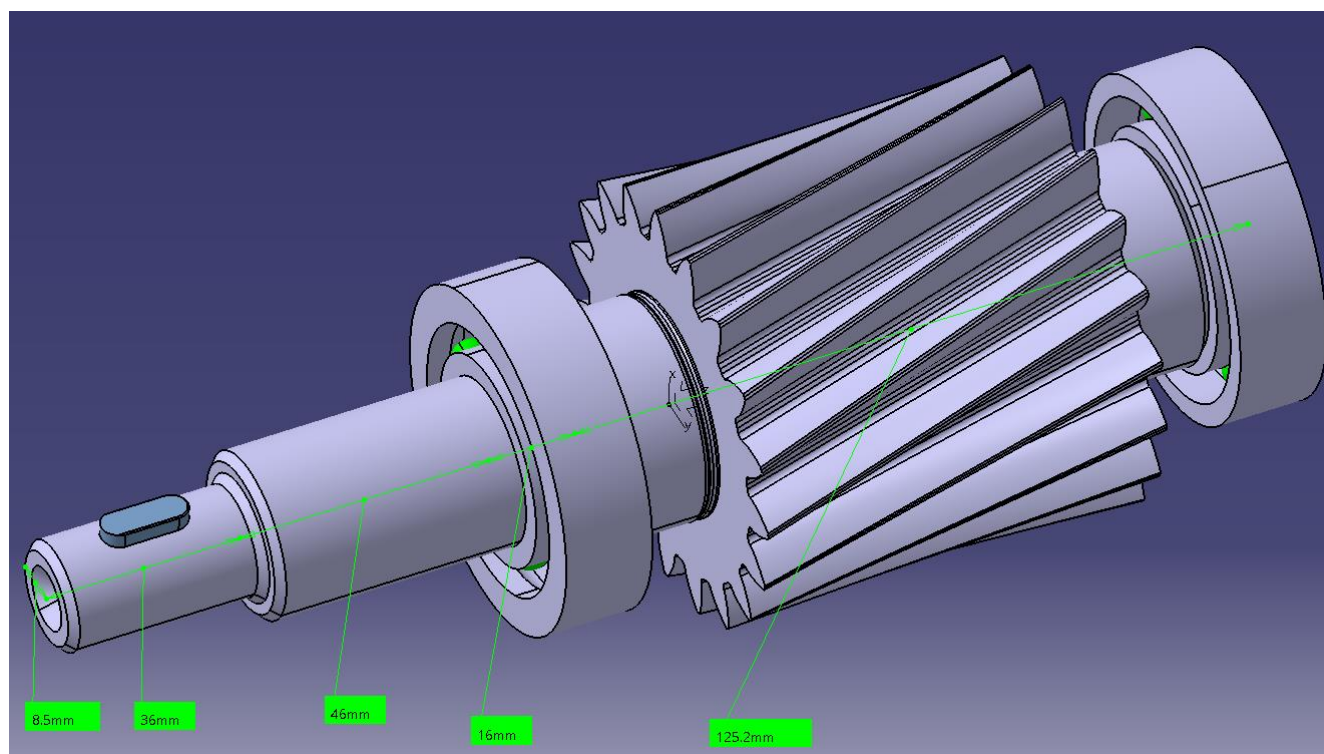
Subansamblu arbore de ieșire

Subansamblu arbore de ieșire VS.CATProduct



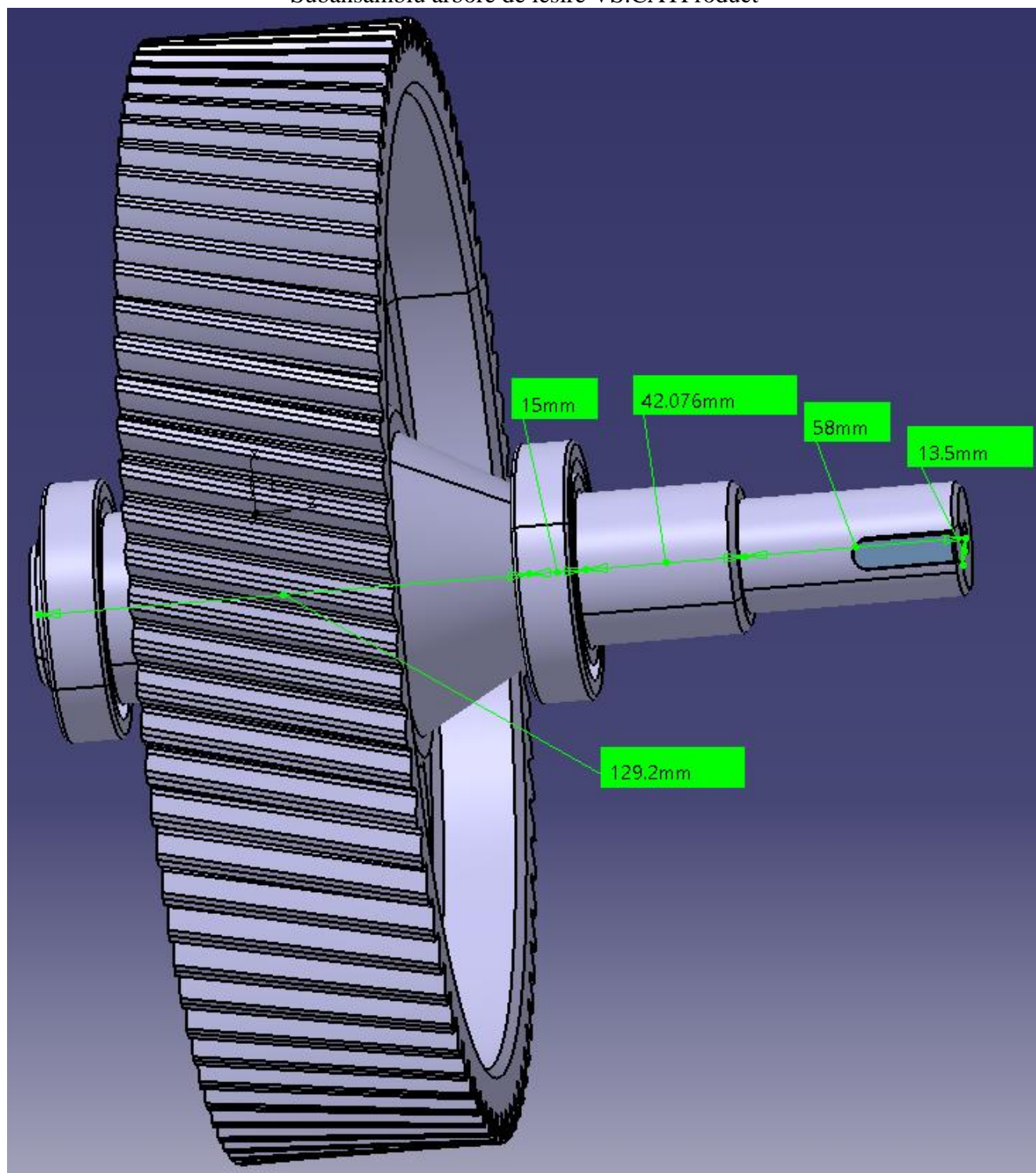
Subansamblu arbore de intrare

Subansamblu arbore de intrare VS.CATProduct



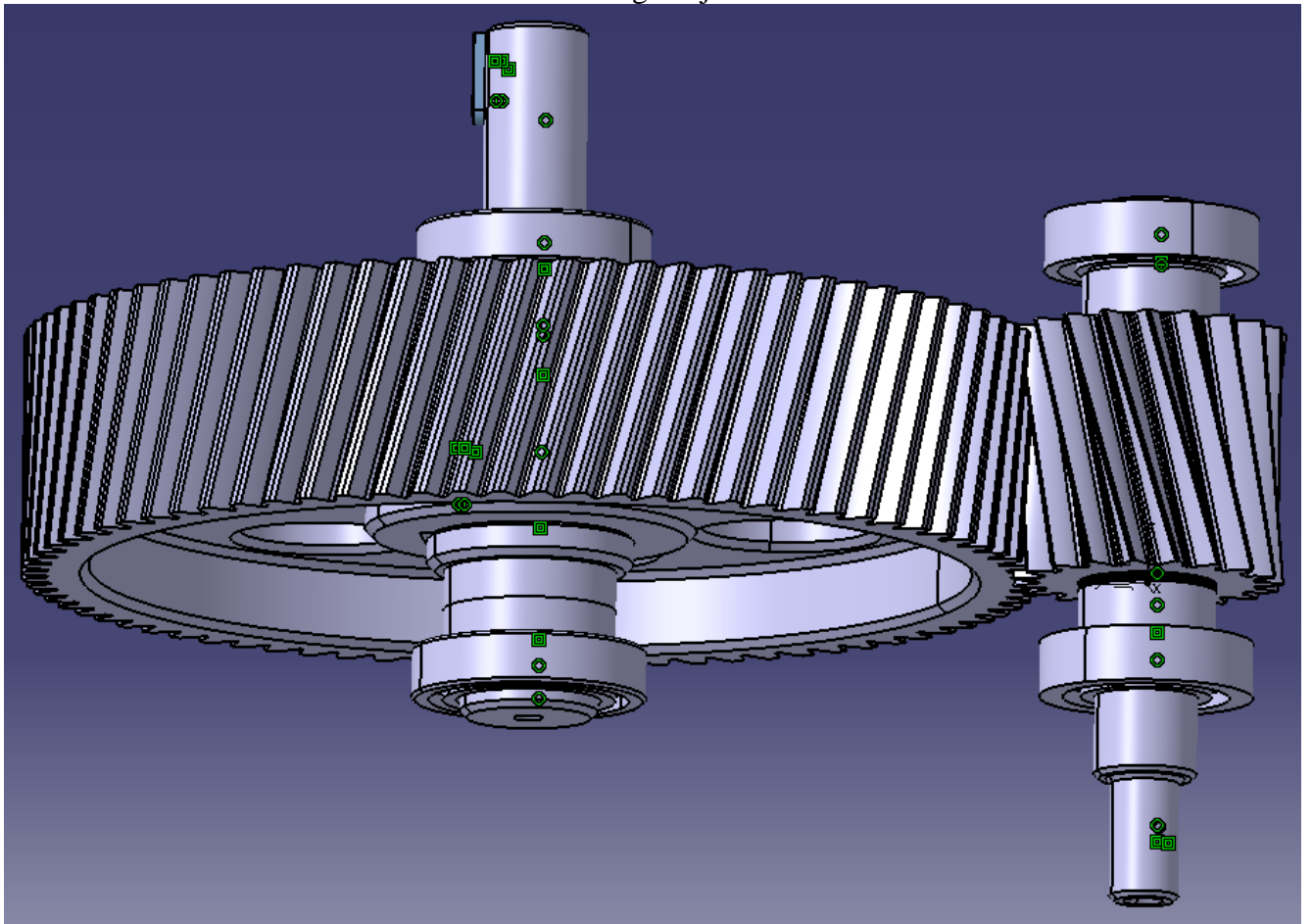
Subansamblu arbore de ieșire

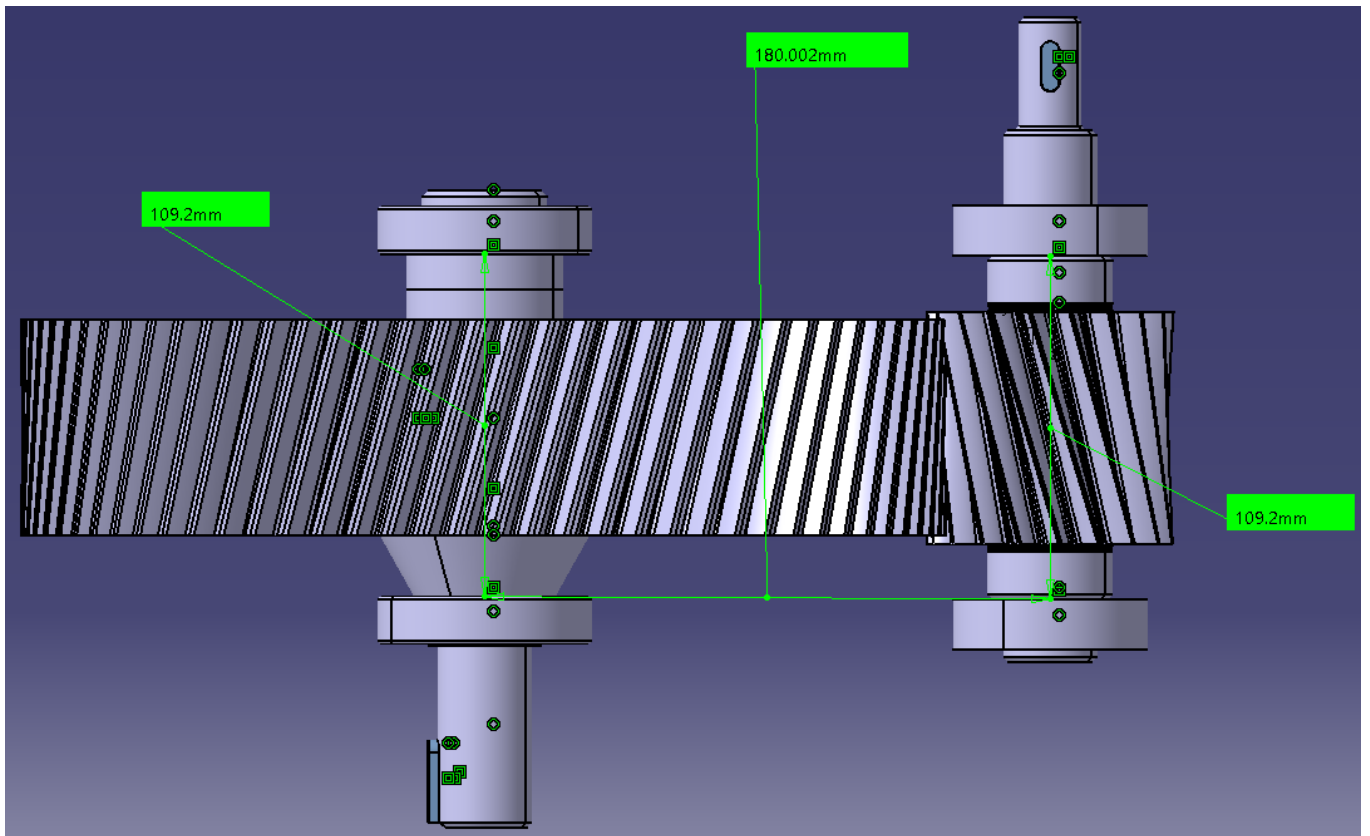
Subansamblu arbore de ieșire VS.CATProduct



Subansamblu angrenaj

Subansamblu angrenaj.CATProduct

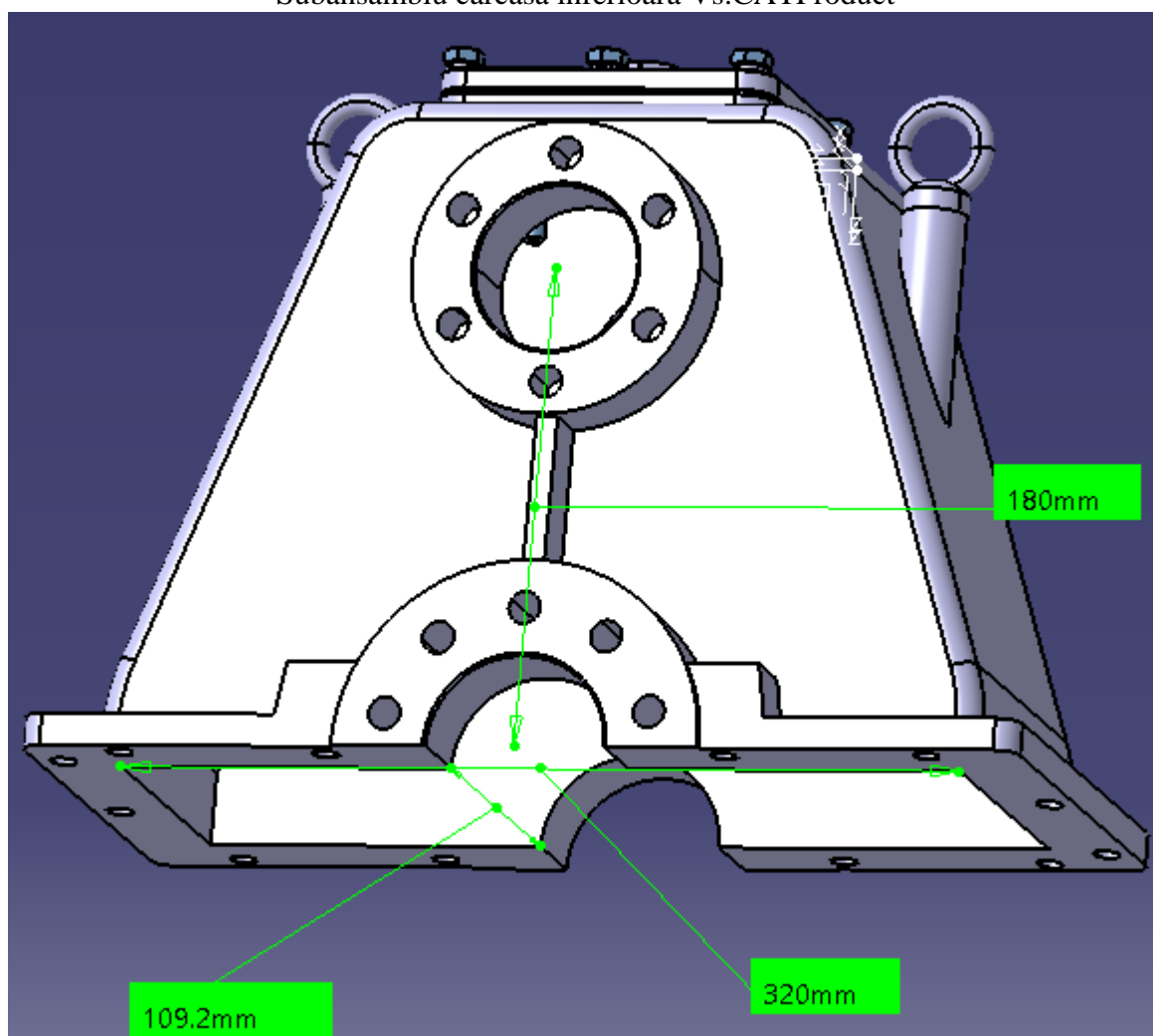




11. GENERARE SUBANSAMBLE CARCASE

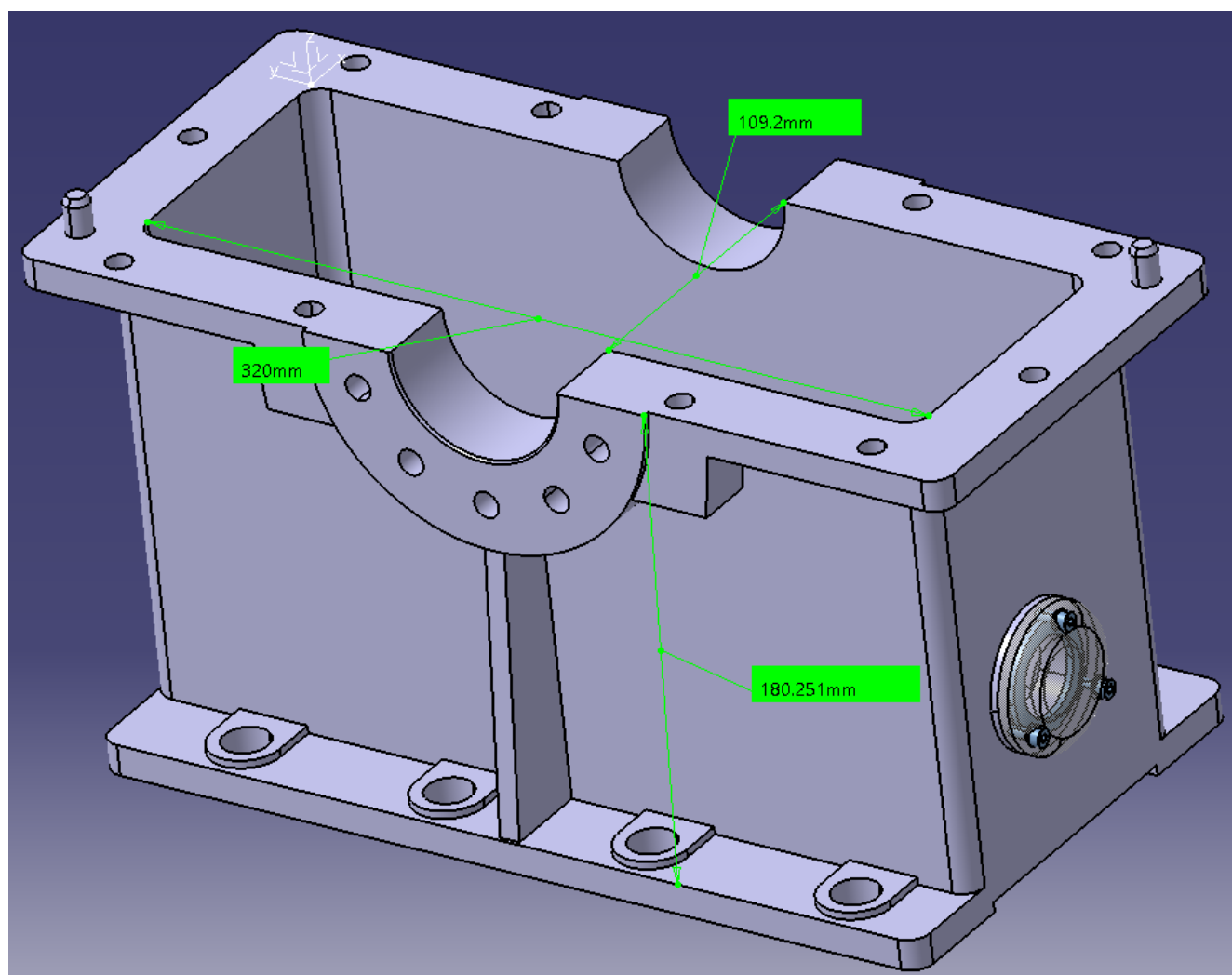
Subansamblu carcasă inferioară Vs

Subansamblu carcasa inferioara Vs.CATProduct



Subansamblu carcasă superioară Vs

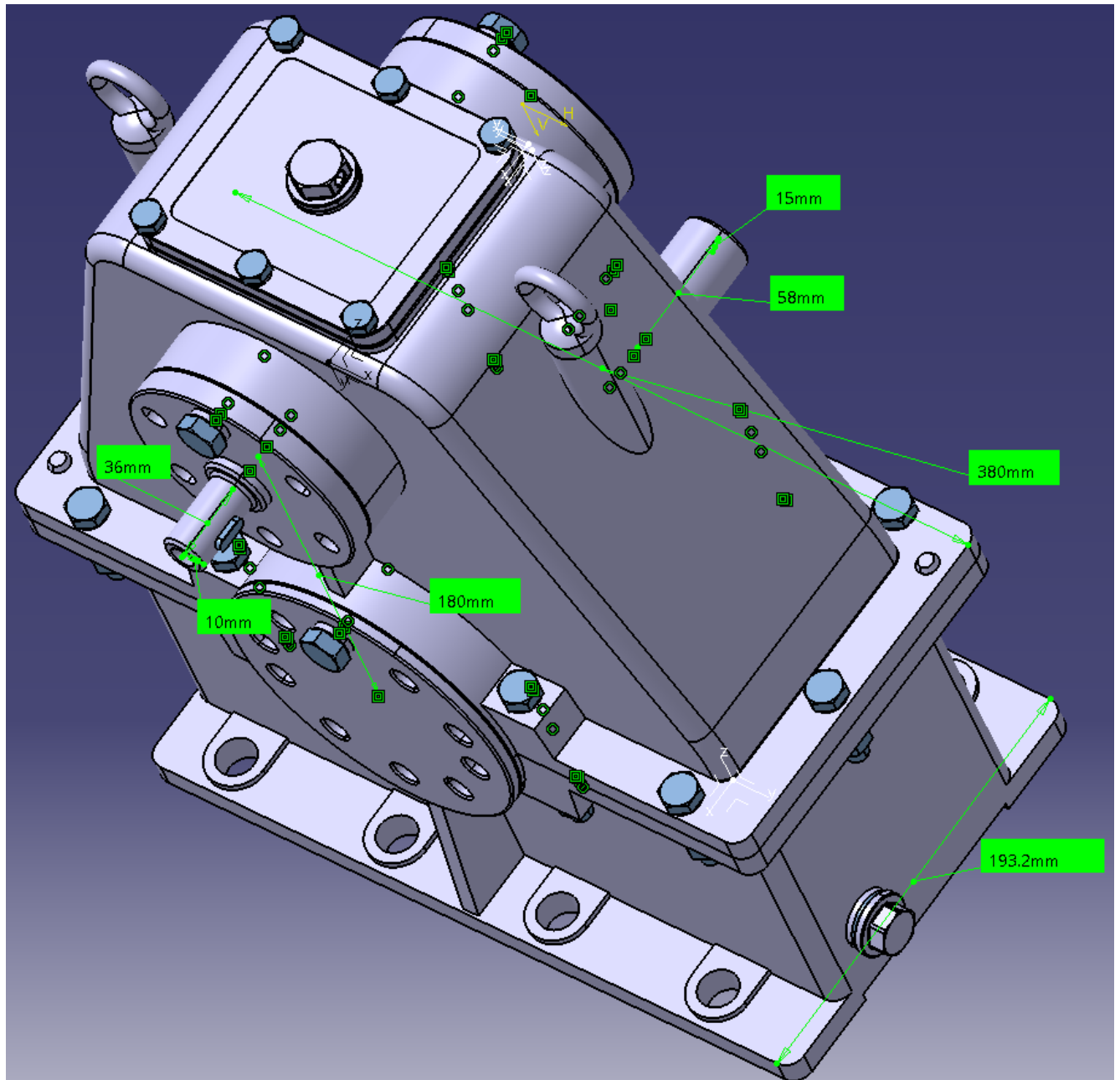
Subansamblu carcasa superioara Vs.CATProduct



12. GENERARE MODEL 3D ANSAMBU

Ansamblu Vs

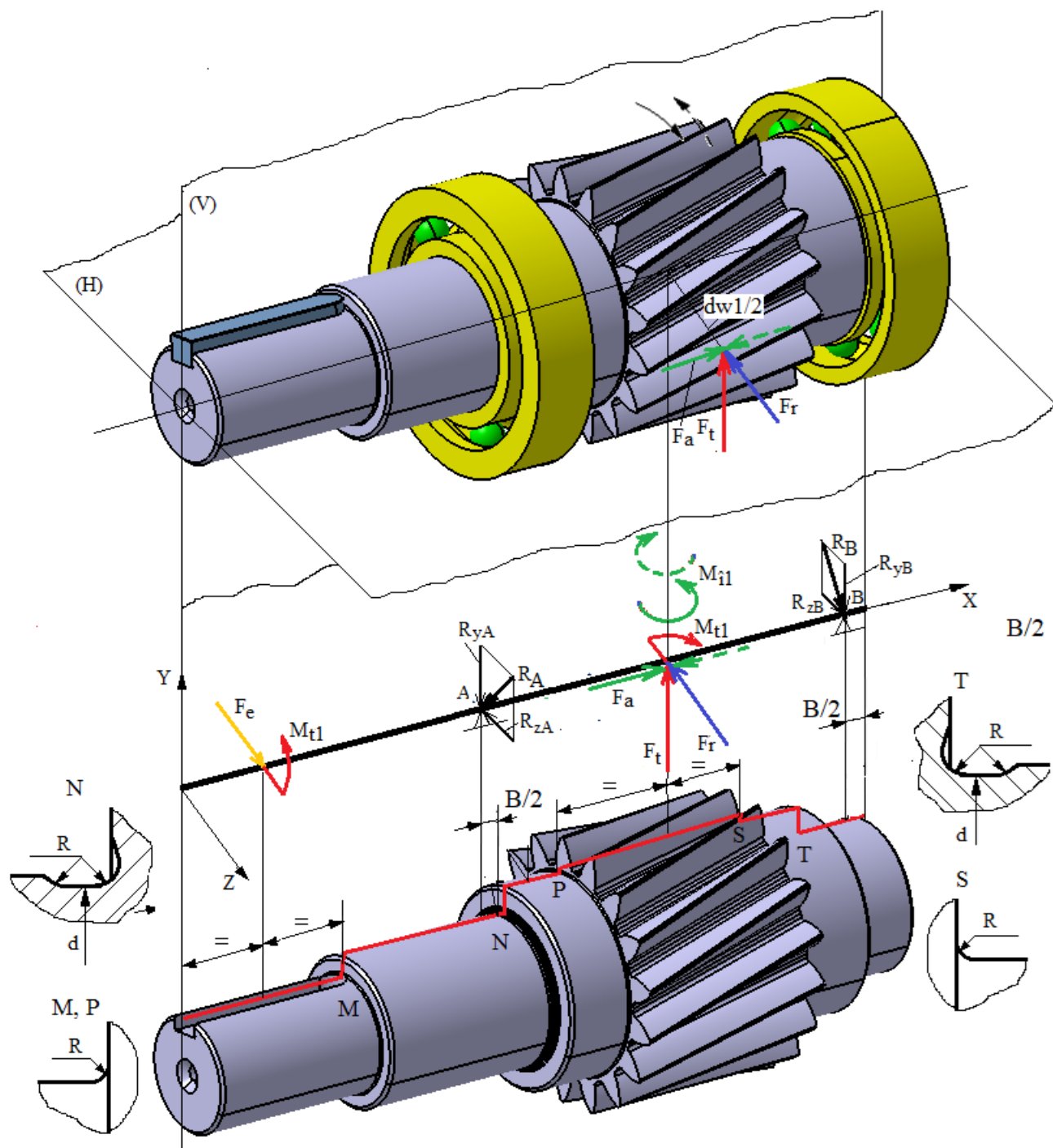
Ansamblu Vs.CATProduct



13. VERIFICAREA ARBORILOR

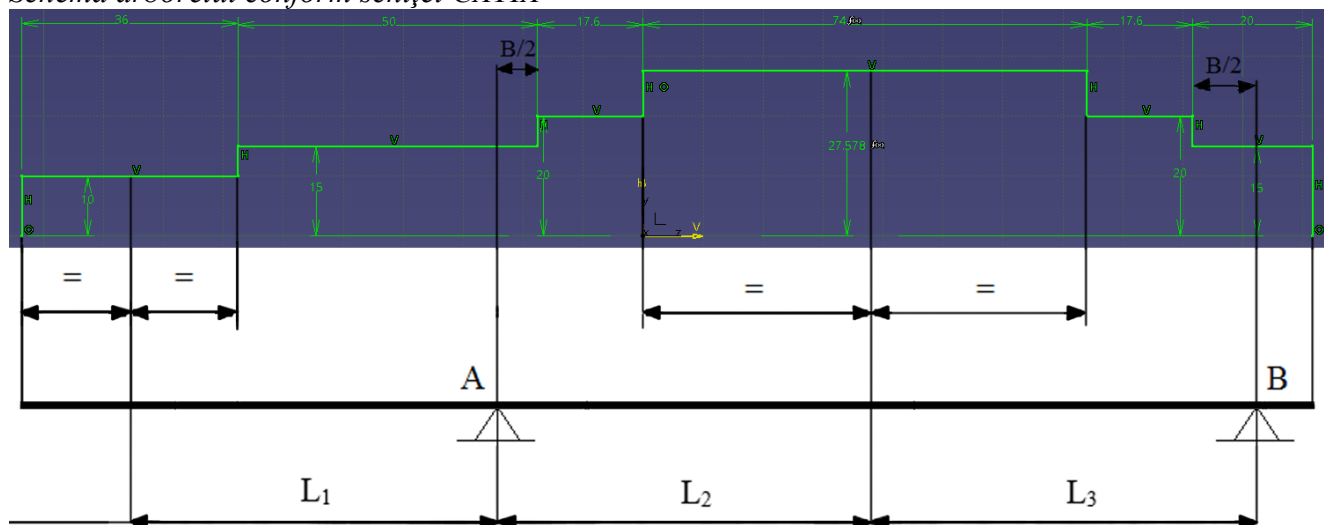
13.1 VERIFICAREA ARBORELUI DE INTRARE (RCi1 H)

Scheme de încărcare



Date de intrare

Schema arborelui conform schiței CATIA



Valori diametre și lungimi

Diametrele și lungimile tronsoanelor: conform schiței CATIA (v. schema de mai sus).

Distanțe de poziționare a reacțiunilor (v. schemele 1.1, 1.2 și 1.3), $B = 16$ mm.

Grosimea coroanei dințate, $g = 1$ mm.

Diametrul de rostogolire al pinionului, $d_{w1} = 69.7959$ mm.

Lungimile de calcul: $L_1 = 60$ mm; $L_2 = 62.6$ mm; $L_3 = 62.6$ mm.

Valori forțe și momente

Momentul de torsiune, $M_{t1} = 38197.1863$ Nmm.

Forțele de încărcare a pinionului cilindric: tangențială, $F_t = 1094.5395$ N; radială, $F_r = 456.2024$ N; axială, $F_a^{II} = 293.2809$ N.

Forța de încărcare a capului arborelui, $F_e = F_r = 456.2024$ N.

Momentele de încovoiere, $M_{i1} = F_a \cdot d_{w1}/2 = 293.2809 \cdot 69.7959/2 = 10235.1848$ mm.

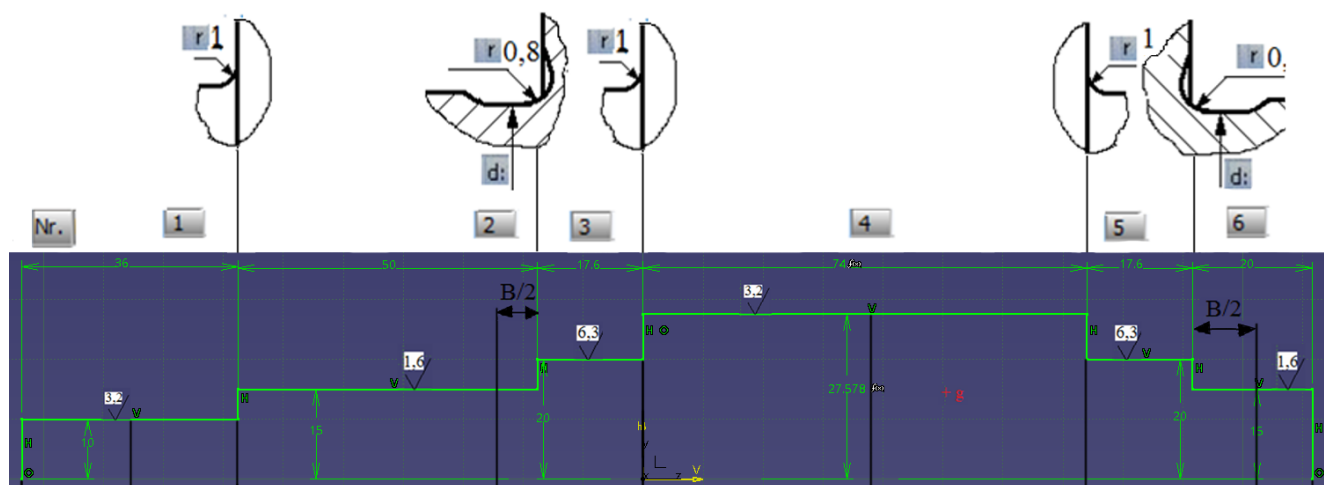
Turația arborelui

$n = 3000$ rot/min, turația arborelui de intrare.

Date despre material

Tipul oțelului și tratamentul termic: C15, C20, Cementare (carburare+călire+revenire înaltă).

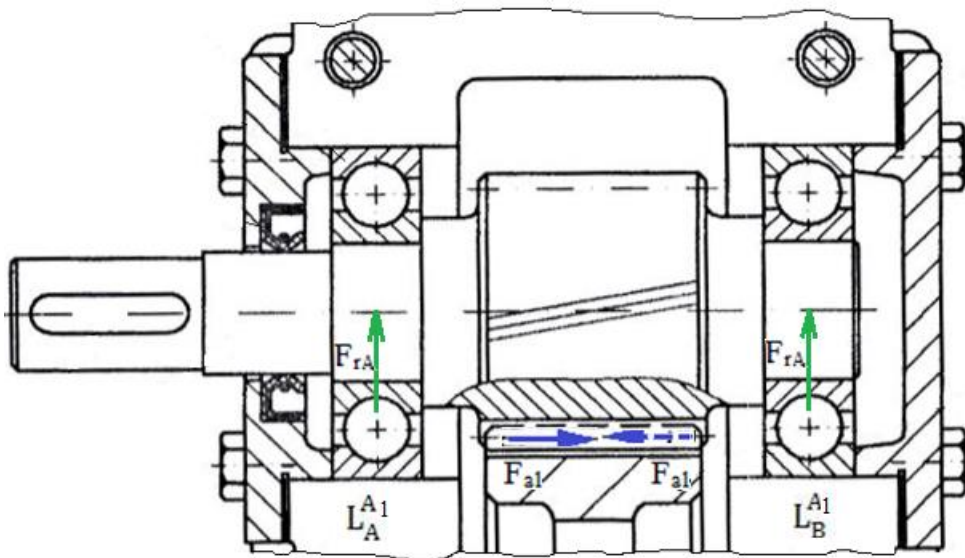
Date despre concentratorii de tensiune



14. VERIFICAREA RULMENȚILOR

14.1 VERIFICARE RULMENȚI RADIALI PENTRU ARBORELE DE INTRARE

Schema de încărcare a rulmenților radiali ai arborelui de intrare



Date de intrare

Forțele exterioare

- radiale: $F_{rA} = 5559,32 \text{ N}$, $F_{rB} = 5344,247 \text{ N}$.
- axiale: $F_{a1} = \pm 2350 \text{ N}$; forța F_{a1} în funcție de sensul de rotație poate avea semnul + (de la stânga la dreapta) sau - (de la dreapta la stânga) și deci în funcție de acestea se impune studiul în 2 cazuri.

Tipul rulmentului și sarcina (capacitatea) dinamică de bază

Rulment radial cu bile (cod **6006**) cu sarcina dinamică de bază $C = 12700 \text{ N}$, din catalog pentru rulmenți..

Factorii de influență pentru calcul

Factorul, $f_0 = 14,8$; sarcina statică radială de bază, $C_{0r} = 8000 \text{ N}$; pentru $\frac{f_0 F_a}{C_{0r}} = \frac{14,8 * 293.2809}{8000} = 0.6428$

și joc radial normal (CN) rezultă factorii de influență: $e = 0,24$, $X = 0,56$, $Y = 1,8$.

Turația arborelui

Rulmenții se rotesc cu turația arborelui de intrare, $n = n_1 = 3000 \text{ rot/min}$.

Durata de funcționare

Durata de funcționare a rulmenților este egală cu cea impusă RCil, $L_{h \text{ imp}} = 11000 \text{ ore}$.

Sarcinile dinamice echivalente (rulmentul cel mai încărcat)

Pentru rulmentul din lagărul L_A^{A1}

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{293.2809}{456.2024} = 0.642 > e = 0,24;$$

Sarcina dinamică echivalentă,

$$P_A = X F_r + Y F_a = 0,56 * 456.2024 + 1,8 * 293.2809 = 783.3789 \text{ N}.$$

Verificarea rulmentului cel mai încărcat

Determinarea durabilității rulmentului cel mai încărcat

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{12700}{783.3789} \right)^3 = 4260.8432 \text{ milioane de rotații.}$$

Determinarea duratei de funcționare a rulmentului cel mai încărcat

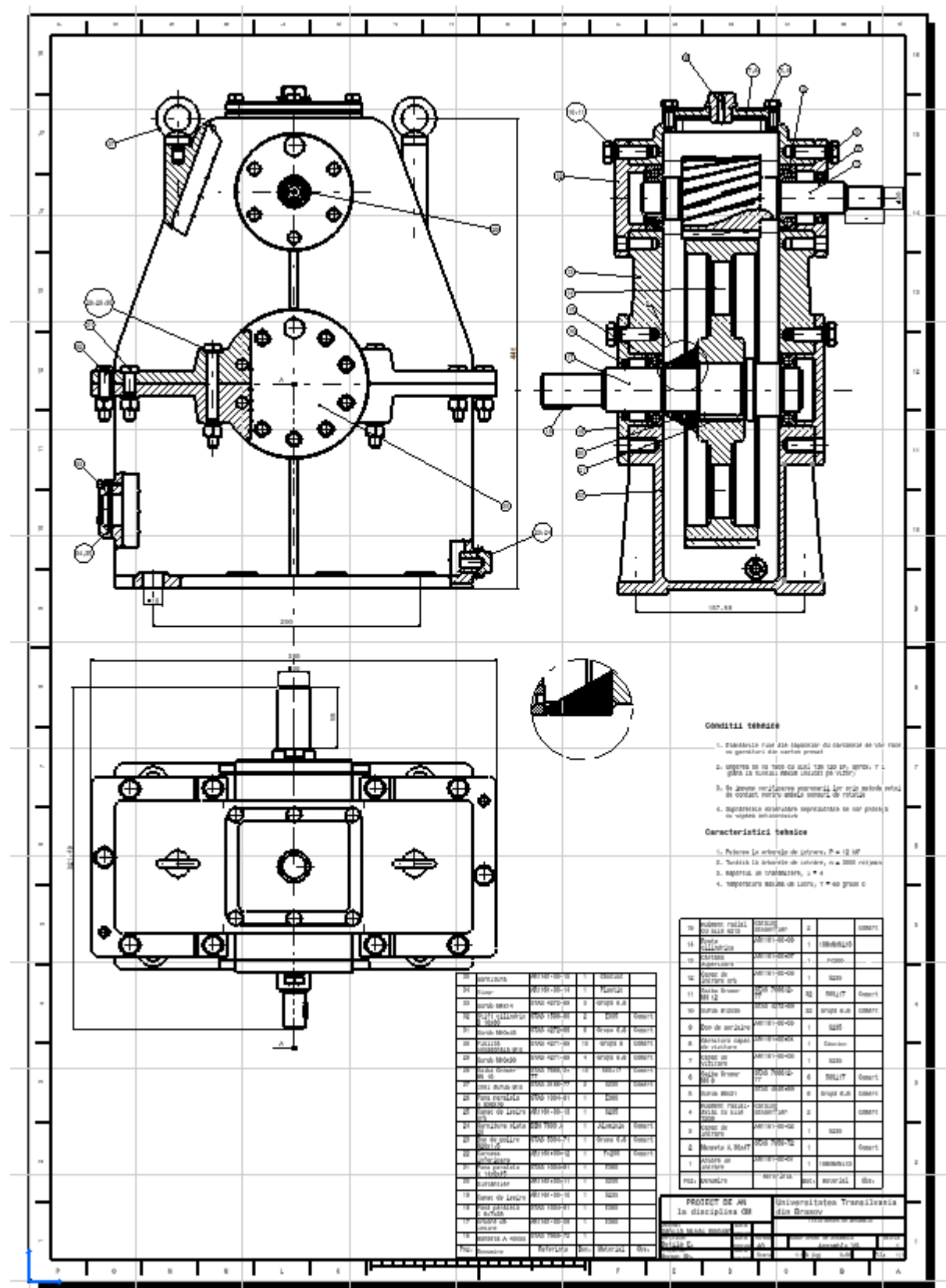
$$L_h = \frac{L 10^6}{n_1 60} = \frac{4260.8432 * 10^6}{3000 * 60} = 23671.351 \text{ ore,}$$

Verificarea rulmentului cel mai încărcat

$$L_h > L_{h \text{ imp}}; \text{ 23671.351 > 11000}$$

15. MODELAREA ȘI GENERAREA DESENULUI DE ANSAMBLU

Desen de ansamblu RCil VS



BIBLIOGRAFIE

1. Jula, A. ș.a. Organe de mașini, vol. I,II. Universitatea din Brașov, 1986, 1989.
2. Mogan, Gh. ș.a. Organe de mașini. Teorie-Proiectare-Aplicații, Ed Universității Transilvania din Brașov, 2012 (format electronic: www.mg.rrv.ro, user name: student; password: mogan).
3. Moldovean, Gh. ș.a. Angrenaje cilindrice și conice. Calcul și construcție. Ed. LuxLibris, Brașov, 2001.
4. Moldovean, Gh. ș.a. Angrenaje cilindrice și conice. Metodici de proiectare. Ed. LuxLibris, Brașov, 2002.
5. Rădulescu, C. Organe de mașini, vol. I, II, III. Universitatea Transilvania din Brașov, 1985.
6. *** Culegere de norme și extrase din standarde pentru proiectarea elementelor componente ale mașinilor, vol. I. și II. Universitatea din Brașov, 1984.