



UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV

Departamentul Autovehicule și Transporturi

Disciplina Organe de Mașini

PROIECT DE AN LA DISCIPLINA Organe de Mașini

Autor: Jugariu Mattias-Marian

Programul de studii: Robotică

Grupa: 4LF811

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

Dr. ing. Eugen BUTILĂ

UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV

FACULTATEA DE INGINERIE MECANICĂ

Disciplina Organe de Mașini

MEMORIU TEHNIC

Autor: Student Jugariu Mattias-Marian
Grupa: 4LF811

Coordonatori: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe MOGAN
Dr. ing. Eugen BUTILĂ

2023

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 ansamblu	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
16. Modelarea și generarea desenele de execuție	
Bibliografie	54

ANEXE (aplicații în CATIA)

1. Modelul dintelor 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 angrenaje 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}
18	1500	4,75	9000	Vs	22

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

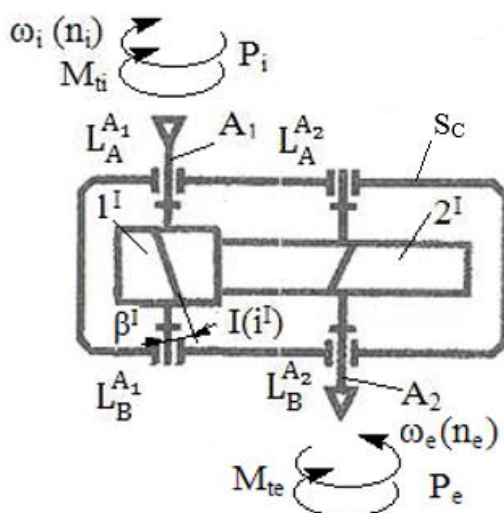
Reductorul de turație de proiectat se poate integra în mașini de ridicat și transportat (de ex. elevatoare pentru ridicarea autoturismelor).

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 – subansamblul carcasă; S_{A_1} - subansamblul 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 subansamblul carcasa S_C ; S_{A_2} - subansamblul 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 subansamblul 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,

$$z_2^I = z_1^{cil} i_R = 22 * 4,75 = 104,5$$

Se adoptă, $z_2^I = 105$

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

$$u_{rec1}^I = \frac{z_2^I}{z_1^I} = \frac{105}{22} = 4,75$$

și raportul de transmitere,

$$i_{R rec1} = u_{rec1}^I = 4,75$$

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
22	105	4,75	4.75	-0.41%

Puteri, turații și momente de torsiune

Valorile puterilor la nivelul arborilor reductorului sunt:

$$P_1 = P_i = 18 \text{ kW},$$

$$P_2 = \eta^I P_i = 0,96 * 18 = 17,1 \text{ kW},$$

Valorile turațiilor la nivelul arborilor reductorului sunt:

$$n_1 = n_i = 1500 \text{ rot/min},$$

$$n_3 = \frac{n_1}{u_{rec1}^I} = \frac{1500}{4,75} = 314,46 \text{ rot/min}.$$

Valorile momentelor de torsiune la nivelul arborilor reductorului sunt:

$$M_{t1} = M_{ti} = \frac{30}{\pi} 10^6 \frac{P_i}{n_i} = \frac{30}{\pi} 10^6 \frac{18}{1500} = 114591.55 \text{ Nmm},$$

$$M_{t2} = M_{t1} u_{rec1}^I \eta^I = 114591.55 * 4.75 * 0.96 = 519135.66 \text{ Nmm}.$$

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 = 18	n ₁ = 1500	M _{t1} = 114591.55
Arborele de ieșire (A ₂)	P ₂ = 17,1	n ₂ = 314,46	M _{t2} = 519135.66

3. PREDIMENSIONAREA ANGRENAJULUI

3.1 ALEGEREA TIPULUI OȚELULUI, TRATAMENTELOR TERMICE ȘI TEHNOLOGIILOR

Alegerea tipului oțelului și tratamentelor termice

Deoarece, $M_{ti} = 114591.55 \text{ Nmm} > 30000...40000 \text{ Nmm}$, se va adopta pentru roțile angrenajului oțel de cementare.

Alegerea oțelului, durităților și rezistențelor

Pentru ambele roți dințate se adoptă oțelul, 21MoMnCr12 (oțel cu 0,18% C aliat cu Molibden, Mangan și Nichel 1,3%) cu caracteristicile mecanice din tabel.

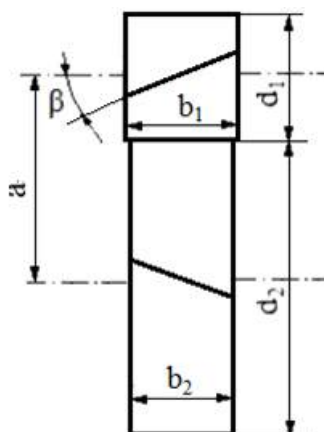
Oțelul	Limita de curgere, σ_c [MPa]	Rezistența la rupere, σ_r [MPa]	Tratamentul termic de bază	Duritățile flancurilor dinților roților	Duritățile zonelor interioare ale dinților	Tensiunea limită la contact, σ_{Hlim} [MPa]	Tensiunea limită la încovoiere, σ_{Flim} [MPa]
21MoMnCr12	850	1100	Cementare	HRC _{1,2} = 60	HB _{1,2} = 320	1530	410

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 geometrici 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	4.75	-
Numărul de dinți al pinionului	z_1	22	-
Momentul de torsiune al pinionului	T_1	114591.55	Nmm
Turația pinionului conic	n_p	1500	rot/min
Durata de funcționare impusă	$L_{h \text{ imp}}$	9000	ore
Tensiunea limită la oboseala de contact,	σ_{Hlim}	1530	MPa
Tensiunea limită la oboseala încovoiere,	σ_{Flim}	410	MPa
Unghiul de înclinare a danturii	β	11	° (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	=	<input type="text" value="114591.55"/>	Nmm	u	=	<input type="text" value="4.75"/>	β	=	<input type="text" value="11"/>	°	z_1	=	<input type="text" value="22"/>	
K_A	=	<input type="text" value="1.4"/>		K_V	=	<input type="text" value="1.17"/>		$K_{H\alpha}$	=	<input type="text" value="1.6"/>		$K_{H\beta}$	=	<input type="text" value="1.6"/>
Z_E	=	<input type="text" value="190"/>	MPa ^{1/2}	Z_H	=	<input type="text" value="2.476"/>		Z_ϵ	=	<input type="text" value="0.93"/>		ψ_d	=	<input type="text" value="0.7"/>
σ_{HP}	=	<input type="text" value="1176.923"/>	MPa											
<input type="button" value="Calculează"/>														

$$m_H = \text{ mm}$$

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 modulului frontal exterior din solicitarea de încovoiere

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

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

conform datelor următoare:

T_1	=	<input type="text" value="114591.55"/>	Nmm	u	=	<input type="text" value="4.77"/>	β	=	<input type="text" value="11"/>	°	z_1	=	<input type="text" value="22"/>	
K_A	=	<input type="text" value="1.4"/>		K_V	=	<input type="text" value="1.17"/>		$K_{F\alpha}$	=	<input type="text" value="1.3"/>		$K_{F\beta}$	=	<input type="text" value="1.5"/>
Y_{Fa1}	=	<input type="text" value="3.1"/>		Y_{Fa2}	=	<input type="text" value="2.4"/>		Y_{Sa1}	=	<input type="text" value="1.6"/>		Y_{Sa2}	=	<input type="text" value="1.9"/>
Y_β	=	<input type="text" value="0.89"/>		Y_ϵ	=	<input type="text" value="0.77"/>		ψ_d	=	<input type="text" value="0.7"/>				
σ_{FP1}	=	<input type="text" value="546.66"/>	MPa	σ_{FP2}	=	<input type="text" value="546.66"/>	MPa							
<input type="button" value="Calculează"/>														

$$m_F = \text{ mm}$$

unde, T_1 reprezintă momentul de torsiune al pinionului (M_{t2}), u - raportul de angrenare al angrenajului cilindric, β - unghiul de înclinare a danturii curbe, z_1 - numărul de dinți al pinionului cilindric, K_A - factorul regimului de funcționare, K_v - factorul dinamic, K_{Fa} - 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 modulului frontal exterior obținute din calculele la contact și încovoiere rezultă, $m_c = \max(m_H, m_F) = \max(3,932; 3,876) = 3,932$ 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 modulului normal se pot determina parametri principali ai angrenajului cilindric.

Parametrul	Simbolul	Valoarea [mm]	Observații
Modulul frontal calculat	m_c	2.633868	
Modulul normal calculat	$m_{nc} = m_c \cos \beta$	2.58119	
Modulul normal (standardizat)	m_n	3	
Modulul frontal	$m = \frac{m_n}{\cos \beta}$	3.06	
Diametrul de divizare al pinonului	$d_1 = m z_1$	67.32	$a = (d_1 + d_2)/2$,
Diametrul de divizare al roții	$d_2 = m z_2$	321.3	
Distanța dintre axe de referință	$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$	194.31	
Lățimea danturii roții	$b_2 = \psi_d d_1$	47.12	
Lățimea danturii pinionului	$b_1 = b_2 + 4 \dots 6$	52.12	


















3.2.3 MODELAREA DINȚILOR ROȚILOR ÎN ANGRENARE (CATIA)

Personalizarea datelor de intrare în aplicația CATIA

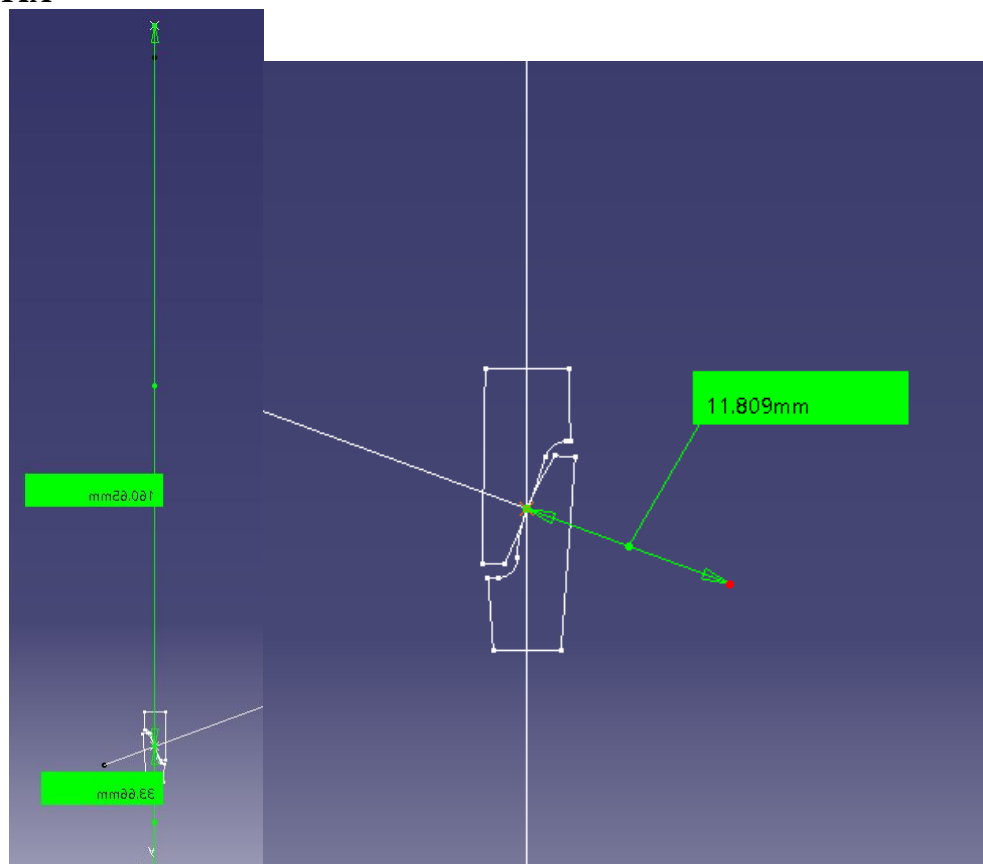
 `Date de intrare` =	Simbol teoretic	Semnificația
	α_n	Unghiul de presiune (angrenare) normal [°]
	h_{an}^*	Coeficientul înălțimii capului dintelui
	c_{0n}^*	Coeficientul jocului la piciorul dintelui
	ρ_n^*	Coeficientul razei de racordare
	z_1	Numărul de dinți ai pinionului
	z_2	Numărul de dinți ai roții
	m_n	Modulul normal [mm]
	β	Unghiul de înclinare a danturii [°]
	a_w	Distanța dintre axe (reală) [mm]
	x_{n1}	Coeficientul deplasării de profil a danturii pinionului (zero, roți nedeplasate)

 `Date de intrare`  alfa_n=20deg  ha_n=1  c_n=0.25  rho_n=0.375  z1=22  z2=105  m_n=3mm  beta=11deg  aw=194.31mm  xn1=0  g=4mm	g	Grosimea coroanei [mm]
--	---	------------------------

Verificarea modelului CATIA

 `Parametri angrenaj și roți` =	Simbol teoretic	Semnificația	Verificare
 u=4.772727273=z2	u	Raportul de angrenare	$u > 1$; $4.77 > 1$
 m_t=3.056mm=m_n	m	Modulul frontal [mm]	$m > m_n$; $3.06 > 2.75$
 a=194.066mm=m_n	a	Distanța dintre axe de referință [mm]	$a = a_w$; 194.066
 alfa=20.344deg=alpha_n	α	Unghiul de presiune frontal [°]	$\alpha > \alpha_n$; $20,344 > 20$
 alfaw=20.537deg=alpha_w	α_w	Unghiul de angrenare frontal [°]	$\alpha_w = \alpha$; 20,537
 aw_rec=194.31mm	a_w	Distanța dintre axe reală [mm]	a_w (aw_rec) = a 194.31
 xns=0.081861617=xn1	x_{ns}	Suma coeficienților depasărilor	$x_{ns} = 0.08$
 xn2=0.081861617=xn1	x_{n2}	Coeficientul deplasării roții	$x_{n2} = 0.08$
 rd1=33.618mm=m_n	r_{d1}	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{d1} + r_{d2} = a$ $33.618 + 160,448 = 194.066$
 rd2=160.448mm=m_n	r_{d2}	Raza cercului de divizare al roții [mm]	
 rw1=33.66mm=m_n	r_{w1}	Raza cercului de rostogolire al pinionului [mm]	$r_{w1} = r_{d1}$; 33,66
 rw2=160.65mm=m_n	r_{w2}	Raza cercului de rostogolire al roții [mm]	$r_{w2} = r_{d2}$; 160,65
 rf1=29.868mm=m_n	r_{f1}	Raza cercului de picior al pinionului [mm]	$r_{f1} < r_{d1}$; $29,868 < 33.618$
 rf2=156.943mm=m_n	r_{f2}	Raza cercului de picior al roții [mm]	$r_{f2} < r_{d2}$; $156.943 < 160.448$
 ra1=36.617mm=(2	r_{a1}	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{a1} > r_{d1}$; $36.617 > 33.618$
 ra2=163.692mm=(r_{a2}	Raza cercului de divizare al roții [mm]	$r_{a2} > r_{d2}$; $163.692 > 160.448$

Modelul CATIA



3.2.4 STANDARDIZAREA DISTANȚEI DINTRE AXE ȘI PARAMETRI GEOMETRICI PRINCIPALI

Alegerea (standardizarea) distanței dintre axe

Pentru distanța dintre axe standard, $a_w = 200$ mm, restricțiile impuse în vederea realizării angrenajului cu distanța dintre axe impusă - $0,5m_n < a_w - a \leq m_n$ devin:

$0,5 \cdot 3 < 200 - 194,31 \leq 3$ ($1.5 < 5.69 < 3$). 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, $u_{rec1}^{II} = 4.75$, se determină numerele de dinți teoretice:

$$z_1 = \frac{2 a_w \cos \beta}{m_n (u_{rec1}^{II} + 1)} = \frac{2 \cdot 180 \cos 15}{4 (3,941 + 1)} = 22.76;$$

$$z_2 = u z_1 = 4.75 \cdot 22.72 = 108.1$$

Ca urmare a rotunjirilor 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]
---------------------------------------	----------------------------------	---	---	--

22	108	4,9	3.15	198.64
22	109	4.95	4.21	200.17
23	108	4.69	-1.26	200.17
23	109	4.73	-0.42	201.7
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) = (23, 108) cu distanța dintre axe de referință recalculată a^r = 200.17 > 200 mm. Astfel rezultă angrenaj MINUS.

Determinarea parametrilor geometrici ai angrenajului deplasat












Denumirea parametrului	Relația de calcul	Valoarea	Unitatea de măsură	Observații
Unghiul de presiune frontal	$\alpha = \arctg \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	20,34	[°]	$\alpha_n = 20^\circ$
Unghiul de angrenare frontal	$\alpha_w = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha\right)$	20.2	[°]	
Suma coeficienți de depășirilor de profil ale danturilor roților	$x_{ns} = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha)(z_2 + z_1)}{2 \tan \alpha \cos \beta}$	-0.05		
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		$x_{n2} = -0.05$

Pentru asigurarea distanței dintre axe impusă (a_w = 200 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 recalculat, u ^{II} _{rec2}
23	108	0	-0.05	4,69

3.2.5 MODELAREA ȘI VERIFICAREA ANGRENAJULUI DEPLASAT (CATIA)

Personalizare date de intrare

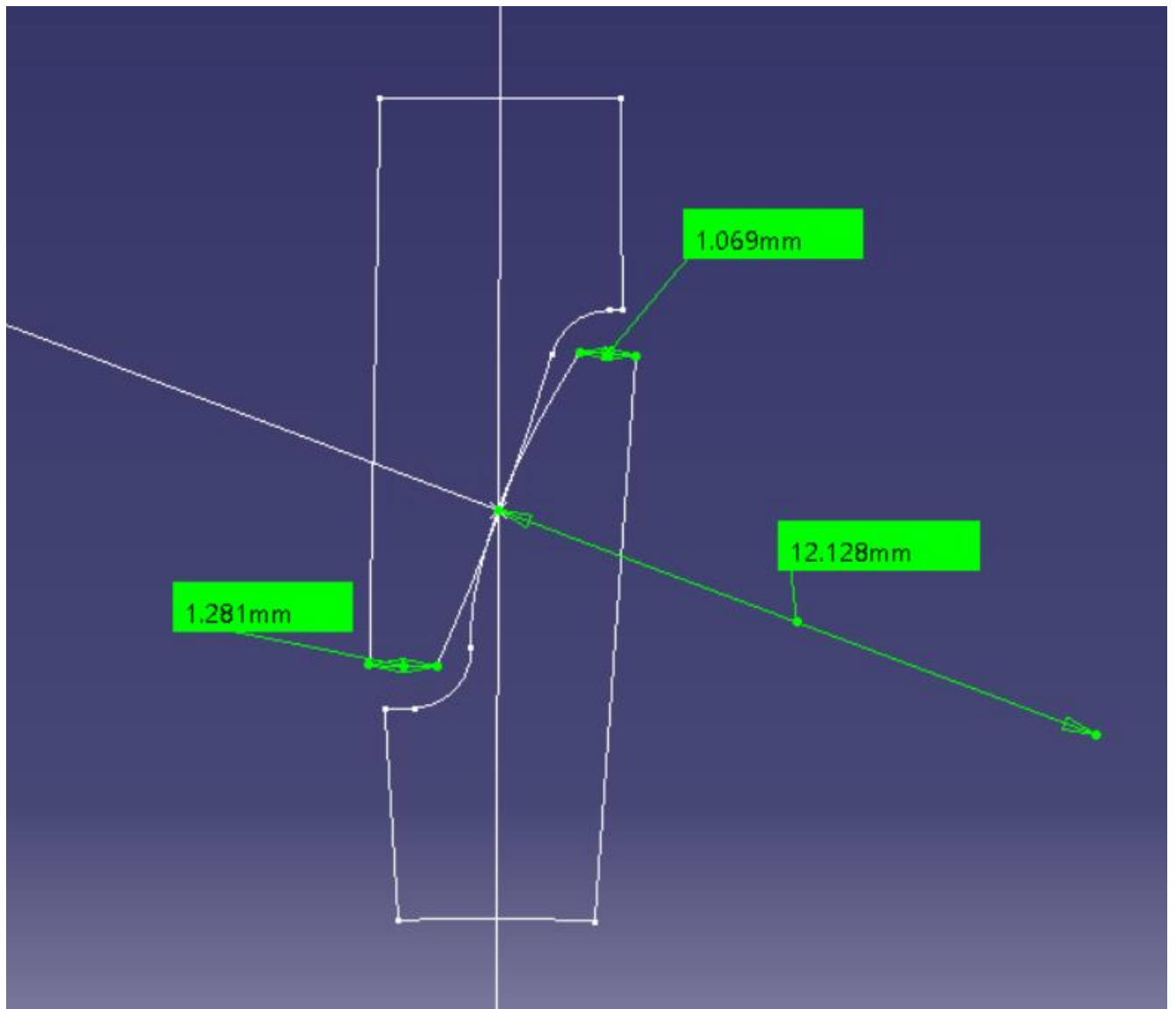
 alfa_n=20deg	α_n	Unghiul de presiune (angrenare) normal [°]
 ha_n=1	h_{an}^*	Coeficientul înălțimii capului dintelui
 c_n=0.25	c_{0n}^*	Coeficientul jocului la piciorul dintelui
 rho_n=0.375	ρ_n^*	Coeficientul razei de racordare
 z1=23	z ₁	Numărul de dinți ai pinionului (modificat)
 z2=108	z ₂	Numărul de dinți ai roții (modificat)
 m_n=3mm	m _n	Modulul normal [mm]
 beta=11deg	β	Unghiul de înclinare a danturii [°]
 aw=200mm	a _w	Distanța dintre axe reală [mm]
 xn1=0	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
--	-----------------	--------------	------------

$u=4.695652174=$	u	Raportul de angrenare	$u = u_{rec2}^{II}; 4,69$
$m_t=3.056mm=n$	m	Modulul frontal [mm]	$m > m_n; > 3$
$a=200.178mm=n$	a	Distanța dintre axe de referință [mm]	$a < a_w; 195.59 < 200$
$alfa=20.344deg=$	α	Unghiul de presiune frontal [°]	$\alpha < \alpha_w, 20.34 < 20.62$ (angr. PLUS)
$alfaw=20.206deg$	α_w	Unghiul de angrenare fronat [°]	
$aw_rec=200mm=$	a_w	Distanța dintre axe reală [mm] (verificare)	$a_w < a; 200 < 195.59$ (angr. MINUS)
$xns=-0.05908475$	x_{ns}	Suma coeficienților depasărilor	$x_{ns} > 0; 0.034 > 0$ (angr. PLUS)
$xn2=-0.05908475$	x_{n2}	Coeficientul deplasării roții	
$rd1=35.146mm=$	r_{d1}	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{w1,2} < r_{d1,2}$ (angr. MINUS) $33,6 < 333.61$; $r_{d1} + r_{d2} = a$; $33.61 + 161,976 = 195.59$ $r_{w1} + r_{w2} = a_w$; $33,6 + 161.89 = 200$
$rd2=165.032mm=$	r_{d2}	Raza cercului de divizare al roții [mm]	
$rw1=35.115mm=$	r_{w1}	Raza cercului de rostogolire al pinionului [mm]	
$rw2=164.885mm$	r_{w2}	Raza cercului de rostogolire al roții [mm]	
$rf1=31.396mm=r$	r_{f1}	Raza cercului de picior al pinionului [mm]	$r_{f1} < r_{w1}; 29.868 < 33.6$
$rf2=161.105mm=$	r_{f2}	Raza cercului de picior al roții [mm]	$r_{f2} < r_{w2}; 158.12 < 161.89$
$ra1=38.145mm=$	r_{a1}	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{a1} > r_{w1}; 36.61 > 33.6$
$ra2=167.854mm=$	r_{a2}	Raza cercului de divizare al roții [mm]	$r_{a2} > r_{w2}; 164.87 > 160.89$

Modelul CATIA

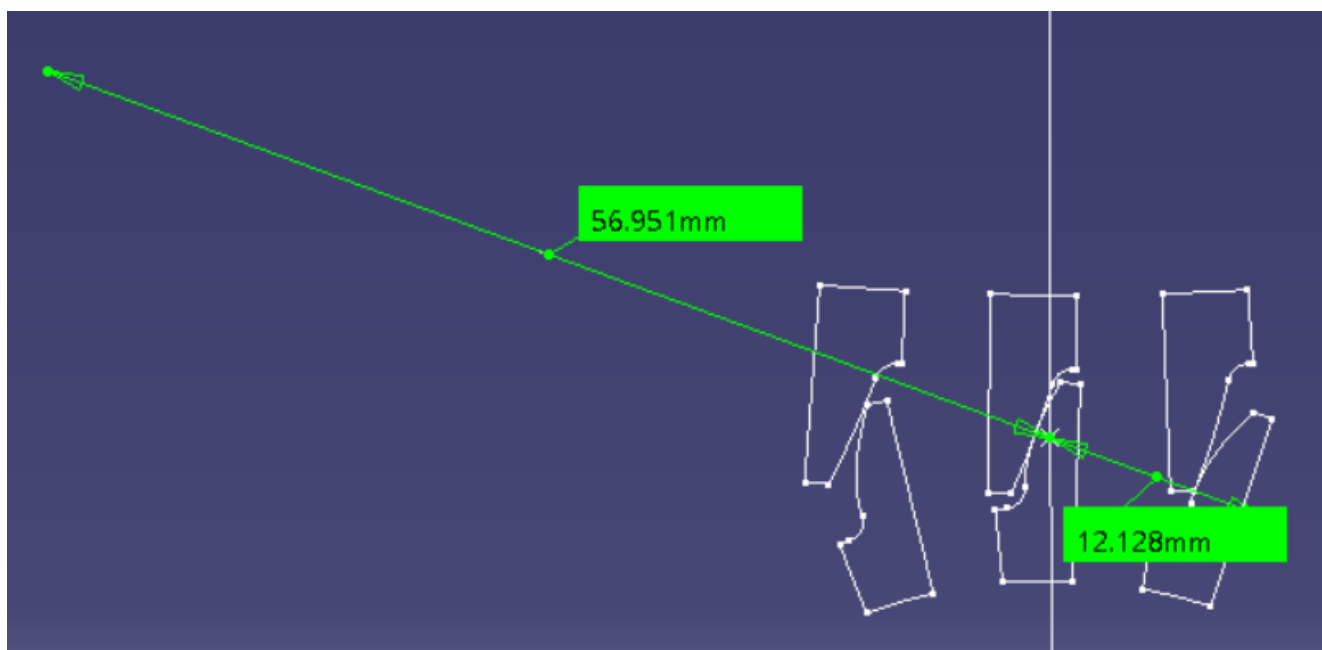


Verificarea ascuțirii dinților roților

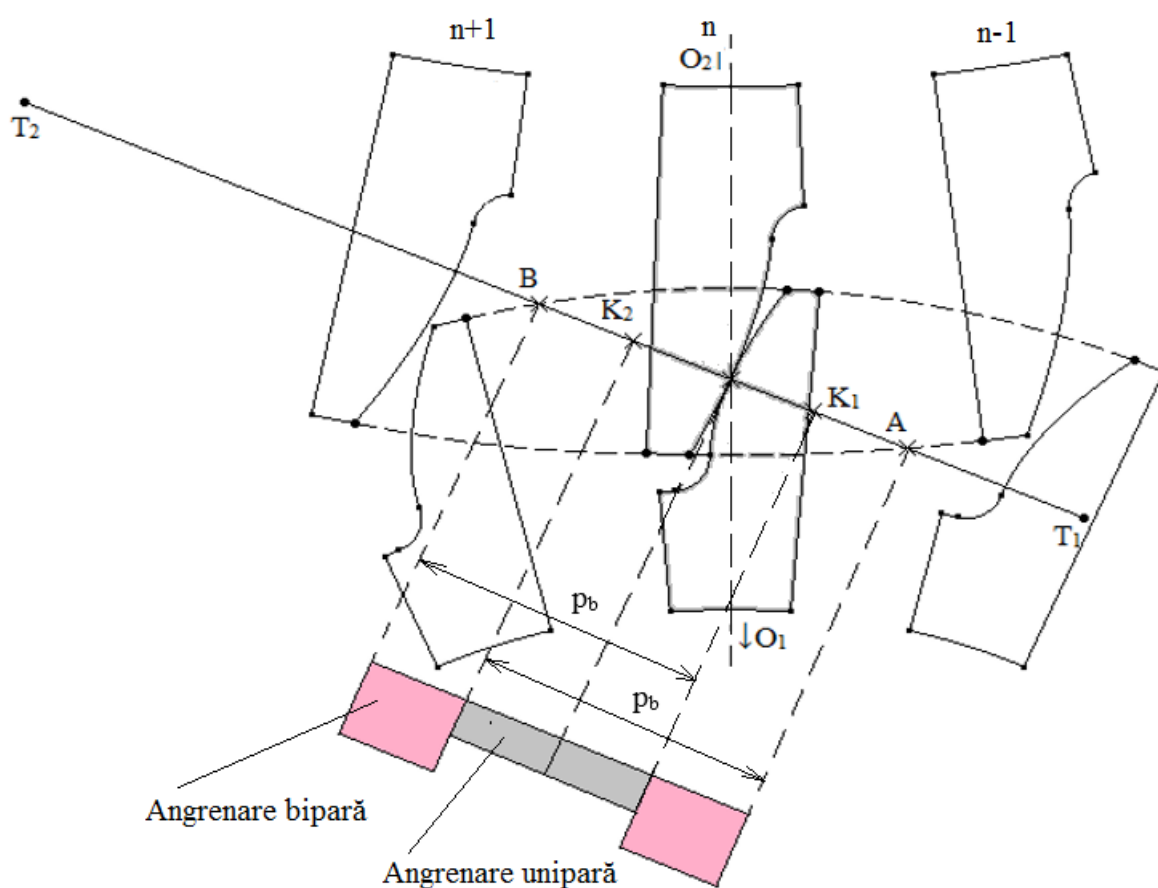
Prin măsurare pe modelul CATIA, $s_1 = 1.281 \text{ mm}$ și $s_2 = 1.069 \text{ mm}$.
 $s_{1,2} > (0, 3 \dots 0,45) m_n/2$;

3.2.6 MODELAREA ȘI VERIFICAREA ANGRENĂRII (CATIA)

Modelul CATIA

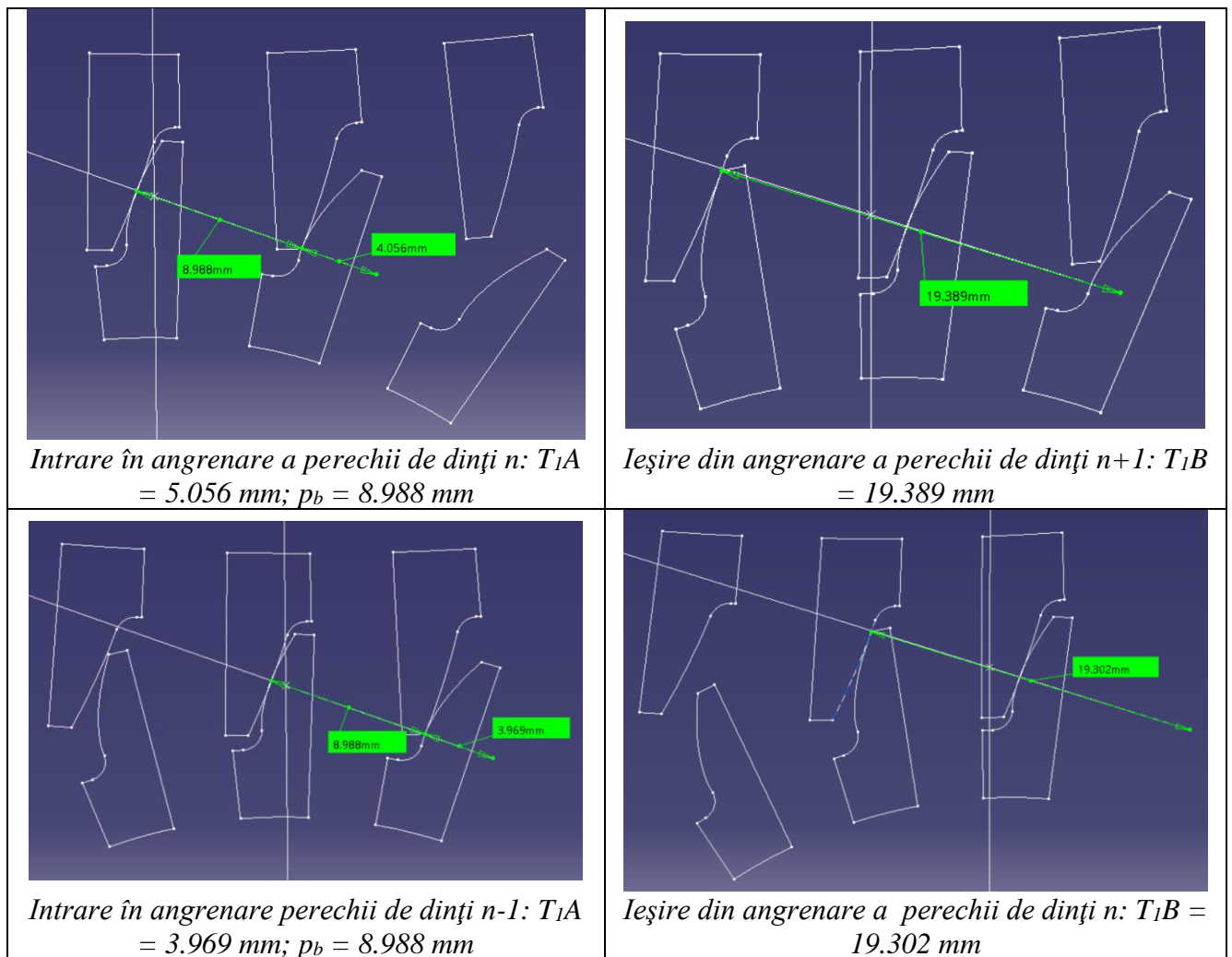


*Simularea angrenării și verificarea continuității
Schema continuității angrenării*



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:

$$\varepsilon_{\alpha}^m = \frac{AB}{p_b} = \frac{T_1B - T_1A}{p_b} = \frac{19.345 - 4.0125}{8.988} = 1.7$$

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,

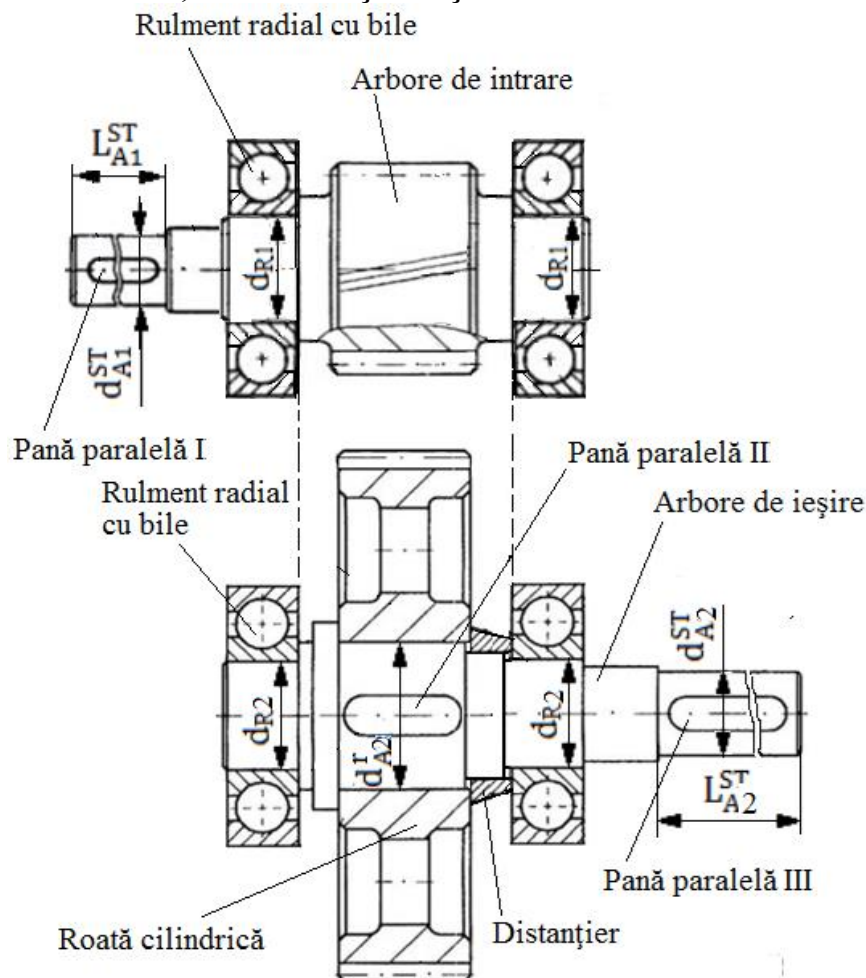
epsilon_alfa=1.686367838

Abaterea valorii gradului de acoperire obținut prin măsurare, $\varepsilon_{\alpha}^m = 1.7$, în raport cu gradul de acoperire calculat, $\varepsilon_{\alpha} = 1.6863$, este 1.19%.

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)							
20MoNi35	850/1100	270	130	75	Cementare	60	225
Arborele de ieșire							
40Cr10	800/1000	330	150	90	Îmbunătățire	275	225

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.

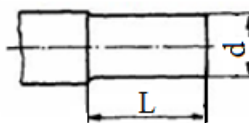
Valorile parametrilor de calcul

Parametrul	Arbore de intrare (A1)	Arbore de ieșire (A2)
Momentul de torsiune	$M_{t1} = 114592 \text{ Nmm}$	$M_{t2} = 519136 \text{ Nmm}$
Tensiunea admisibilă	$\tau_{at1} = 25 \text{ MPa}$	$\tau_{at2} = 41 \text{ MPa}$
Diametrul	$d_{A1} = 28.57 \text{ mm}$	$d_{A2} = 40.1 \text{ mm}$

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	$d_{A1}^{ST} = 32 \text{ mm}$	$d_{A2}^{ST} = 40 \text{ mm}$
Lungimea standard	$L_{A1}^{ST} = 56 \text{ mm}$	$L_{A2}^{ST} = 82 \text{ mm}$

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

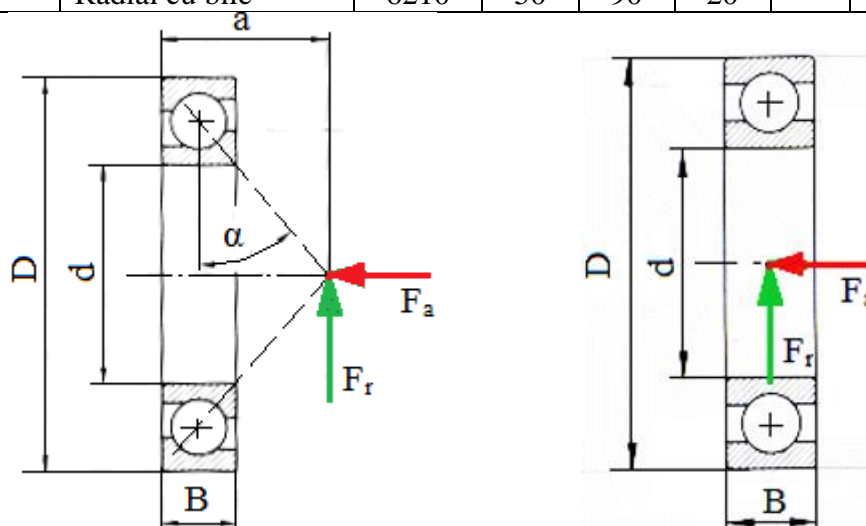
4.3 ALEGEREA RULMENȚILOR ȘI MONTAJELOR

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	6207	35	72	17	-	-	25500
De intrare (var. II)	Radial-axial cu bile	7208	40	80	18	-	-	32000
De ieșire	Radial cu bile	6210	50	90	20	-	-	36500

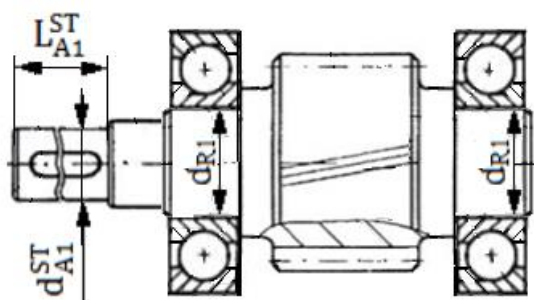


Obs.

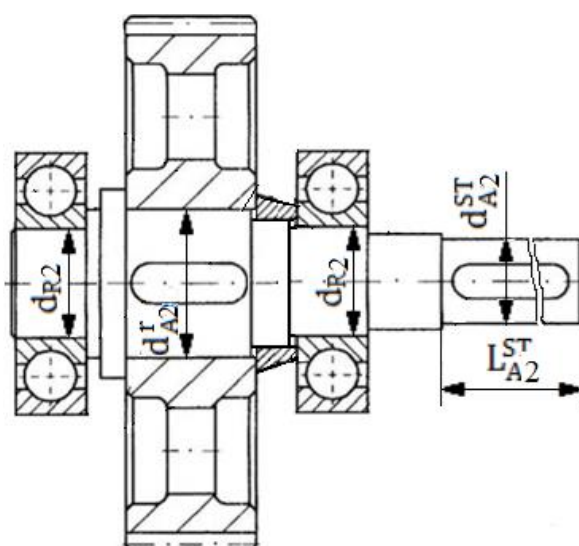
- diametrele tronsoanelor pe care se montează rulmenții: $d_{R1} = 40 \text{ mm}$, $d_{R2} = 50 \text{ mm}$;
- pentru arborele de ieșire se adoptă diametrul tronsonului pe care se montează roata cilindrică, $d_{A2}^r = d_{R2} + 10 \text{ mm} = 60 \text{ mm}$.

Montaje cu rulmenți

Arbore de intrare

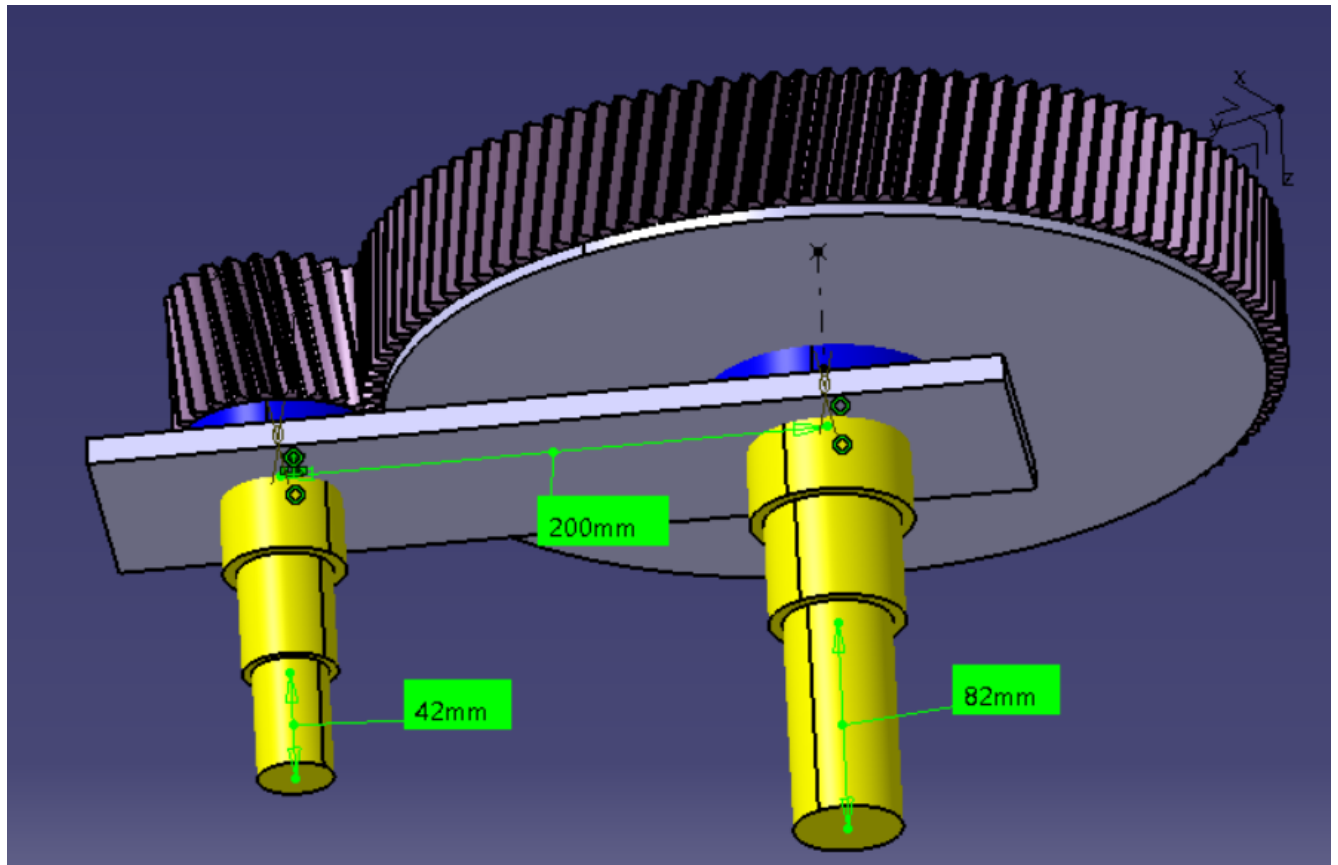


Arbore de ieșire



5. MODELAREA ȘI SIMULAREA CINEMATICĂ A MECANISMULUI

5.1 GENERAREA ȘI SIMULAREA MODELULUI CINEMATIC



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

$$z_1 = 23 \quad z_2 = 108 \quad \beta = 11 \text{ grade} \quad a_W = 200 \text{ mm}$$

$$m_n = 3 \text{ mm} \quad x_{n1} = 0 \quad x_{n2} = -0.05 \quad v_d = 0.7$$

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:

$$a = 200.177830558 \text{ mm} \quad \alpha_t = 20.3439016497 \text{ grade} \quad \alpha_{Wt} = 20.2060565205 \text{ grade} \quad \alpha_{Wn} = 19.8646852833 \text{ grade}$$

$$m = 3.05615008486 \text{ grade}$$

Parametrii roților:

$$d_1 = 70.2914519519 \text{ mm} \quad d_2 = 330.064209165 \text{ mm} \quad d_{b1} = 65.9068699205 \text{ mm} \quad d_{b2} = 309.475737018 \text{ mm}$$

$$d_{w1} = 70.2290076335 \text{ mm} \quad d_{w2} = 329.770992366 \text{ mm} \quad d_{a1} = 76.2357908345 \text{ mm} \quad d_{a2} = 335.708548048 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = 62.7914519519 \text{ mm} \quad d_{f2} = 322.264209165 \text{ mm} \quad s_{n1} = 4.71238898038 \text{ mm} \quad s_{n2} = 4.60319791010 \text{ mm}$$

$$b_1 = 55 \text{ mm} \quad b_2 = 50 \text{ mm}$$

$$s_{an1} = 2.18164891892 \text{ mm} > s_{anmin} = 0.89999999999 \text{ mm} ? \quad s_{an2} = 2.46785946256 \text{ mm} > s_{anmin} = 0.89999999999 \text{ mm} ?$$

$$x_{n1} = 0 > x_{nmin1} = -0.42404560125 ? \quad x_{n2} = -0.05 > x_{nmin2} = -5.68682282327 ?$$

Parametrii geometrice ai roților pentru verificarea conformităților de execuție:

$$N_1 = 3 \text{ mm} \quad W_{Nn1} = 23.1598941318 \text{ mm} < W_{Nmax1} = 278.859434896 \text{ mm} ?$$

$$N_2 = 13 \text{ mm} \quad W_{Nn2} = 115.386762066 \text{ mm} < W_{Nmax2} = 250.973491406 \text{ mm} ?$$

$$S_{cn1} = 4.16114418631 \text{ mm} \quad h_{cn1} = 2.21490312914 \text{ mm} \quad S_{cn2} = 4.06472604485 \text{ mm} \quad h_{cn2} = 2.08244979591 \text{ mm}$$

Gradele de acoperire:

$$\varepsilon_{amin} = 1.2 < \varepsilon_a = 1.68035066533 \text{ [mm]} < \varepsilon_{amax} = 2 ?$$

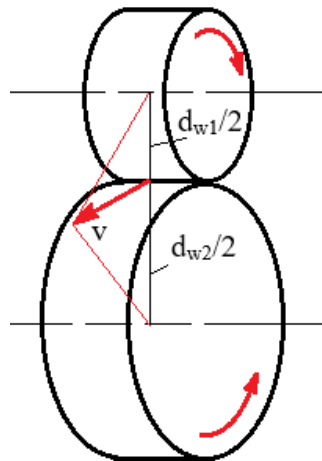
$$\varepsilon_\beta = 1.11350047602 \text{ mm} \quad \varepsilon_\gamma = 2.79385114135 \text{ mm}$$

Parametri angrenaj și roți echivalente:

$$z_{n1} = 24.2087752212 \quad z_{n2} = 113.675987995 \quad d_{n1} = 72.6263256638 \text{ mm} \quad d_{n2} = 341.027963986 \text{ mm}$$

$$d_{bn1} = 68.2464223011 \text{ mm} \quad d_{bn2} = 320.461461240 \text{ mm} \quad d_{an1} = 78.5706645464 \text{ mm} \quad d_{an2} = 346.672302869 \text{ mm}$$

$$a_{wn} = 206.650088205 \text{ mm} \quad \varepsilon_{an} = 1.70296007384$$

Viteza periferică a roților în polul angrenării*Schema de calcul a vitezei periferice pentru angrenajul cilindric**Relația de calcul a vitezei periferice*

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

$n_p =$ rot/min $d_{w1} / d_{m1} =$ mm

$v =$ m/s

Alegerea treptei de precizie și procedeele de prelucrare

Tipul danturii cilindrice	Treapta de precizie	Procedeul de prelucrare
Înclinată	8	Frezare îngrijită

Alegerea rugozităților

Tipul danturii cilindrice	Rugozitatea flancului, R_{a_f} [μm]	Rugozitatea racordării, R_{a_r} [μm]	Procedeul de prelucrare final
Înclinată	0,4	0,8	Frezare îngrijită

Alegerea tipului lubrifiantului (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).

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

Jocuri, abateri și toleranțe ale angrenajului și roților cilindrice

Jocului minim necesar, $j_{\min}^{\text{nec}} = (0,01 \dots 0,03)m_n = (0,01 \dots 0,03) 3 = (0,03 \dots 0,9) \text{ mm}$; se adoptă 0,07 mm (70 μm).

Jocul minim normal, $j_{\min} = 115 \mu\text{m}$;

Tipul ajustajului, B.

Tipul toleranței jocului dintre flancuri, b;

Toleranțele bății radiale: $F_r = 45 \mu\text{m}$, pentru pinion; $= 63 \mu\text{m}$, pentru roată.

Abatererile minime ale cotelor peste dinți: $E_{ws} = 100 \mu\text{m}$, pentru pinion; $E_{ws} = 200 \mu\text{m}$, pentru roată.

Toleranțele cotelor peste dinți: $T_w = 60 \mu\text{m}$, pentru pinion; $T_w = 100 \mu\text{m}$, pentru roată.

Abatererile minime ale grosimilor dinților pe coarde constante: $E_{cs} = 100 \mu\text{m}$, pentru pinion; $E_{cs} = 200 \mu\text{m}$, pentru roată.

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

Abaterile limită ale distanței dintre axe, $f_a = \pm 90 \mu\text{m}$.

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, $200 \pm 0,07 \text{ mm}$.

7. FORȚE ÎN ANGRENAJ

7.1 SCHEMA FORȚELOR DIN ANGRENAJUL CILINDRIC

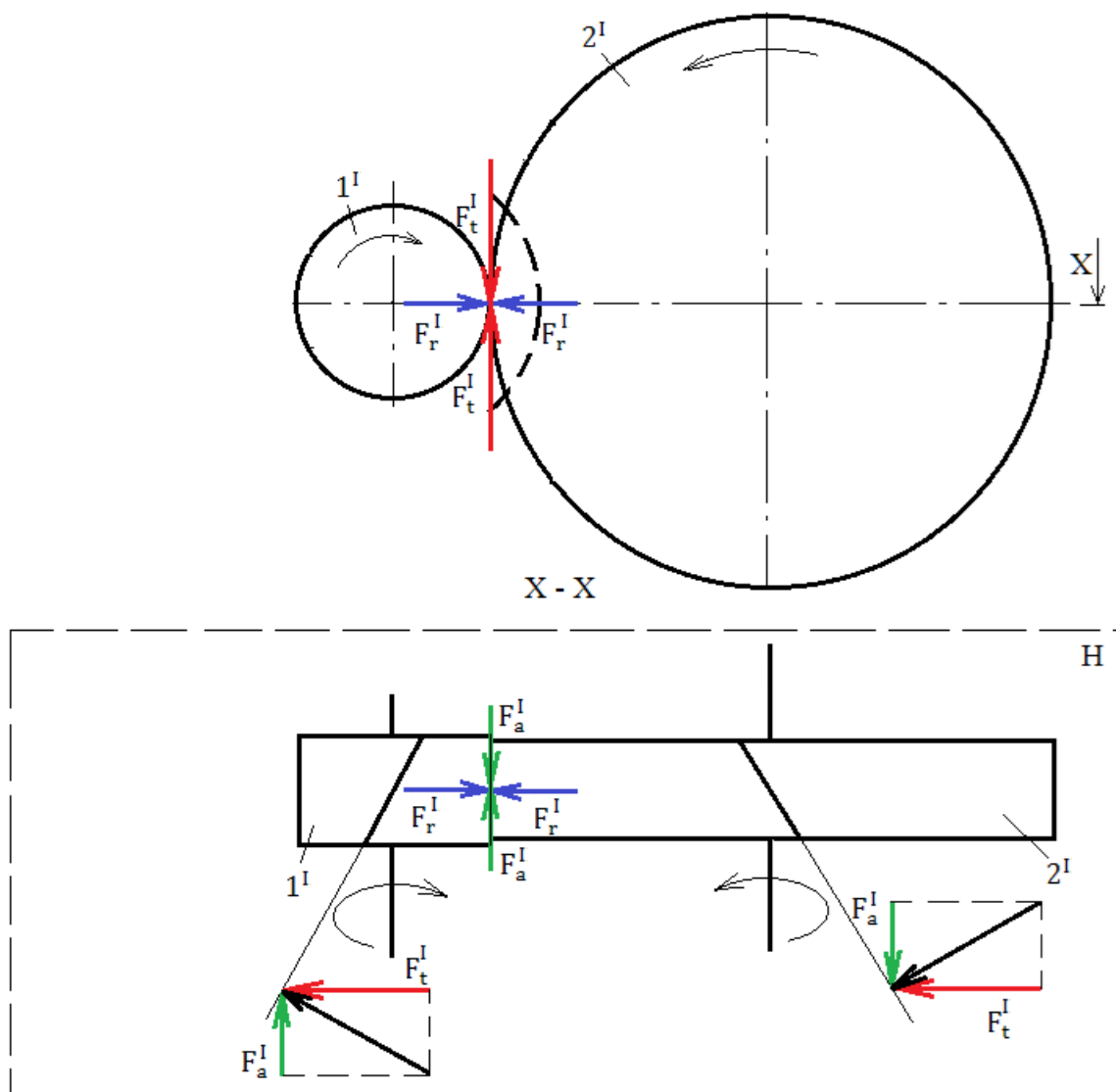
Direcțiile și sensurile forțelor

Forța tangențială: direcție tangențială 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 FORTELOR DIN ANGRENAJUL CILINDRIC

Calculul forțelor

$$T_1 = 114591.55 \text{ Nmm}$$

$$d_{w1} = 70.22 \text{ mm}$$

$$\beta = 11 \text{ grade}$$

$$\alpha_{wt} = 20.2 \text{ grade}$$

Calculează

$$F_t = 3263.78667046 \text{ N}$$

$$F_r = 1200.83967796 \text{ N}$$

$$F_a = 634.415861964 \text{ N}$$

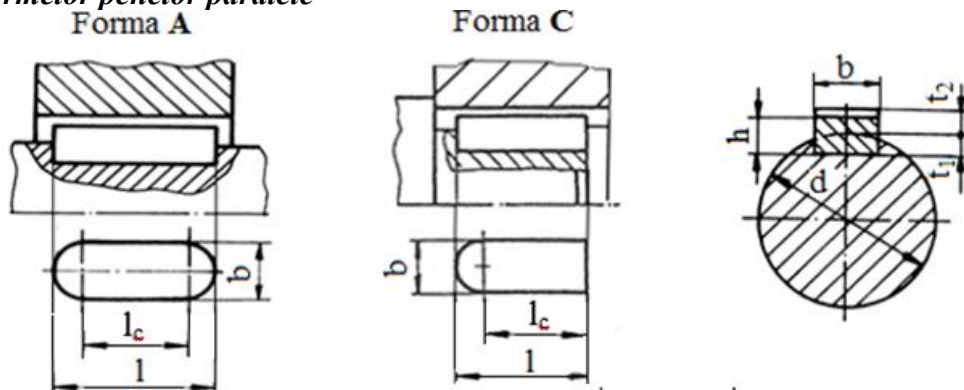
Valorile forțelor

Angrenajul	Cilindric		
Forța	F_t	F_r	F_a
Valoarea forței [N]	3263.78	1200.83	634.41

8. ALEGEREA ȘI CALCULUL ASAMBLĂRILOR CU PENE PARALELE

8.1 ALEGEREA FORMELOR ȘI DIMENSIUNILOR PENELOR PARALELE

Tipurile și formele penelor paralele



8.2 CALCULUL ASAMBLĂRILOR 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

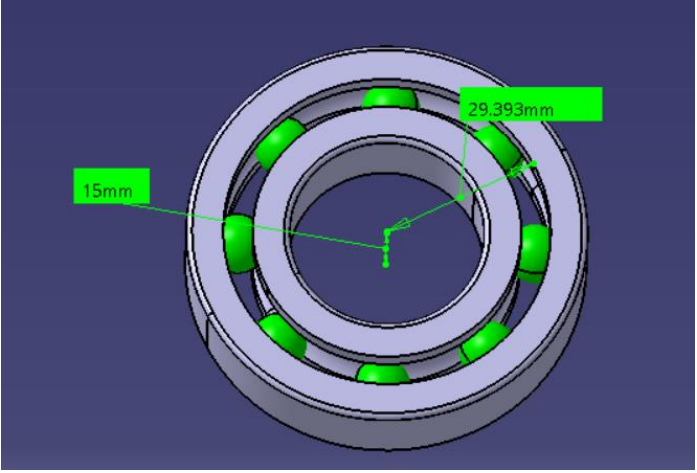
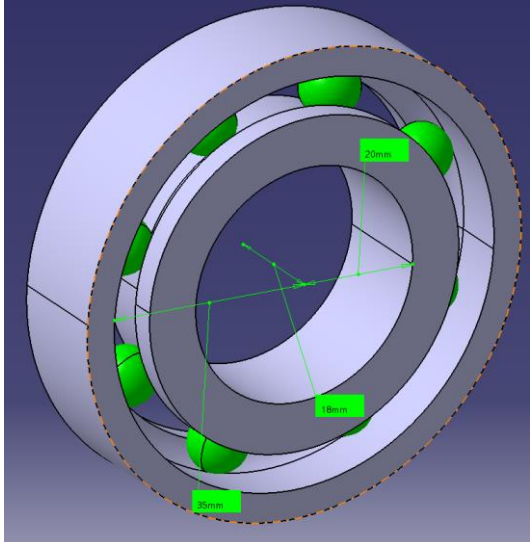
Denumirea penei/ Parametrul	Pană paralelă I (tip A)	Pană paralelă II (tip A)	Pană paralelă III (tip A)
d [mm]	$d_{A1}^{ST} = 32$	$d_{A3}^r = 70$	$d_{A3}^{ST} = 40$
b[mm]	10	20	12
h [mm]	8	12	8
M_t [Nmm]	$M_{t1} = 114591.55$	$M_{t2} = 519135.66$	$M_{t2} = 519135.66$
σ_{as} [MPa]	80	110	110
l_c [mm]	22.38	22.47	58.99
l [mm] (STAS)	35	50	70
t_1 [mm]	5	9	5.0
t_2 [mm]	3.3	5.4	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.

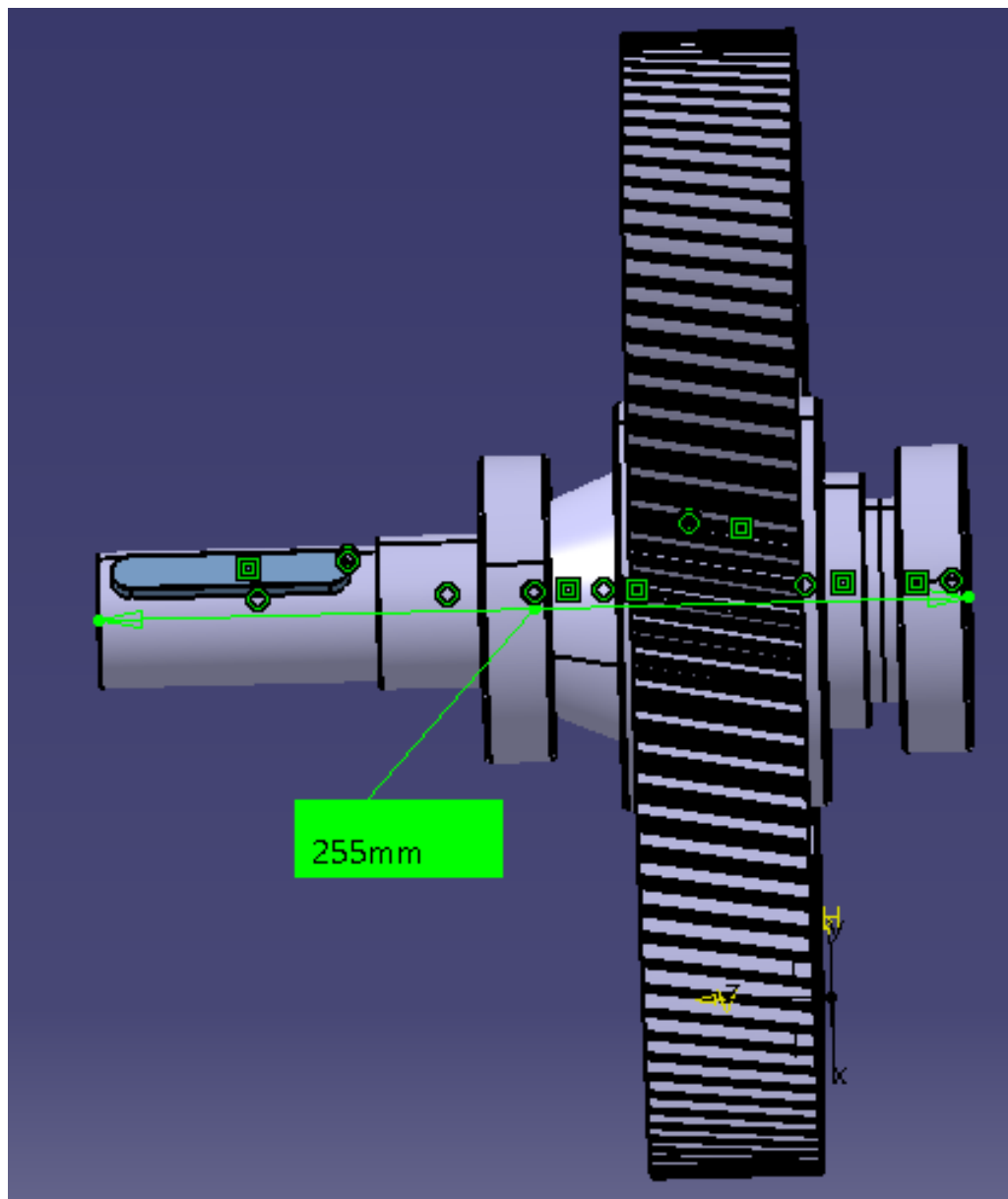
10. GENERARE SUBANSAMBLE RULMENȚI, ARBORI ȘI ANGRENAJE

Subansamble rulmenți

Rulment radial cu bile de intrare.CATPart	Rulment radial cu bile de iesire.CATPart
	

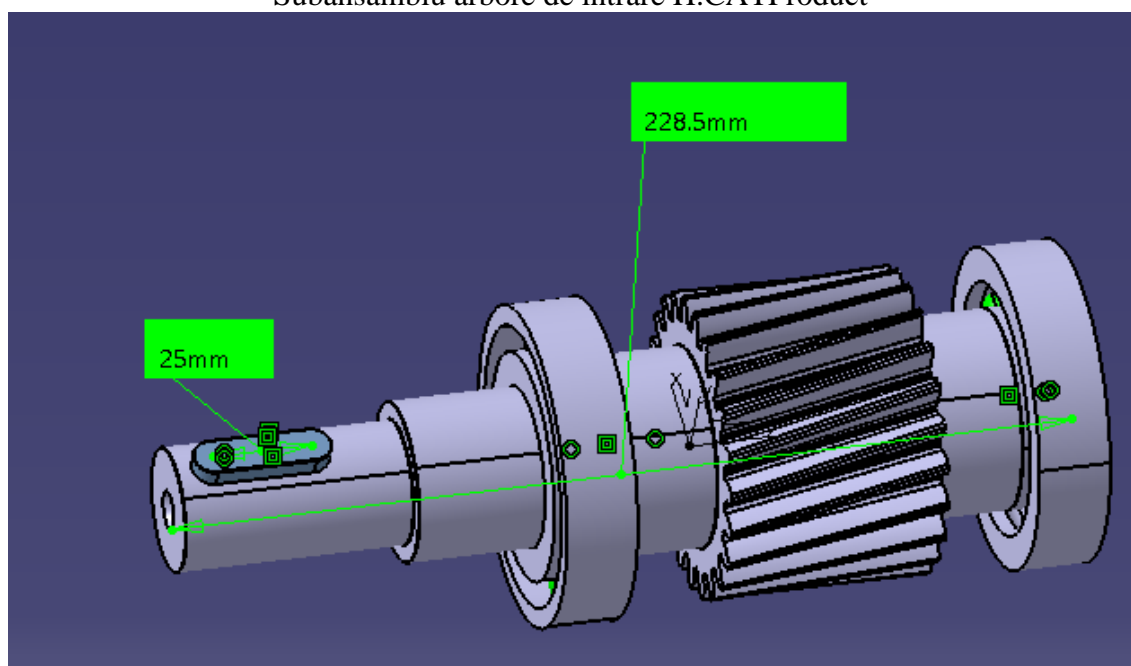
Subansamblu arbore de ieșire

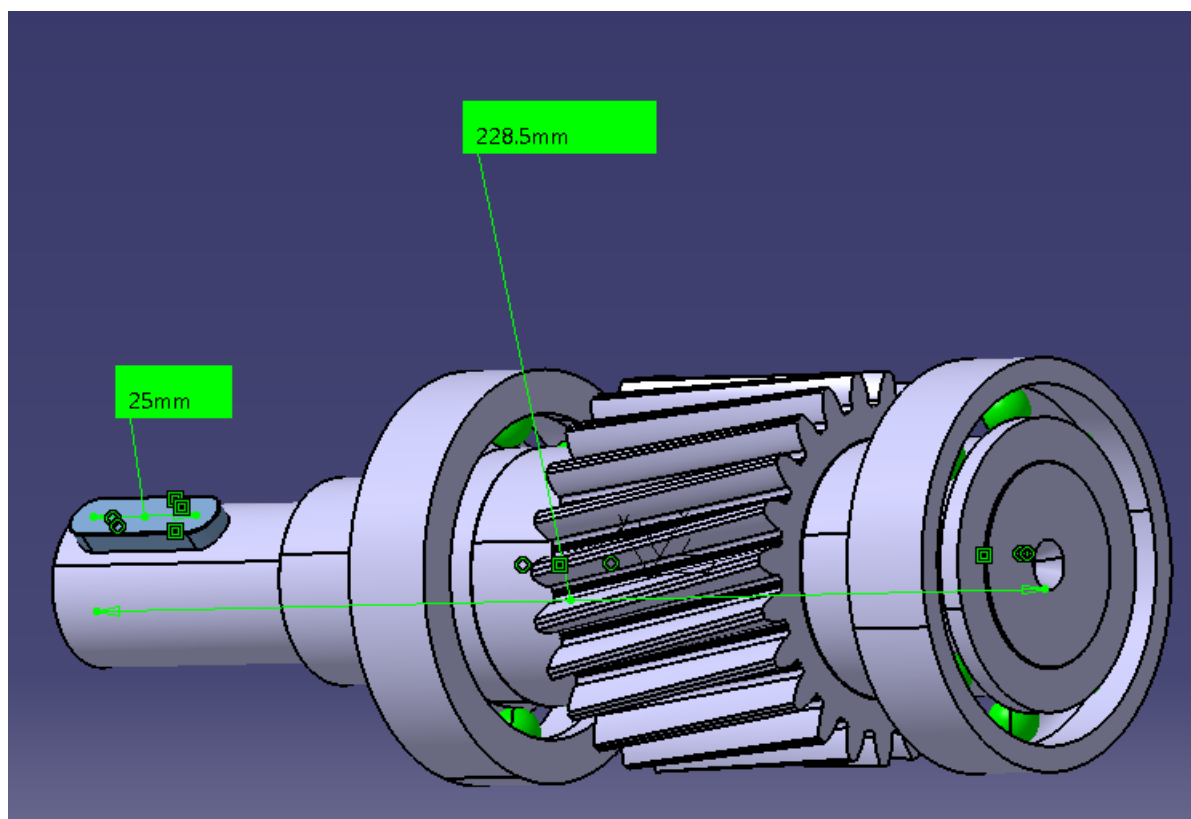
Subansamblu arbore de ieșire HH.CATProduct



Subansamblu arbore de intrare

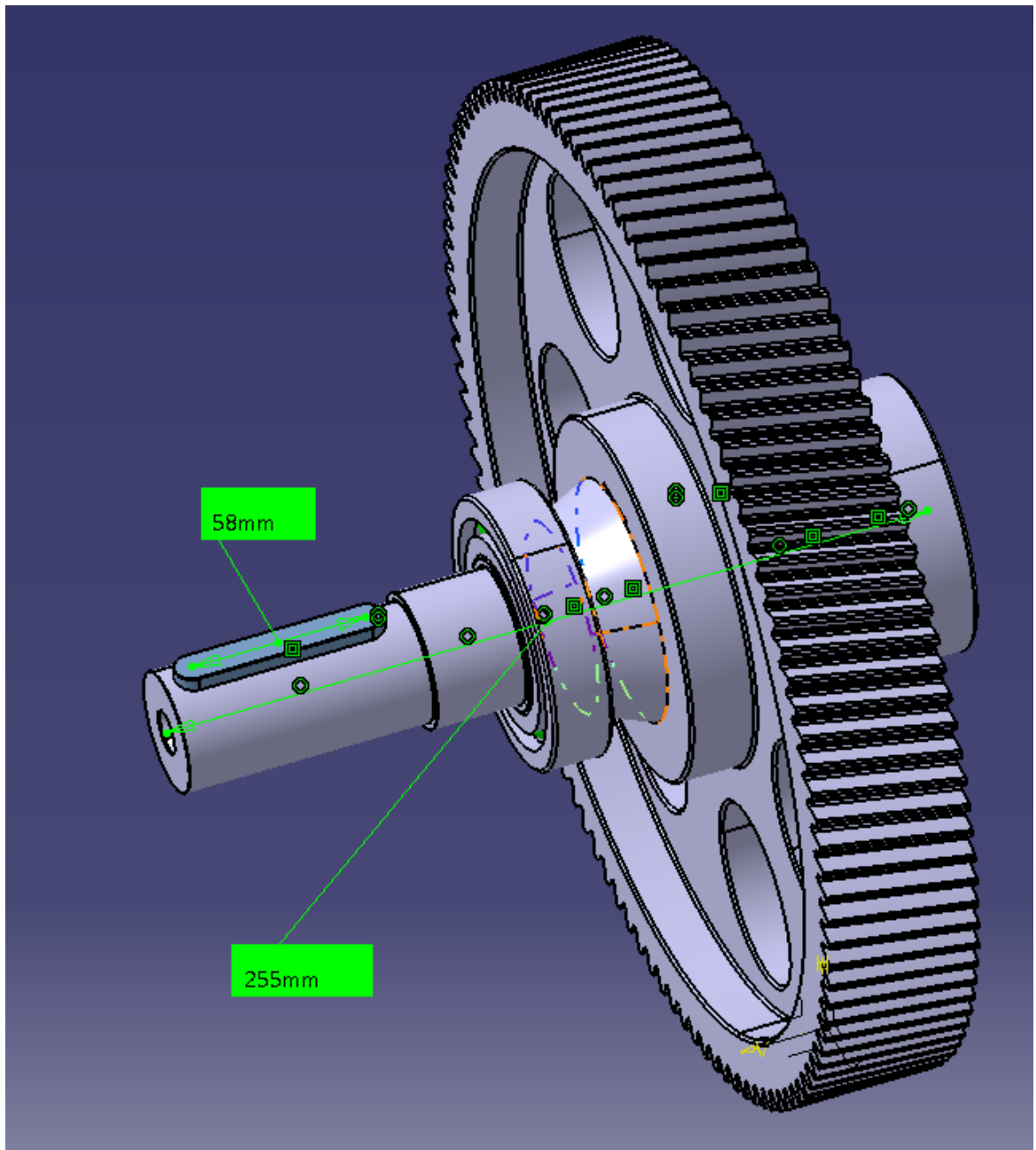
Subansamblu arbore de intrare H.CATProduct

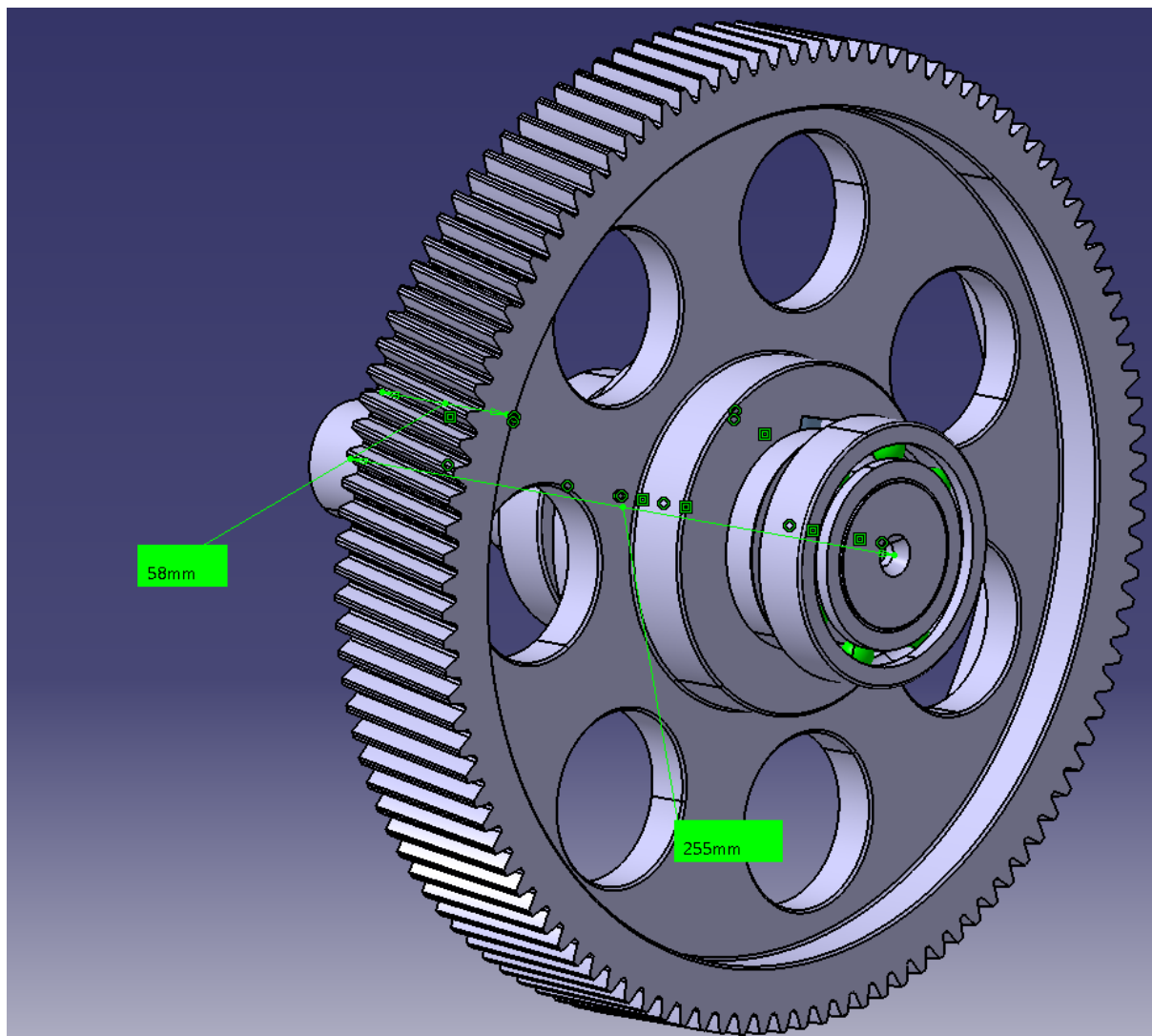




Subansamblu arbore de ieșire

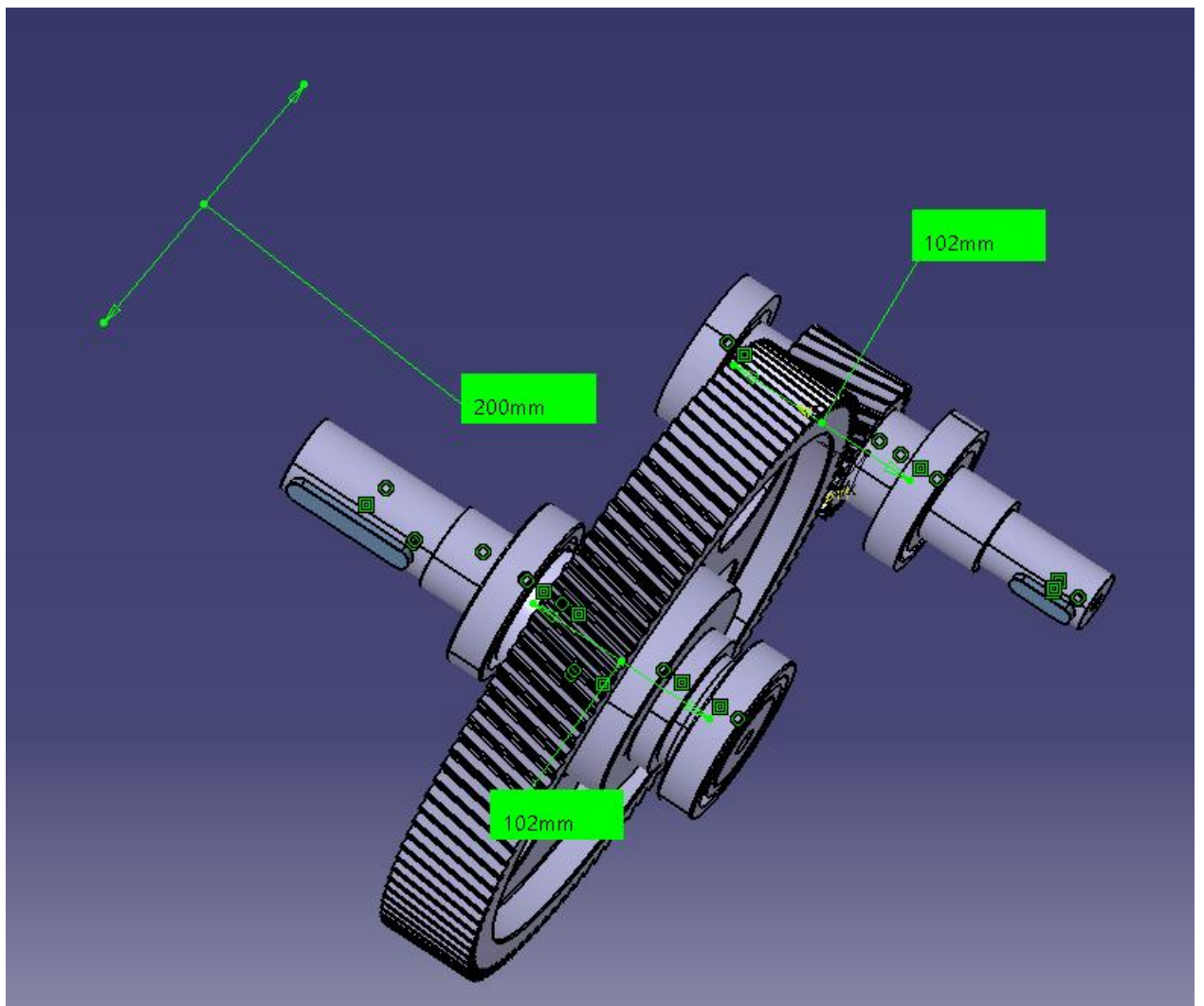
Subansamblu arbore de ieșire H.CATProduct

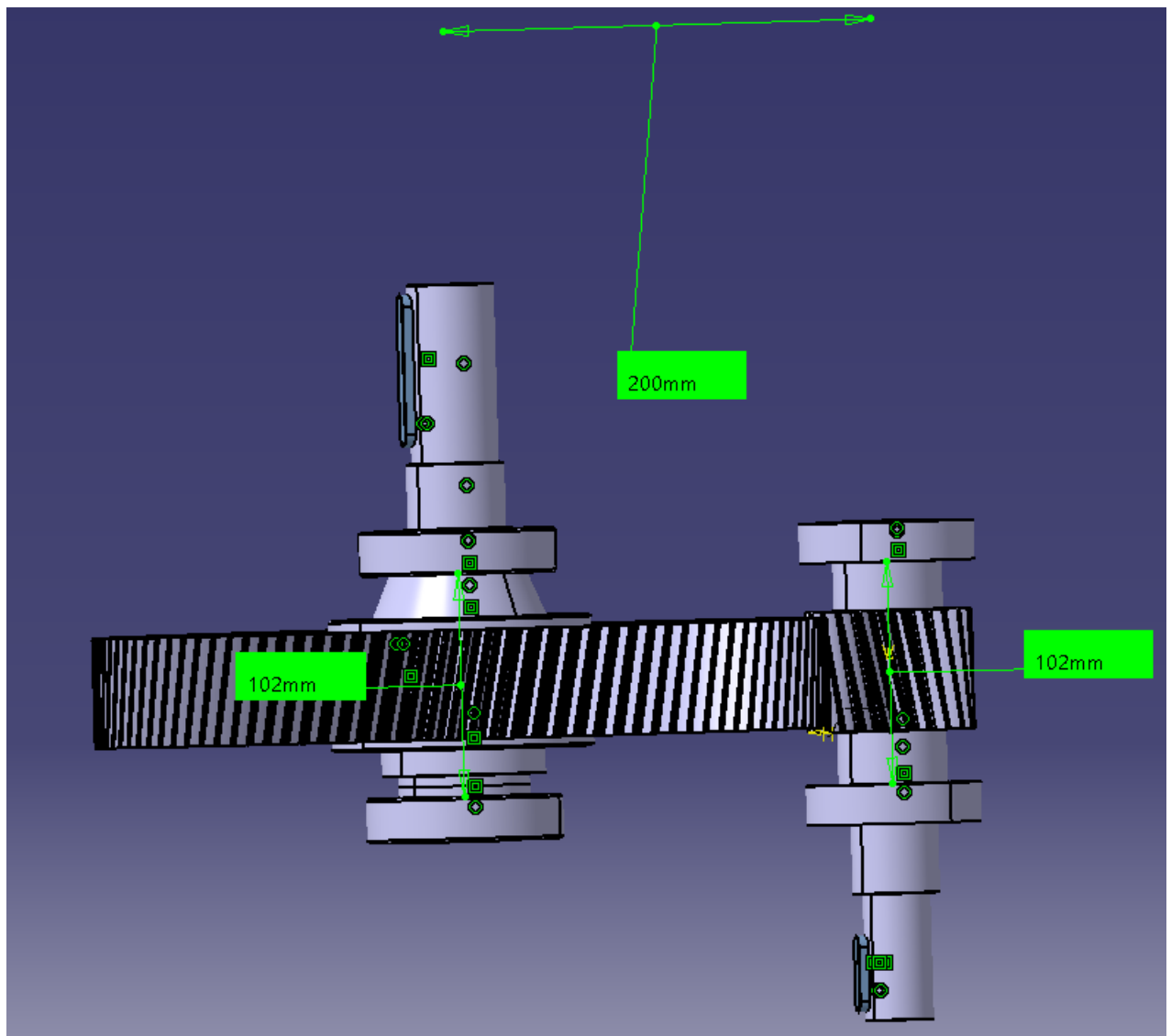




Subansamblu angrenaj

Subansamblu angrenaj.CATProduct

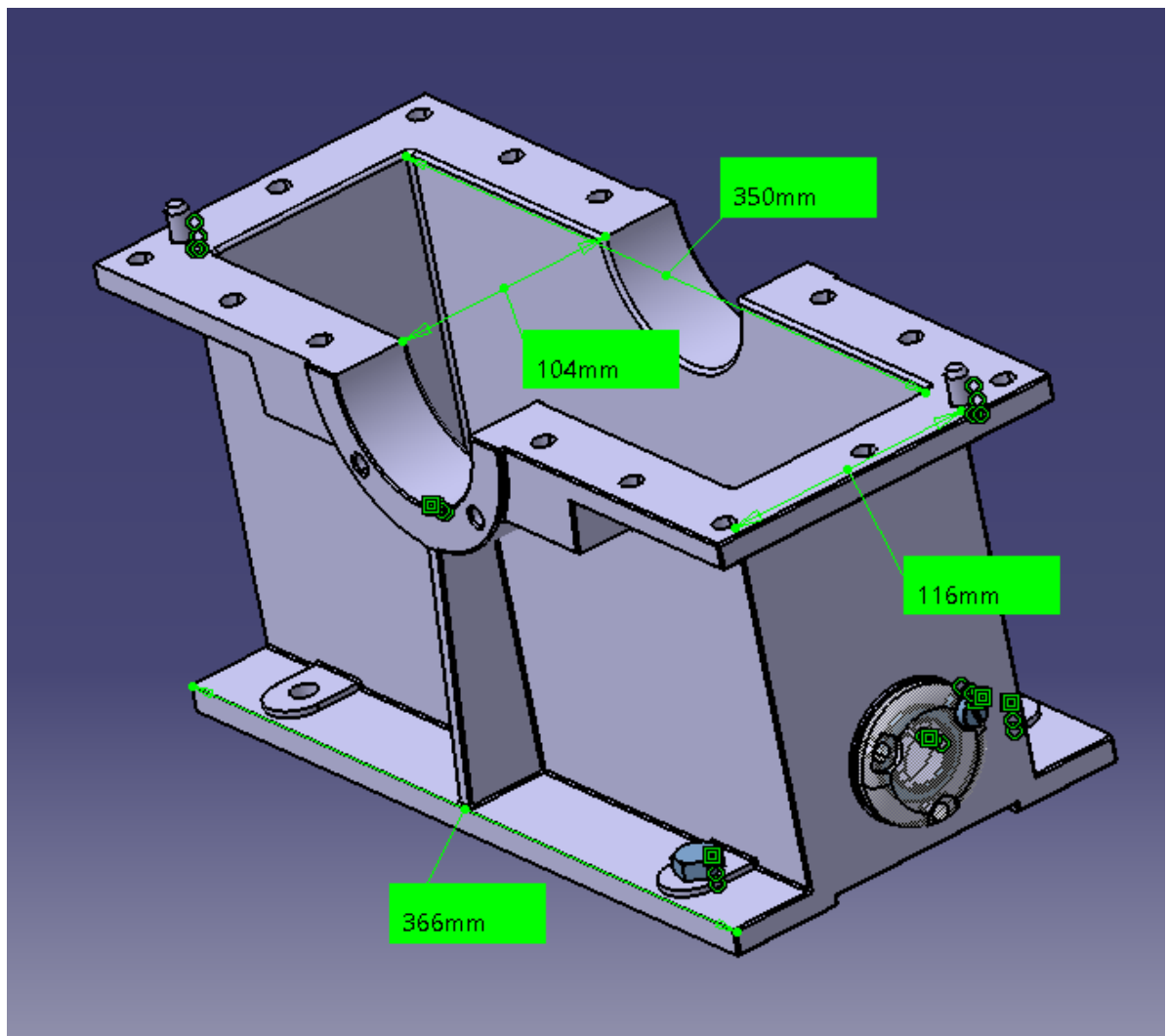




11. GENERARE SUBANSAMBLE CARCASE

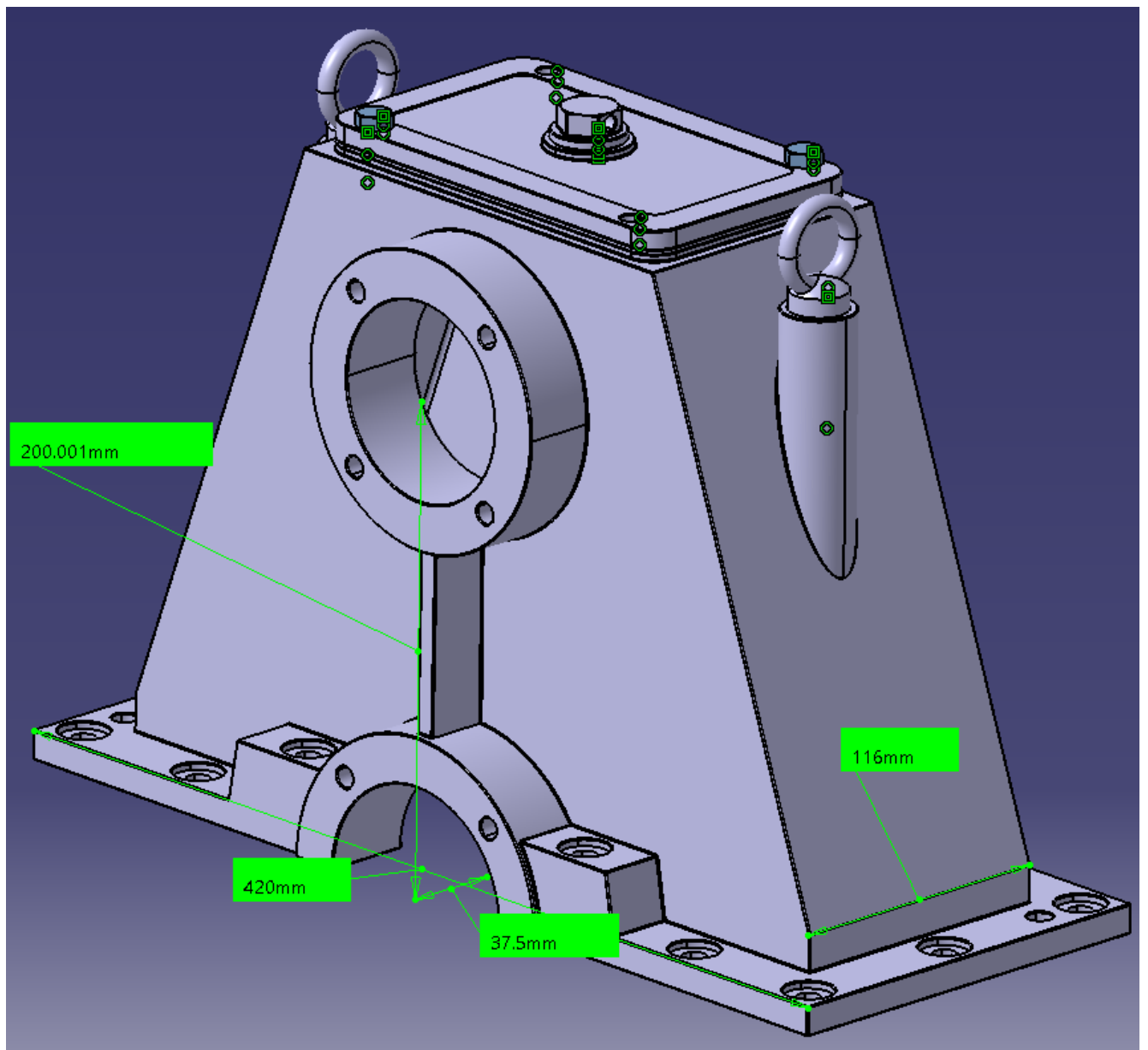
Subansamblu carcasă inferioară H

Subansamblu carcasa inferioara HH.CATProduct



Subansamblu carcasă superioară H

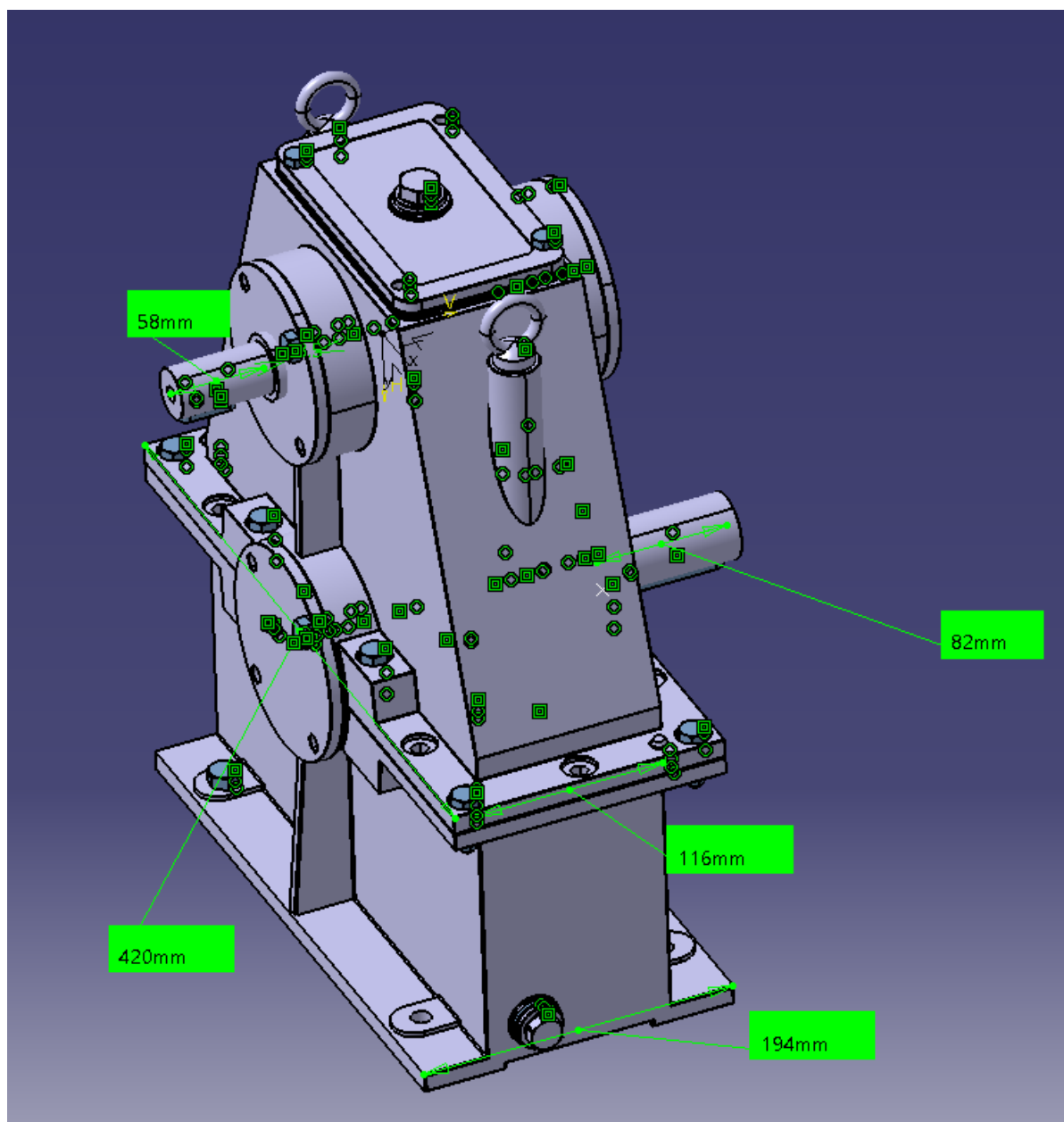
Subansamblu carcasa superioara HH.CATProduct



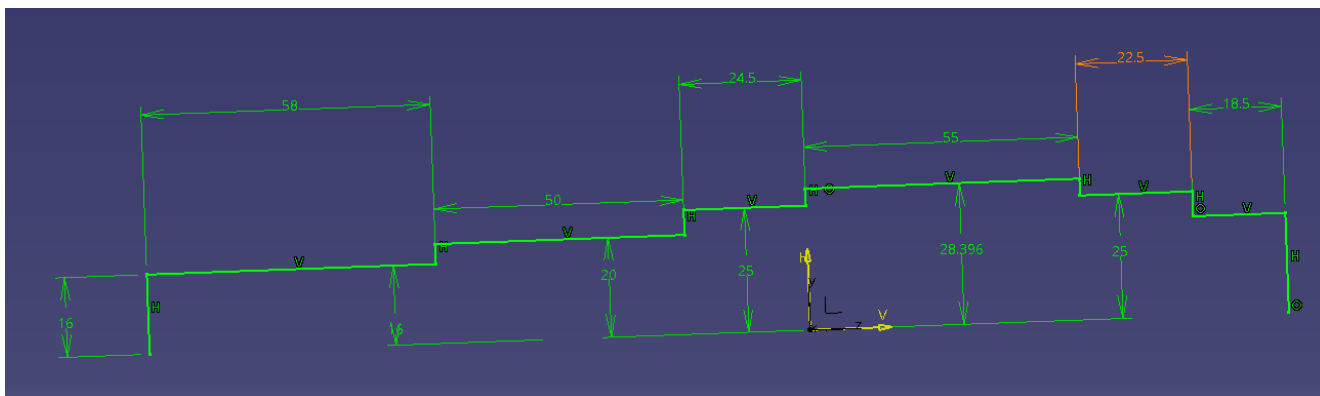
12. GENERARE MODEL 3D ANSAMBU

Ansamblu H

Ansamblu H.CATProduct



13. VERIFICAREA ARBORILOR



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), $B = 19 \text{ mm}$.

Grosimea coroanei dințate, $g = 0.375 \text{ mm}$.

Diametrul de rostogolire al pinionului, $d_{w1} = 70.22 \text{ mm}$.

Lungimile de calcul: $L_1 = 58 \text{ mm}$; $L_2 = 50 \text{ mm}$; $L_3 = 24.5 \text{ mm}$.

Valori forțe și momente

Momentul de torsiune, $M_{t1} = 114591.55 \text{ Nmm}$.

Forțele de încărcare a pinionului cilindric: tangențială, $F_t = 3263.78 \text{ N}$; radială, $F_r = 1200.83 \text{ N}$; axială, $F_a^{II} = 634.41 \text{ N}$.

Forța de încărcare a capului arborelui, $F_e = F_r = 1200.83 \text{ N}$.

Momentele de încovoiere, $M_{i1} = F_a \cdot d_{w1}/2 = 634.41 \cdot 70.22/2 = 22274.1351 \text{ mm}$.

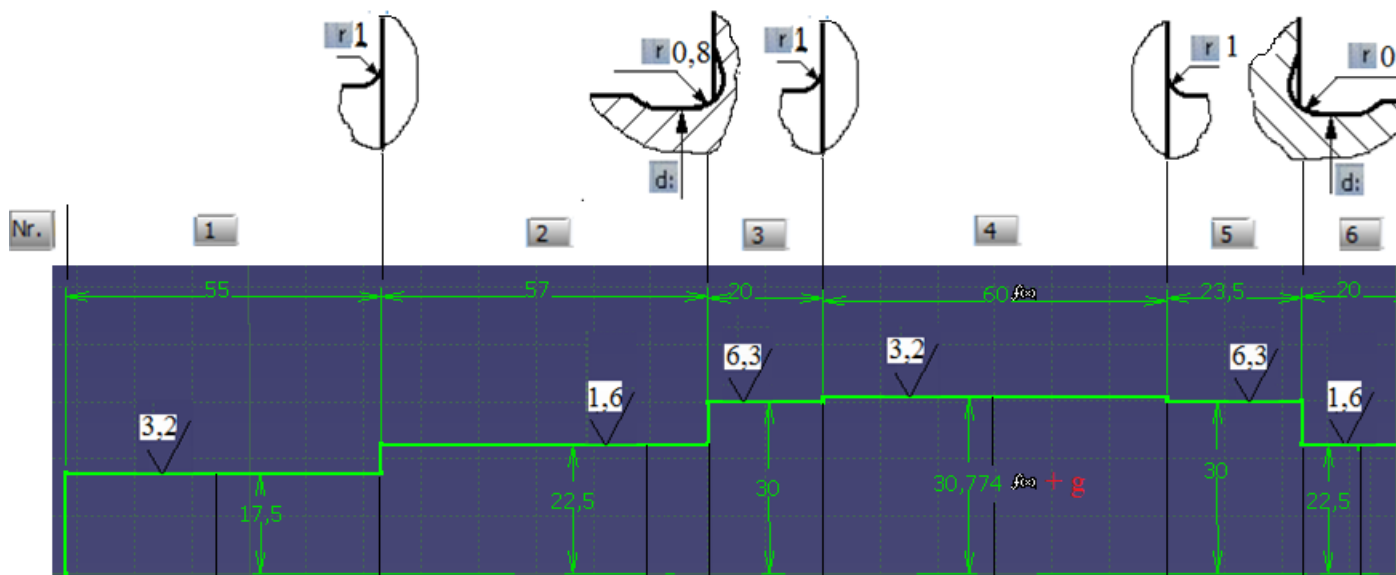
Turația arborelui

$n = 1500 \text{ rot/min}$, turația arborelui de intrare.

Date despre material

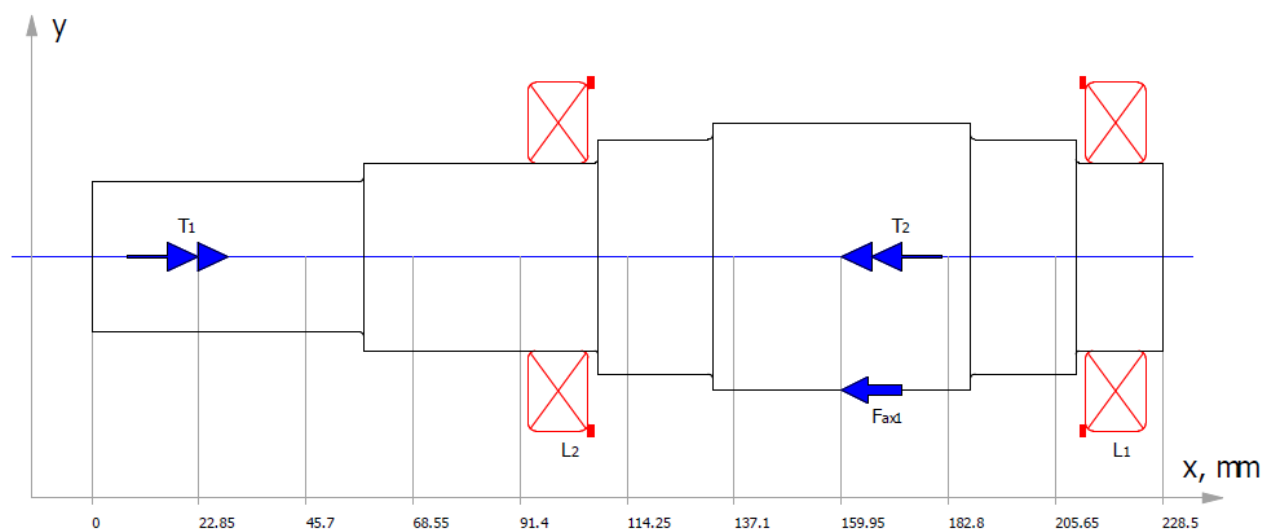
Tipul oțelului și tratamentul termic: 20MoNi35, Cementare (carburare+călire+revenire înaltă).

Date despre concentratorii de tensiune

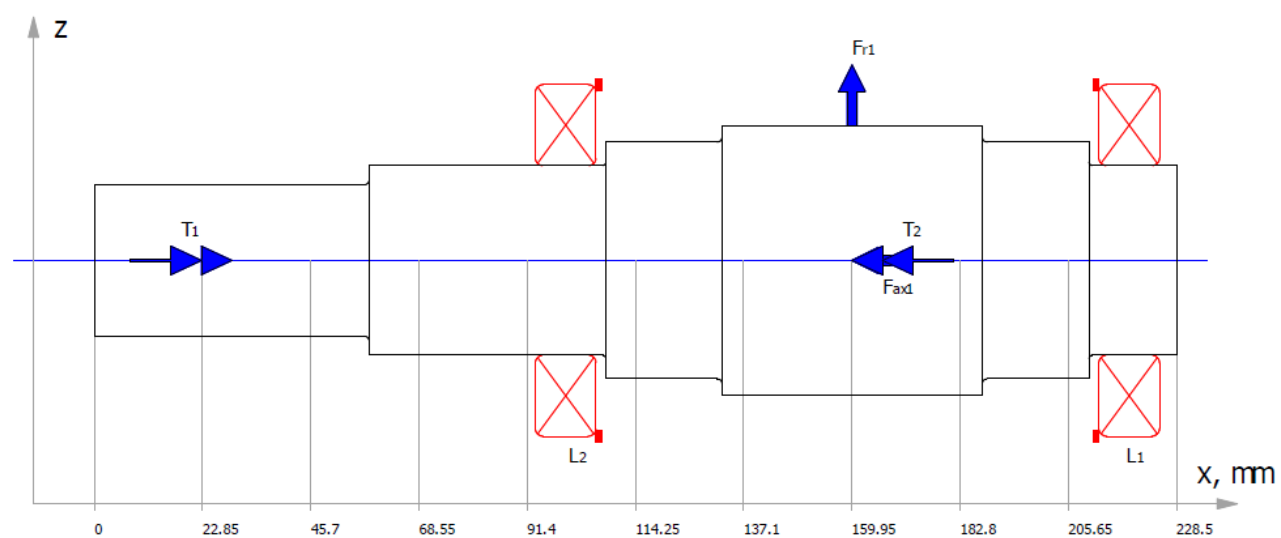


Modelul arborelui în MDESIGN

Calculation graphic Y-X-plane



Calculation graphic Z-X-plane



Valorile parametrilor geometrici ai tronsoanelor

Shaft geometry

Nr.	$D_{a l}$ mm	$D_{i l}$ mm	$D_{a r}$ mm	$D_{i r}$ mm	L mm	R_z μm	r mm
1	32	0	32	0	58	3.2	1
2	40	0	40	0	50	1.6	0.8
3	50	0	50	0	24.5	6.3	1
4	56.79 2	0	56.79 2	0	55	3.2	1
5	50	0	50	0	22.5	6.3	0.8
6	40	0	40	0	18.5	1.6	0

Date privind poziția punctului de calcul a săgeții la încovoiere; turația; considerarea greutății proprii, efectului giroscopic și rigidității rulmenților

Predetermine the diameter determinant for the heat treatment ?

no

Calculation of the deflection for point

x = 160 mm

Shaft speed

n : 1500 1/min

Considering weight - horizontal or vertical

horizontal shaft

Width of bearing stiffness?

No

Date despre rulmenți

Bearing

Nr.	Type =	Position x = mm	Radial bearing stiffness c_r = N/m	Torsional bearing stiffness c_α = N·m	Bending bearing stiffness c_β = N·m	Radial bearing stiffness c_r = N/m	Torsional bearing stiffness c_α = N·m	Bending bearing stiffness c_β = N·m	Bearing width = mm
1	Locating bearing ->	218.5	1e+015	0	0	1e+015	0	0	0
2	Locating bearing <-	99.5	1e+015	0	0	1e+015	0	0	0

Date privind caracteristicile încărcărilor

Loading Data

Type of loading: tension-pressure	Dynamically pure cyclic
Type of loading: bending	Dynamically pure cyclic
Type of loading: torsion	Dynamically pure cyclic
Factor for maximum loading (tension-pressure)	1
Factor for maximum loading (bending)	1
Factor for maximum loading (torsion)	1

Date despre încărcarea cu forțe axiale

Axial forces F_{ax}

Nr.	Position x = mm	Amount = N	Radius = mm	Angle α = °
1	160	-634.41	28.396	180

Date despre încărcarea cu forțe radiale

Radial forces F_r

Nr.	Position x = mm	Amount = N	Angle α = °
1	160	-1200.83	270

Date despre încărcarea cu momente de torsiune

Torsion

Nr.	Position x = mm	Torsion moments M_t : N·mm	Power P: kW	Transition part =
1	29	114591.55	0	drive
2	160	114591.55	0	takeoff

Date despre încărcări, calculul la oboseală și coeficienți de siguranță

Specifications about the load/loadings

Loading case	Constant mean stress (loading case 1)
Calculation of finite-life fatigue strength ?	yes
Load cycles until fatigue strength	$N_D = 1000000$
Required load cycles	$N_L = 10000000$
Slope exponent of S-N curve normal stress	$q_\sigma : 5$
Slope exponent of S-N curve shear stress	$q_\tau : 8$
Minimum safety against fatigue fracture	$S_{Dmin} = 1.2$
Minimum safety against residual deformation	$S_{Fmin} = 1.2$
Minimum safety against incipient crack with hard surface	$S_{Gmin} = 1.2$

Date despre material

Material designation	18CrNiMo7-6
Material number	1.6587
Gage diameter	$d_B = 16$ mm
For the gage diameter	
Tensile strength	$\sigma_B, (R_m) = 1200$ N/mm ²
Yield stress	$\sigma_S, (R_e) = 850$ N/mm ²
Cyclic fatigue strength under bending stress	$\sigma_{bW'} = 600$ N/mm ²
Cyclic tension and pressure fatigue strength	$\sigma_{zdW'} = 480$ N/mm ²
Cyclic torsional fatigue strength	$\tau_{tW'} = 360$ N/mm ²
Young's modulus	$E = 215000$ N/mm ²
Shear modulus	$G = 83000$ N/mm ²
Density	$\rho = 7850$ kg/m ³
Apply surface hardening to	Total shaft
Material group	Cemented steels
Heat treatment	trial hardened (Cr-Ni-Mo-cemented steels)
Surface hardening	cemented

Valorile reacțiunilor în reazeme (lagăre cu rulmenți)

Supporting forces:

No.	Type	Position x mm	Radial force in the Y-axis R_y N	Radial force in the Z-axis R_z N	Result. radial force R N	Axial force in the X-axis R_{ax} N	Tilting moment in the Y-axis N·m	Tilting moment in the Z-axis N·m	Result. tilting moment N·m
1	Locating bearing <-	99.5	-131.275	-590.324	604.74 4	0	0	0	0
2	Locating bearing ->	218.5	159.322	-610.506	630.95 3	634.41	0	0	0

Obs. Valorile forțelor de reacțiune R (rezultanta) se folosesc pentru calculul rulmenților.

Verificarea arborelui de intrare la solicitări compuse

Diagrama momentelor de încovoiere în planul YX

Bending moment in the Y-X-plane

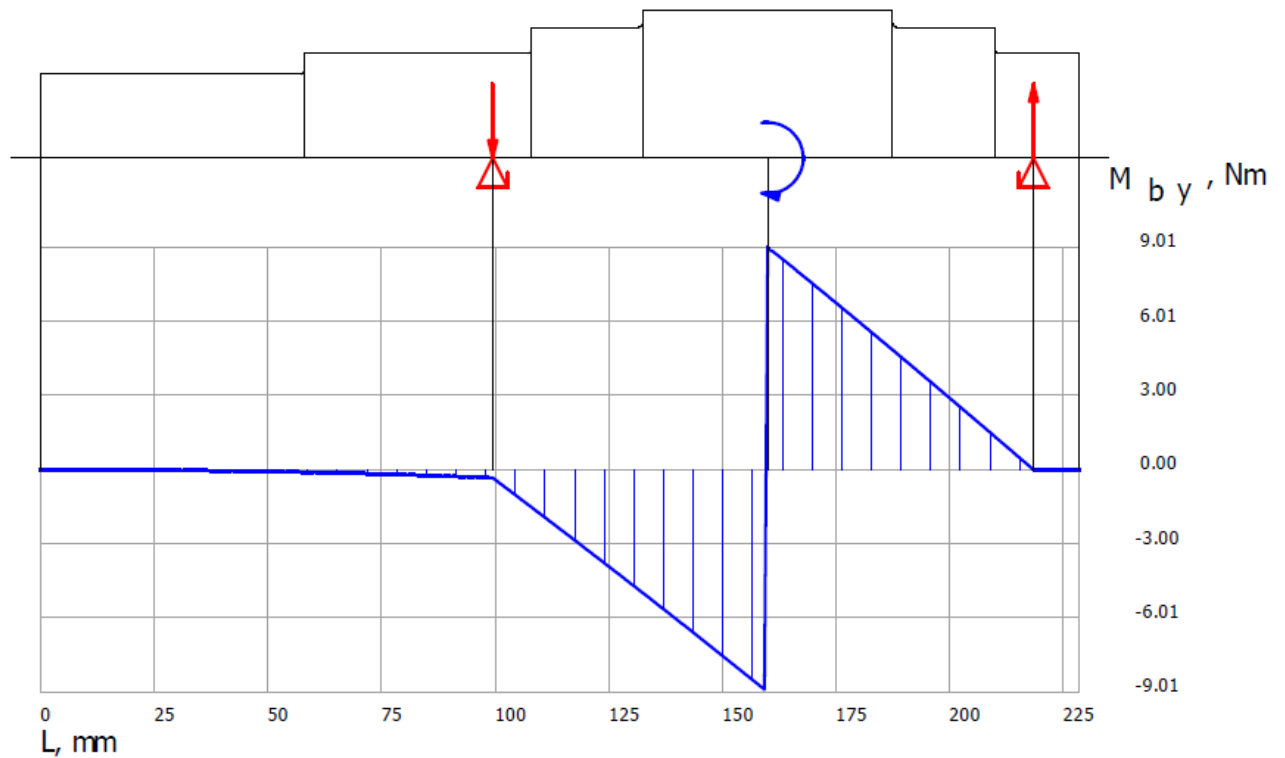


Diagrama momentelor de încovoiere în planul ZX

Trend of curve of the bending moment curve in the Z-X plane

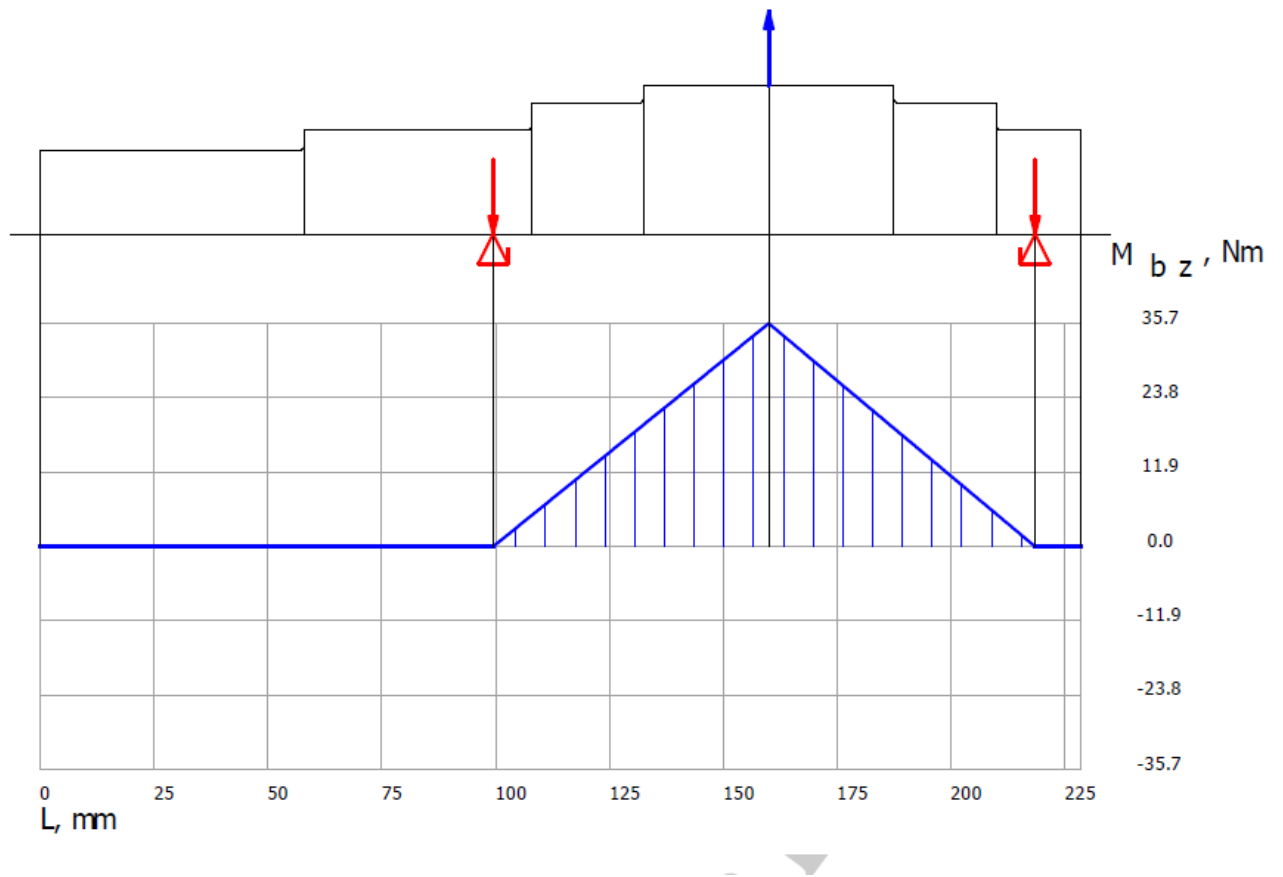
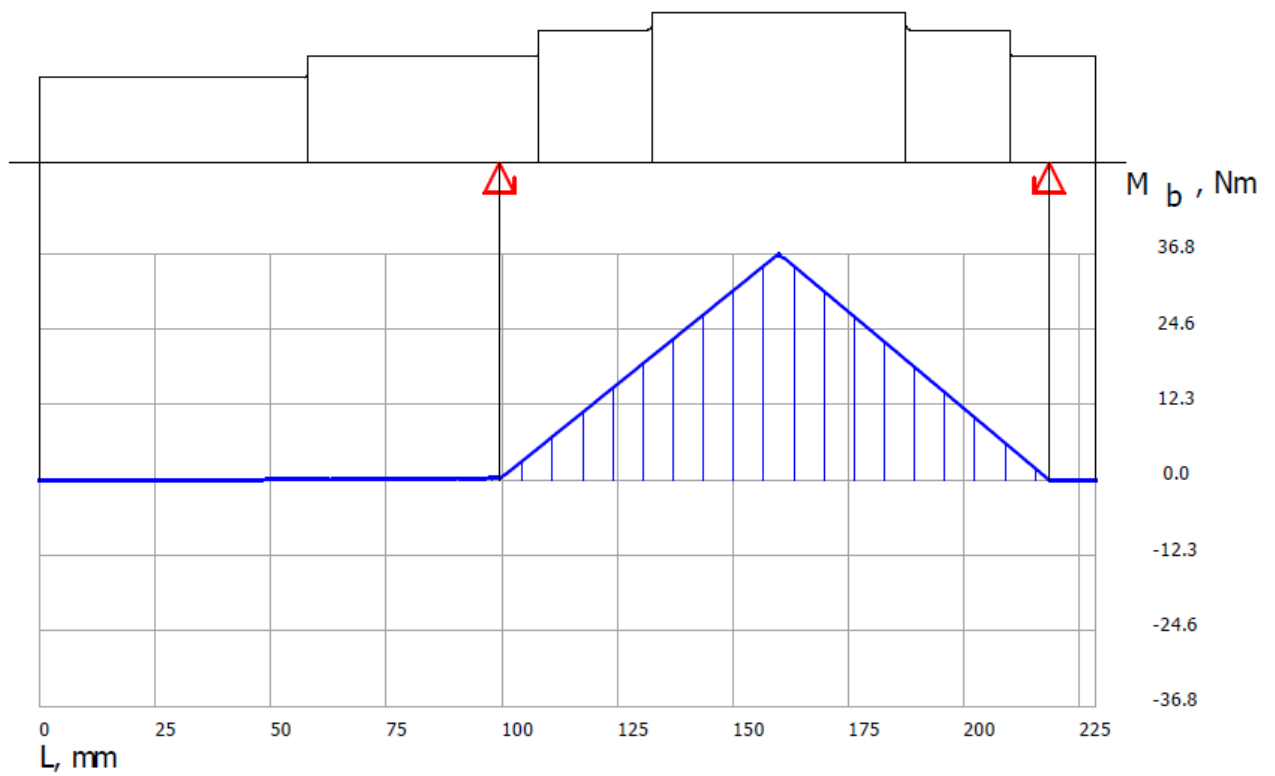


Diagrama momentelor de încovoiere rezultante

Trend of curve of the bending moment (combined characteristic)

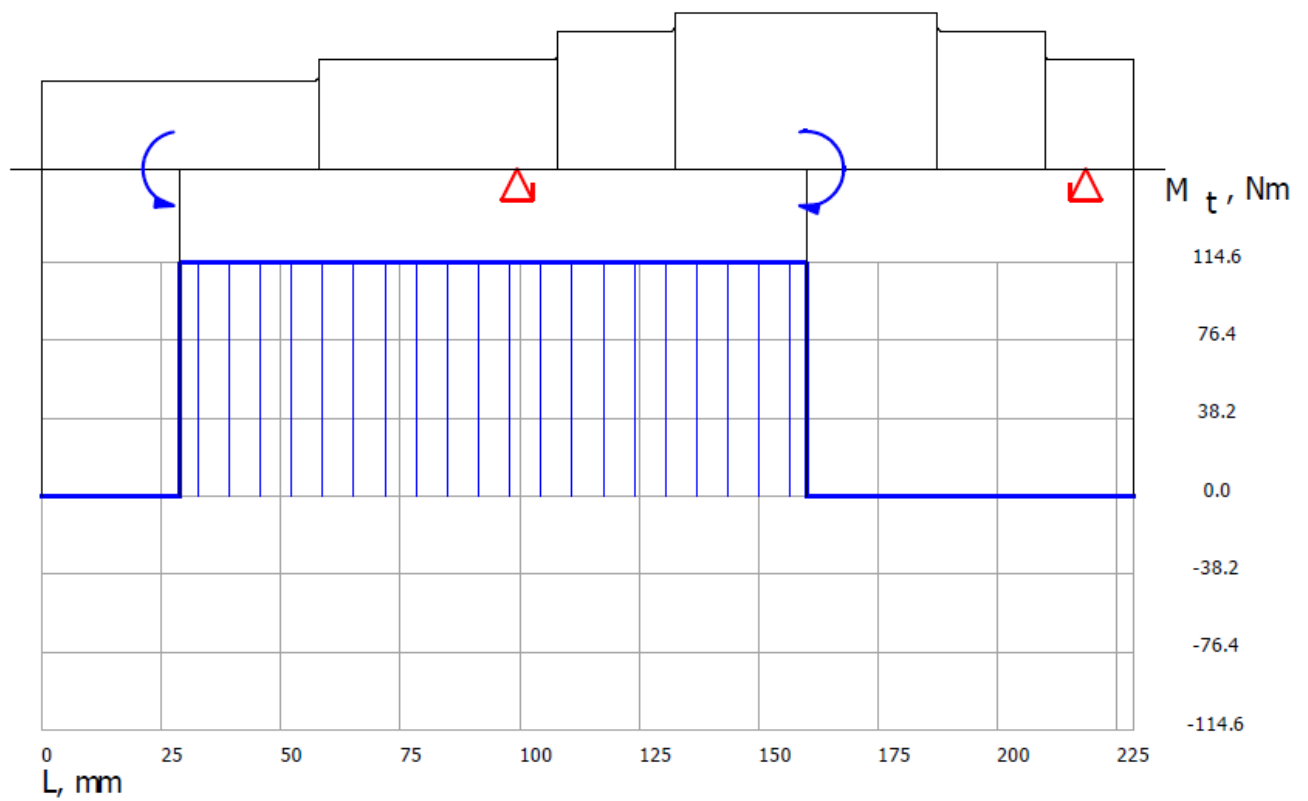


Resulting maximum bending moment:

Position	x	=	160	mm
Amount	M_{bmax}	=	36.833	N·m

Diagrama momentelor de torsiune

Trend of curve of the torsional moment

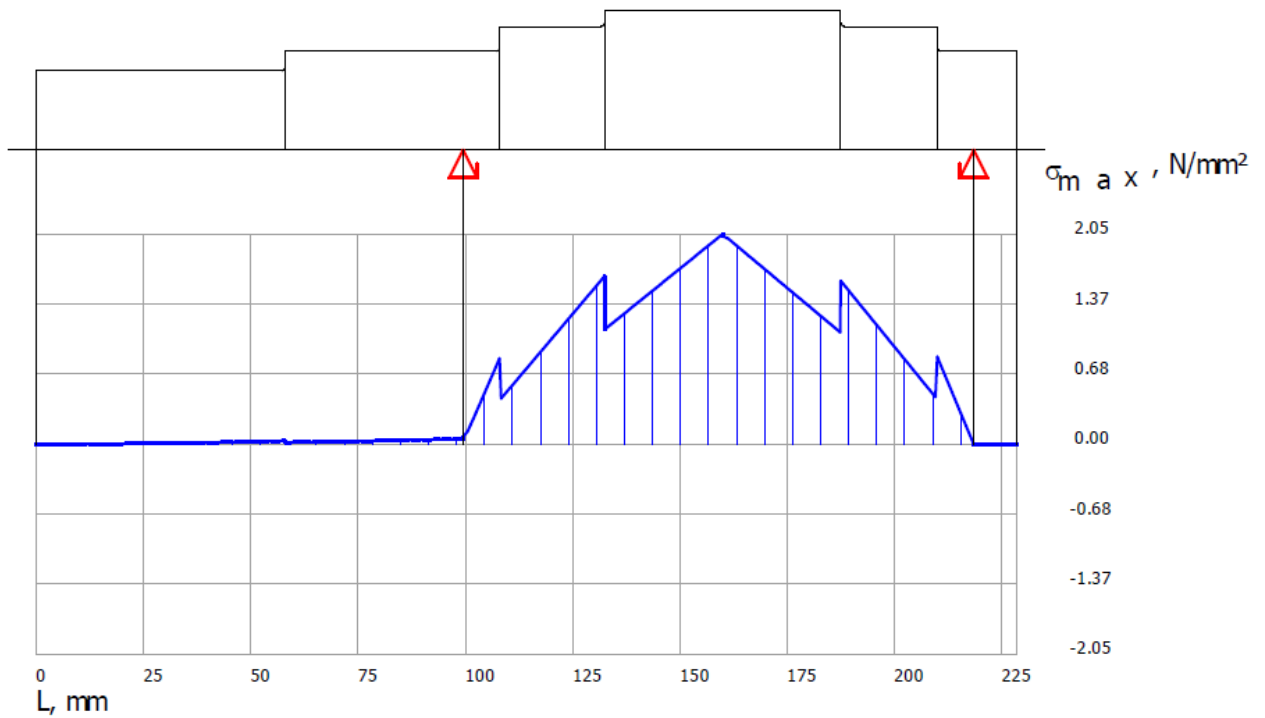


Resulting maximum torsional moment:

Position	x	=	29	mm
Amount	M_{tmax}	=	114.592	N·m

Diagrama tensiunilor de încovoiere rezultante

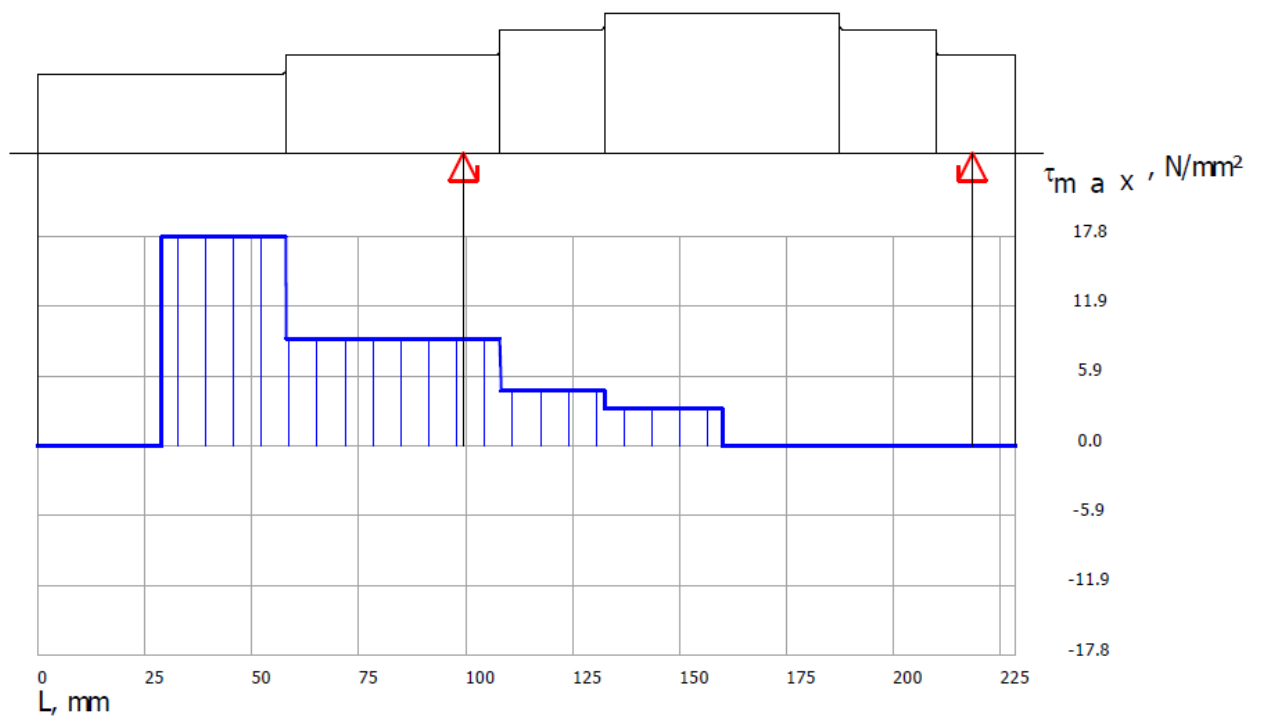
Maximum value of the bending stress (combined characteristic)



Resulting maximum bending stress:

Position	X	=	160
Amount	σ_{bmax}	=	2.048

Maximum value of the torsional stress (combined characteristic)

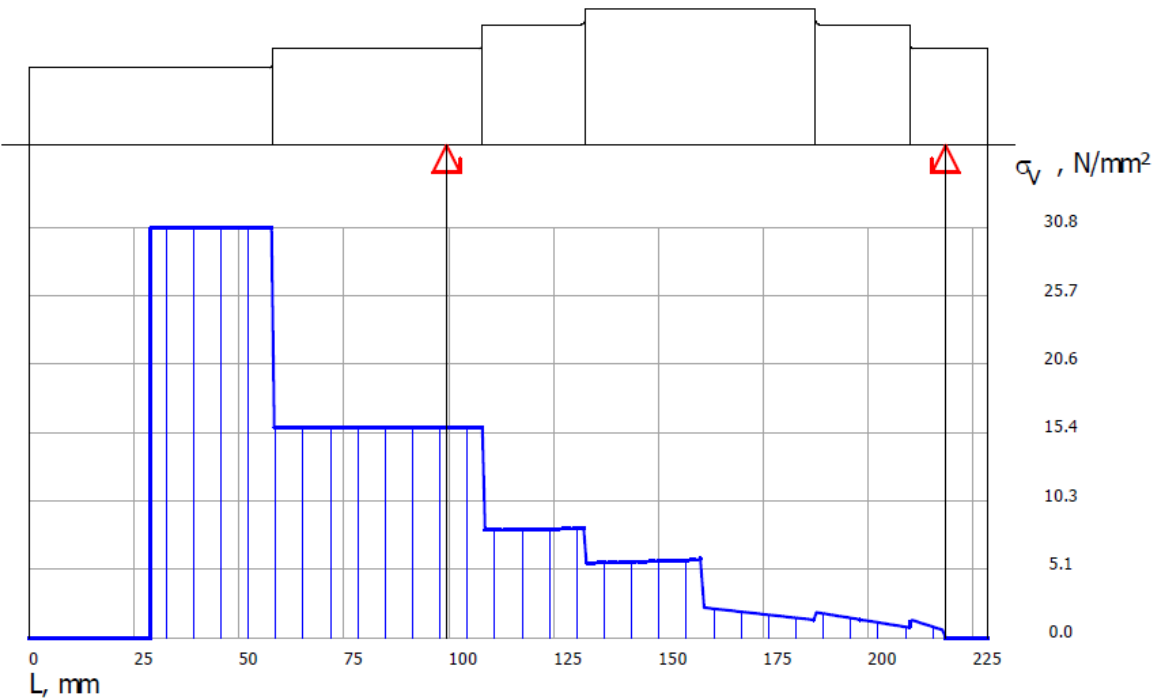


Resulting maximum torsional stress:

Position	x	=	29	mm
Amount	τ_{tmax}	=	17.81	N/mm ²

Diagrama tensiunilor echivalente

Equivalent stress development (resultant)

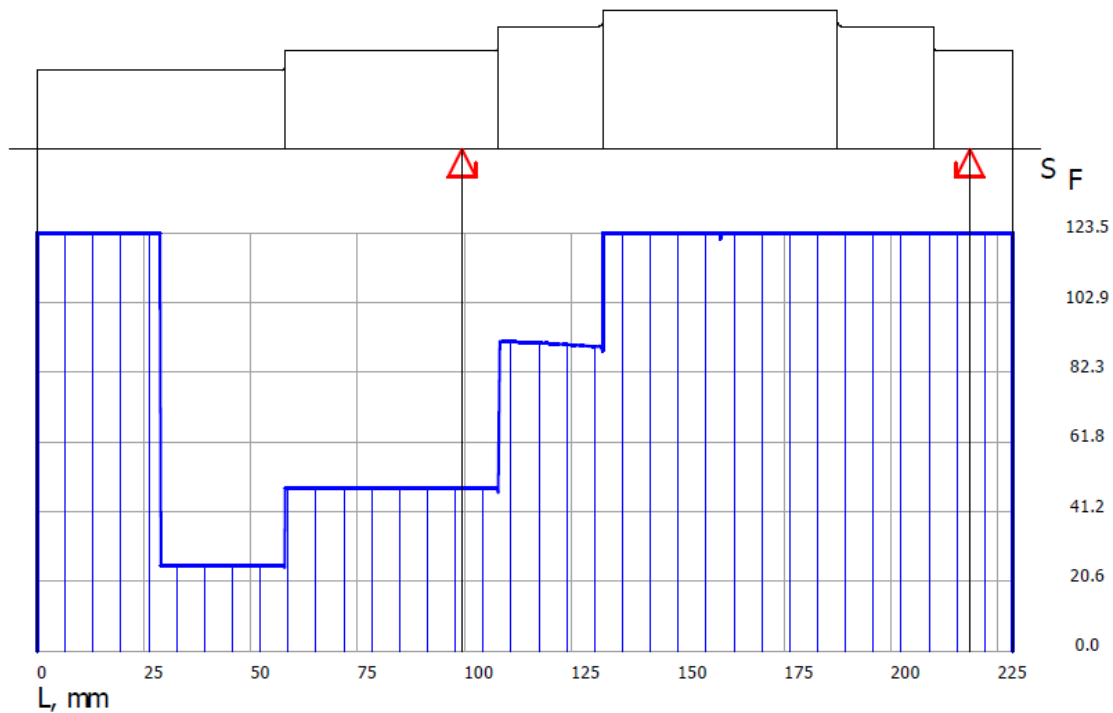


Resulting maximum equivalent stress:

Position	x	=	29	mm
Amount	σ_{vmax}	=	30.848	N/mm ²

Diagrama coeficientului de siguranță

Safety factor against yielding
(diagram section up to 5* minimum safety)



Minimum safety against yielding:

Position	x	=	58	mm
Amount	S_F	=	24.703	

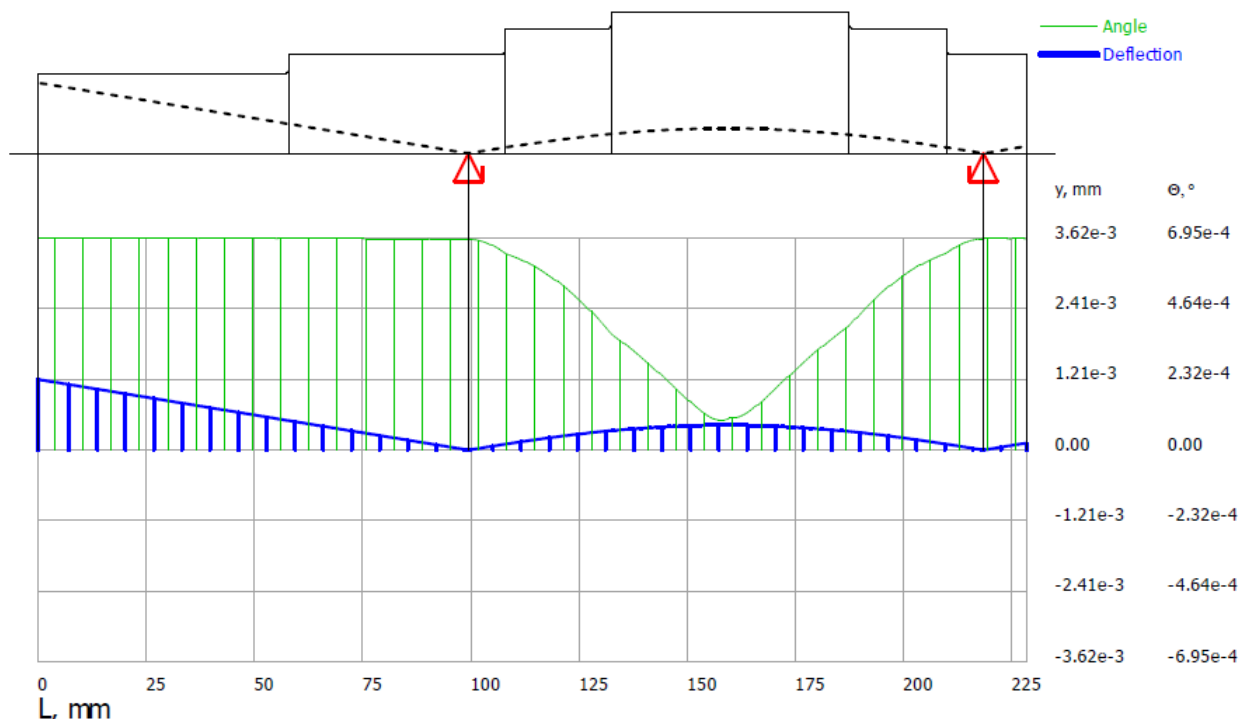
Verificarea arborelui de intrare la solicitări compuse

$S_{Fmin} \geq S_F$ cu $S_{Fmin} = 24.703$;

Verificare la deformații de încovoiere (flexionale)

Diagramele săgeților și rotirilor

Deflection and angle of deflection (combined characteristic)



Valorile săgeților și rotirilor maxime și la jumătatea tronsonului cu dantura

Resulting maximum deflection:

Position	x	=	0	mm
Amount	y_{\max}	=	0.001205	mm

Angle of the maximum deflection:

Position	x	=	0.653	mm
Amount	Θ	=	0.000695	°

Loading Data

Calculation results for point

	x	=	160	mm
Trend of curve of the transverse force	Q_x	=	628.371	N
deflection	y_x	=	0.000426	mm
Angle of deflection	Θ	=	0.000106	°

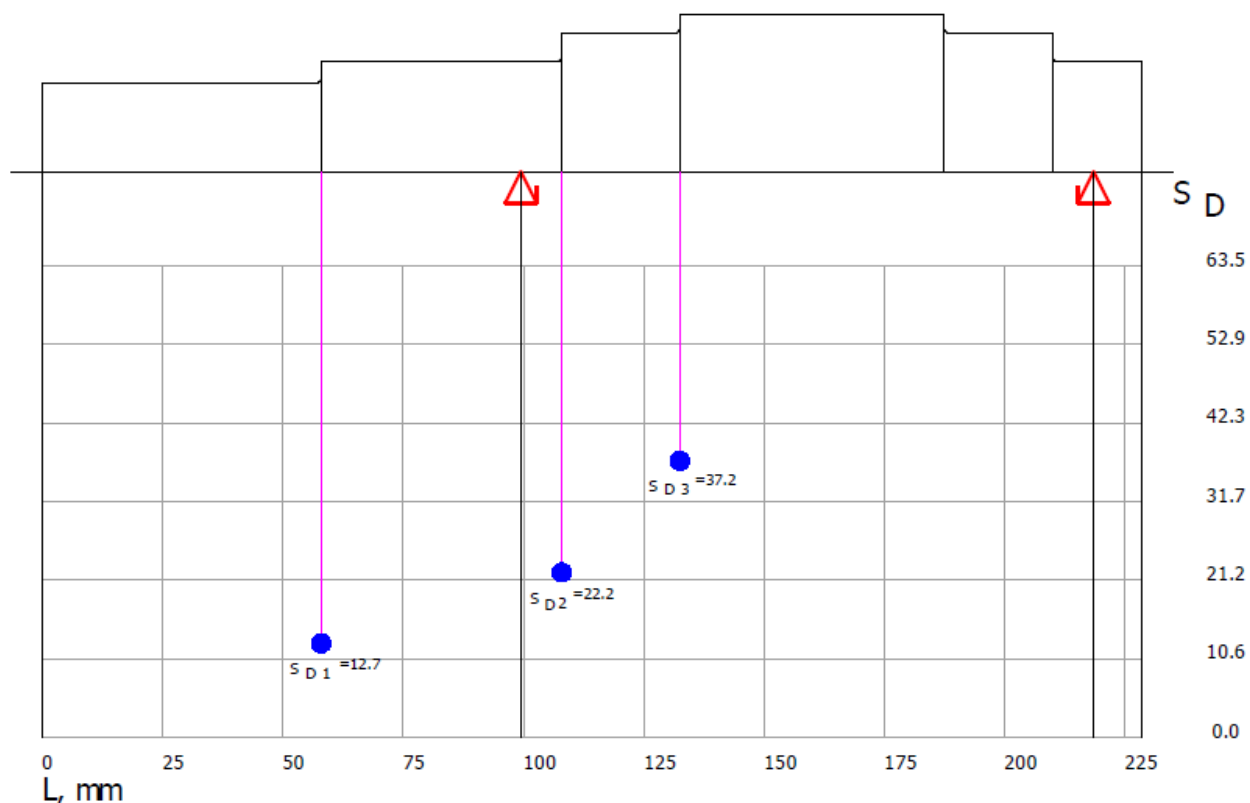
Verificarea arborelui la deformații flexionale

- verificarea la deformații liniare (săgeți) în zona angrenajului, $y_x \leq y_a$; $y_a = (0,01 \dots 0,03) \cdot 4 = 0,04 \dots 0,12$ mm;
 $0,0004 < 0,04 \dots 0,12$ mm (se verifică)
- verificarea la deformații liniare (săgeți) maxime: $y_{\max} \leq y_a$; $y_a = 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot 181 = 0,0452$ mm;
 $0,001 < 0,0452$ mm (se verifică);
- verificare la deformații unghiulare (rotiri) maxime în lagăre: $\Theta_{\max} \leq \Theta_a$; $\theta_a = 1,7 \cdot 10^{-3}$ rad = $1,7 \cdot 10^{-3} \cdot 180/\pi = 0,97^\circ$;
 $0,0006 < 0,97^\circ$ (se verifică).

Verificarea arborelui la solicitări variabile (oboseală)

Diagrama coeficientului de siguranță la oboseală

Safety against fatigue fracture
(diagram section up to 5* minimum safety)



Minimum safety against fatigue fracture:

Position	X	=	58	mm
Amount	S _D	=	12.693	

Verificarea arborelui intermediar la solicitări variabile (oboseală)

$S_{Dmin} \geq S_D$: $12.693 > 1,5$ (se verifică, supradimensionat).

Verificarea la vibrații

Turațiile și vitezele critice la torsiune

Critical torsional shaft speed values

No.	Critical shaft speed values n_b 1/min	Eigenfrequencies ω rad/s
1	543907.45	56957.86
2	963052.13	100850.58
3	1266403.87	132617.5
4	1754193.61	183698.73
5	2231983.22	233732.74

Turațiile și vitezele critice la încovoiere

Critical bending shaft speed values

No.	Critical shaft speed values n_b 1/min	Eigenfrequencies ω rad/s
1	147741.06	15471.41
2	406806.45	42600.67
3	672369.05	70410.32
4	1112230.23	116472.48
5	1521810.74	159363.65

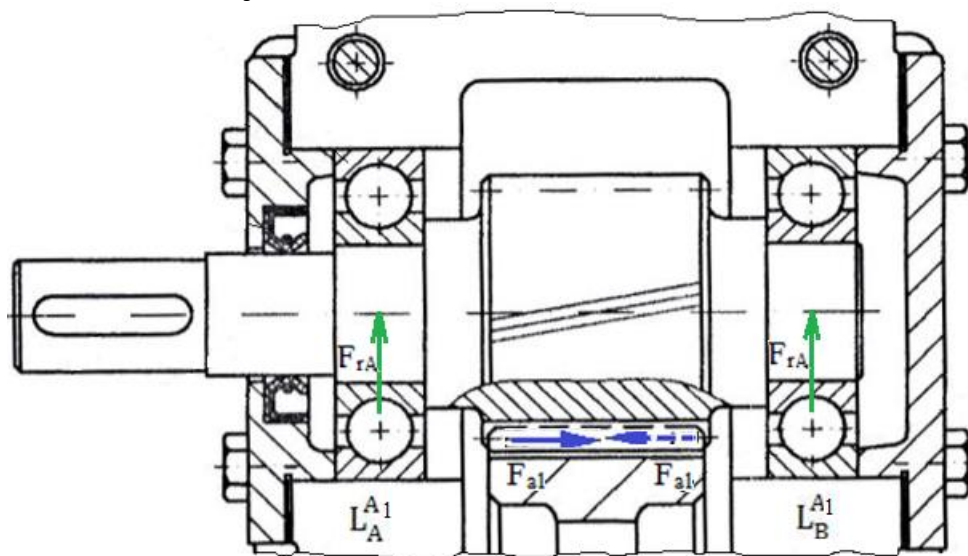
Verificarea la vibrații

- *torsionale*, $(0 \dots n) \neq (0,8 \dots 1,2)f_0$;
- *flexionale (de încovoiere)*, $(0 \dots n) \neq (0,8 \dots 1,2)f_0$; $(0 \dots 1500) \neq (0,8 \dots 1,2) 160374,53$;

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: $F_{rA} = 604.744 \text{ N}$, $F_{rB} = 630.953 \text{ N}$.
- axiale: $F_{a1} = 634.41 \text{ N}$; 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 **6207**) cu sarcina dinamică de bază $C = 25500 \text{ N}$, din catalog pentru rulmenți..

Turația arborelui

Rulmenții se rotesc cu turația arborelui de intrare, $n = n_1 = 1500 \text{ rot/min}$.

Durata de funcționare

Durata de funcționare a rulmenților este egală cu cea impusă RCil, $L_{h \text{ imp}} = 9000 \text{ ore}$.

Sarcinile dinamice echivalente (rulmentul cel mai încărcat)

Pentru rulmentul din lagărul L_A^{A1}

$$\frac{F_{a1}}{F_{rA}} = \frac{634.41}{604.744} = 1.04 < e = 1.14;$$

Sarcina dinamică echivalentă,

$$P_A = 604.744$$

Pentru rulmentul din lagărul L_B^{A1}

$$\frac{F_{a1}}{F_{rB}} = \frac{634.41}{630.953} = 1.005 < e = 1.14;$$

Sarcina dinamică echivalentă,

$$P_B = 630.953$$

Deoarece, $P_B > P_A$, rezultă că rulmentul din lagărul L_B^{A1} este cel mai încărcat

Verificarea rulmentului cel mai încărcat

Determinarea durabilității rulmentului cel mai încărcat

$$L_B = \left(\frac{C}{P_A} \right)^p = \left(\frac{25500}{630.953} \right)^3 = 66013.006 \text{ milioane de rotații.}$$

Determinarea duratei de funcționare a rulmentului cel mai încărcat

$$L_{hB} = \frac{L_B 10^6}{n_1 60} = \frac{66013.006 \cdot 10^6}{1500 \cdot 60} = 733477.84 \text{ ore,}$$

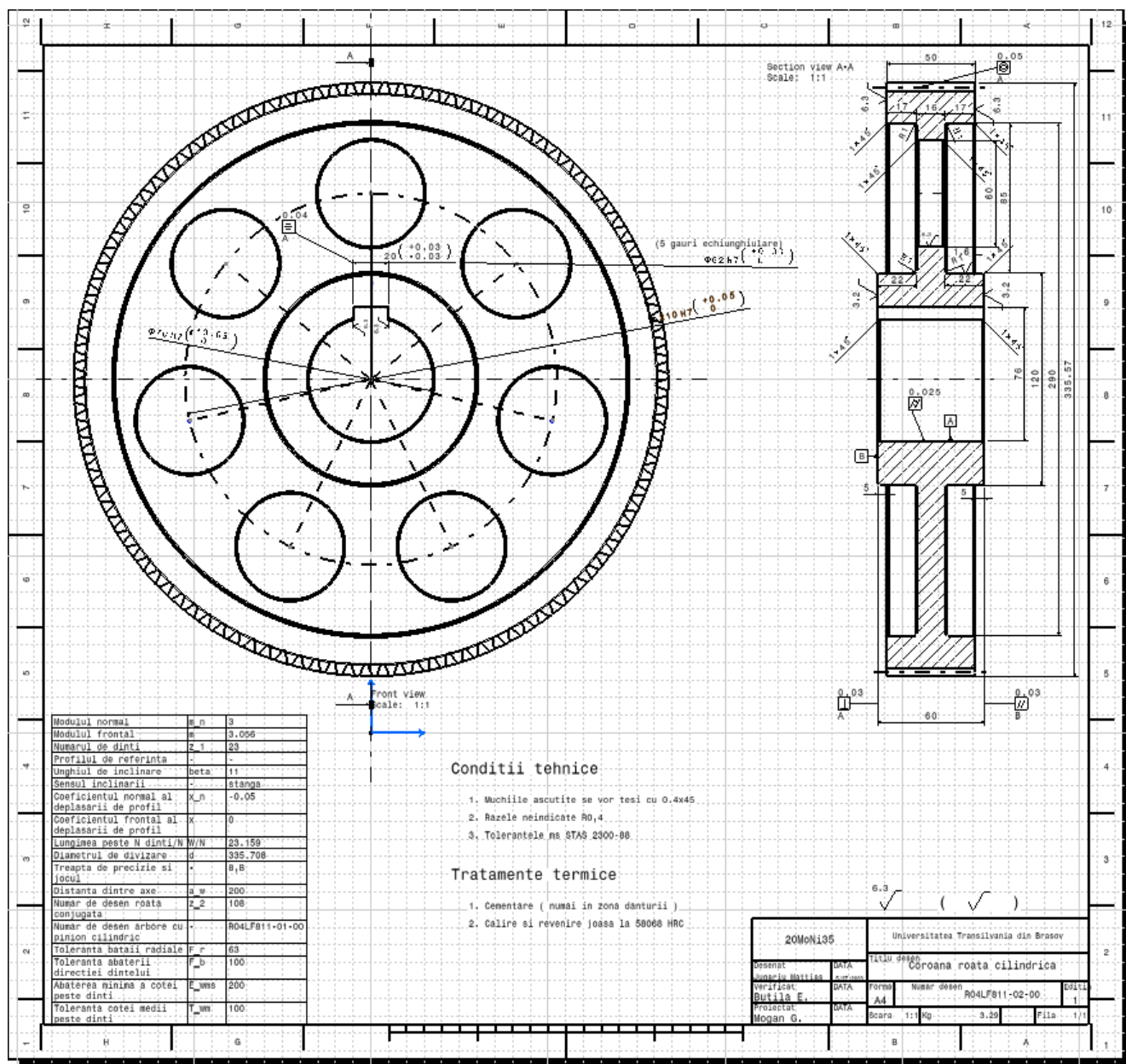
Verificarea rulmentului cel mai încărcat

$$L_{hA} > L_{h \text{ imp}}; \text{ } 733477.84 > 9000 \text{ (supradimensionat);}$$

Rulmenții nu se deteriorează înainte de deteriorarea celorlalte componente active ale RCil și se impune re alegerea unui alt rulment de același tip (radial cu bile), de preferat, cu același diametru interior (d), dar cu seria de dimensiuni mai mica care are sarcina dinamică de bază mai mica.

15. MODELAREA ȘI GENERAREA DESENULUI DE ANSAMBLU

Desen de ansamblu RCil Vs



Desen de execuție arbore de intrare cu pinion cilindric

