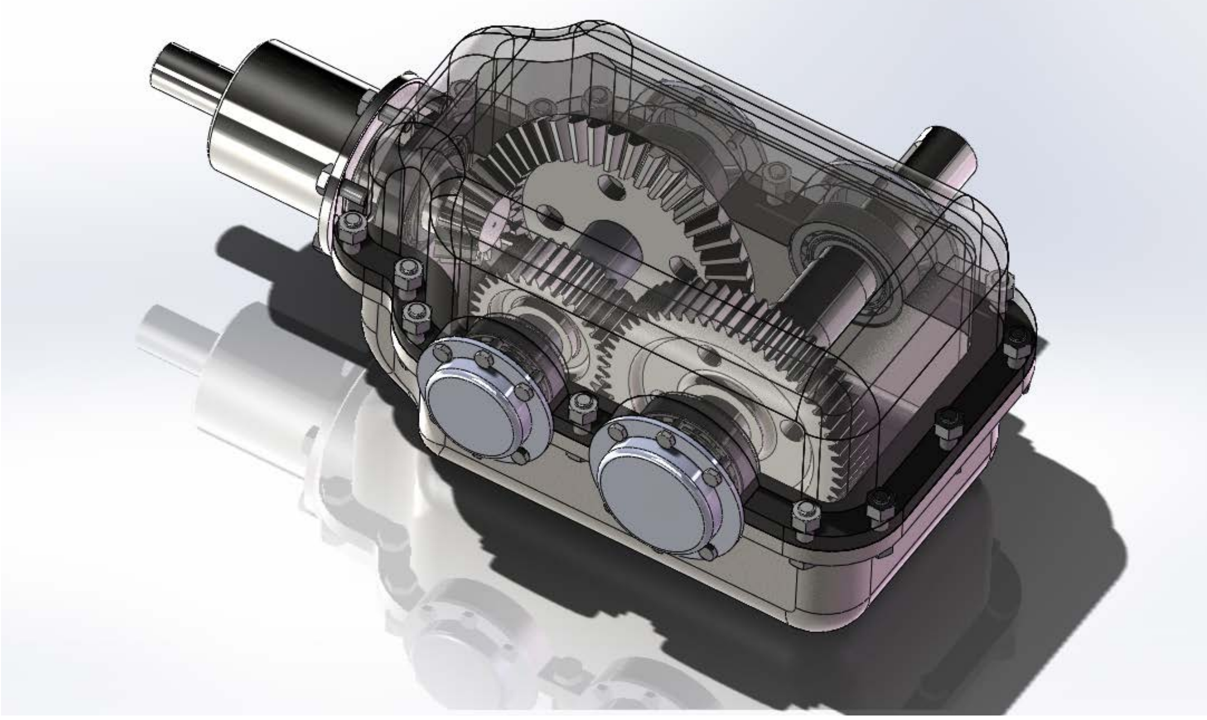
UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA

FACULTATEA DE MECANICĂ

Ș.l. Univ. Dr. Ing. Geonea Ionuț-Daniel

Calculul și proiectarea reductoarelor



CRAIOVA

2018

Capitolul I

1. ESTIMAREA PARAMETRILOR CINEMATICI ȘI DINAMICI AI TRANSMISIEI

1.1.Schema cinematică

Schema cinematică a reductorului proiectat este prezentată în fig. 1.

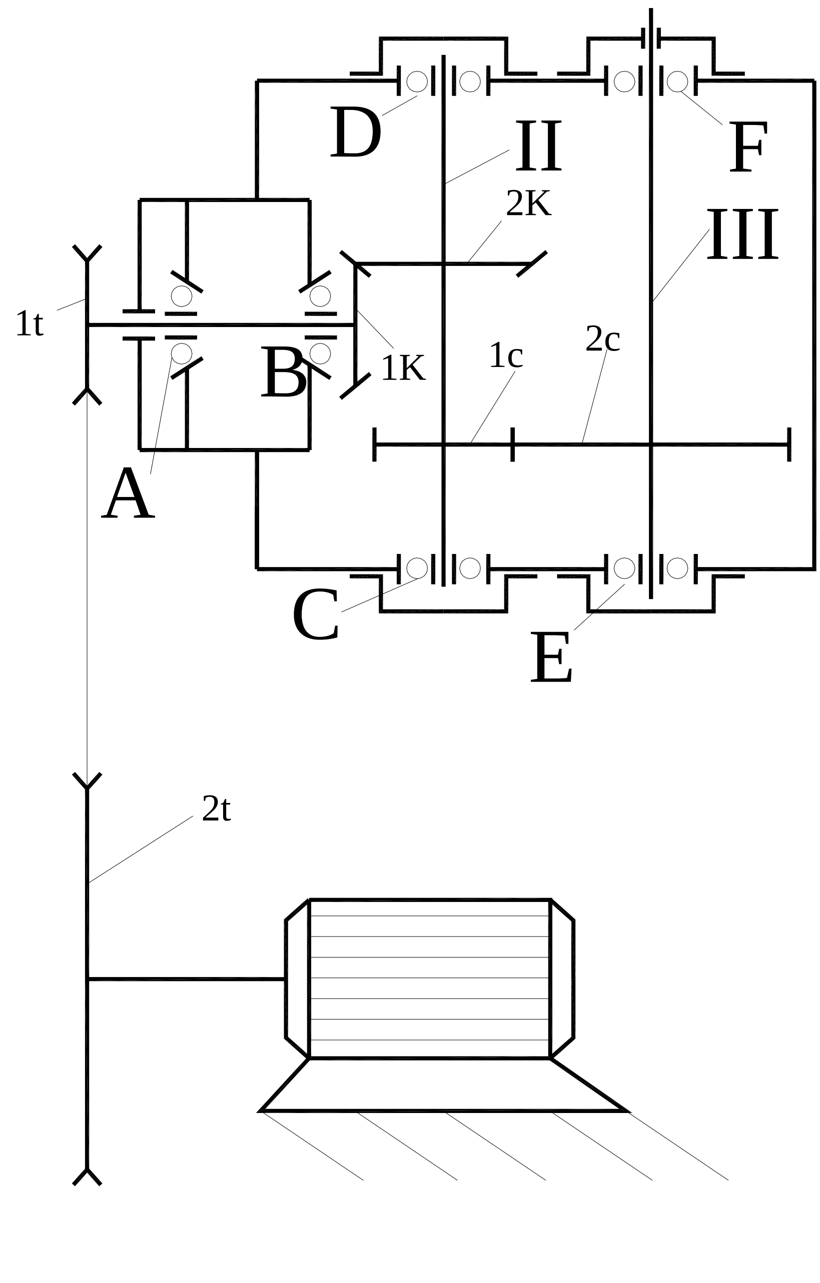


Fig. 1. Schema cinematic a reductorului.

Notaţiile folosite sunt:

I, II, III arbori.

A, B, C, D, E, F – lagăre cu rulmenţi.

A, B, lagăre cu rulmenţi cu role conice.

C, D, E, F – lagăre cu rulmenti cu bile.

1c, 2c – roţile angrenajului cilindric cu dinţi înclinaţi.

1k, 2k – roţile angrenajului conic.

1t, 2t – rotile transmisiei prin curele.

ME –motor electric.

1.2.Estimarea randamentului pe treptele transmisiei

-Randamentul între motor si arborele I

$\eta_{m-1} = \eta_t = 0.96$, unde η_t -randamentul transmisiei prin curele.

-Randamentul între arborele I şi II

$$\eta_{I-II} = \eta_k \cdot \eta_l^2 \cdot \eta_e$$

Unde, in relatie intervin randamentul angrenajului conic, al lagarelor cu rulmenti şi al etansarilor.

$$\eta_{I-II} = 0.94 \cdot 0.99^2 \cdot 0.98 = 0,902$$

-Randamentul intre arborele II si III

$$\eta_{II-III} = \eta_c \cdot \eta_l^4 \cdot \eta_e^4 = 0,95 \cdot 0.99^4 \cdot 0,98^4 = 0,841$$

1.3. Calculul puterilor pe arborii transmisiei

Se cunoaşte, puterea pe arborele de ieşire $P_e = P_{III}$

$$\eta_{II-III} = \frac{P_{III}}{P_{II}} \Rightarrow P_{II} = \frac{P_{III}}{\eta_{II-III}} = \frac{13.9}{0.841} = 16.527KW$$

$$\eta_{I-I} = \frac{P_{II}}{P_I} \Rightarrow P_I = \frac{P_{II}}{\eta_{I-II}} = \frac{16.527}{0.902} = 16.527KW$$

$$\eta_{m-I} = \frac{P_I}{P_m} \Rightarrow P_m = \frac{P_I}{\eta_{m-I}} = \frac{18.323}{0.96} = 19.087 KW$$

1.4. Alegerea motorului electric de acţionare

Din catalogul de motoare, pentru turaţia de sincronism de 1500 rot/min se alege un motor cu puterea nominală mai mare sau egală cu puterea pe arborele motor: $P_n \geq P_m$.

Am ales motorul, de tipul B3-180Lx22x1500A

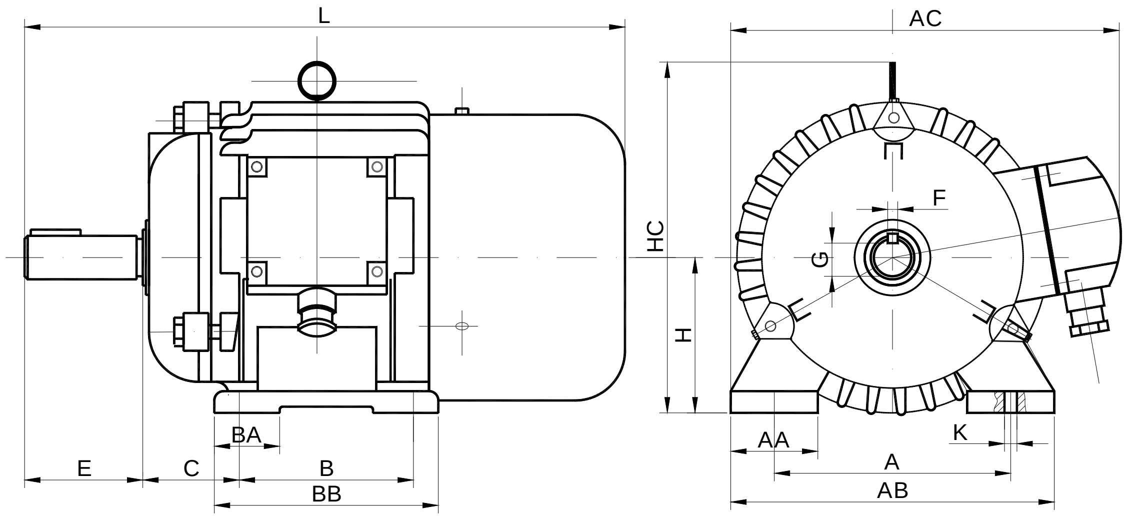


Fig. 2. Dimensiunile motorului electric [Catrina Gh., pag. 205]

Repartizarea rapoartelor de transmitere pe treptele transmisiei

Se cunoaşte din temă, $i = 6,5$

Raportul de transmitere total: $i = i_t \cdot i_k \cdot i_c$.

Unde: i_t -este raportul de transmitere al transmisiei prin curele;

i_k -raportul de transmitere al angrenajului conic;

i_c - raportul de transmitere al angrenajului cilindric.

Se adoptă $i_t = 1,4...1,8.$ Alegem $i_t = 1,6$

Se calculează: $i_R = \frac{i}{i_t}$ unde $i_R = i_k \cdot i_c$.

$$i_R = \frac{6,5}{1,6} = 4,062$$

Se calculează $i_k = 1,2...1,25\sqrt{i_R} = 1,22\sqrt{4,062} = 2,46$

Se standardizează, si avem raportul de transmitere al angrenajului conic, $i_K^{STAS} = 2,5$.

Se calculează, $i_c = \frac{i_R}{i_K^{STAS}} = \frac{4,062}{2,5} = 1,625$

Se standardizează, și avem raportul de transmitere al angrenajului cilindric, $i_c^{STAS} = 1,6$.

1.5. Calculul turaţiei de funcţionare a motorului electric.

Se face cu relaţia:

$$n_{m1,2} = \frac{n_s \pm \sqrt{n_s^2 - 4n_n\left(n_s - n_n\right) \cdot \frac{P_m}{P_n}}}{2}$$

n_s - turaţia de sincronism a motorului electric.

n_n - turaţia nominală a motorului electric.

P_m - puterea pe arborele motorului

P_n - puterea nominală a motorului electric.

$$n_{m1,2} = \frac{1500 \pm \sqrt{1500^2 - 4 \cdot 1460\left(1500 - 1460\right) \cdot \frac{19.087}{22}}}{2} = 1465.45 \text{rot / min}$$

1.6. Calculul turaţiilor pe arborii transmisiei

$$n_I = \frac{n_m}{i_t} = \frac{1465,45}{1,6} = 915,906 \text{ rot/min}$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_k} = \frac{915.906}{2.6} = 366.362 \text{ rot/min}$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_c} = \frac{366.362}{1.6} = 228.976 \text{ rot/min}$$

1.7. Calculul momentelor de torsiune pe arbori

Se face cu relaţia:

$$T = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P}{n} \ [Nmm]$$

Unde, P este puterea pe arbore în kW, iar n este turaţia în rotaţii pe minut.

$$T_I = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_I}{n_I} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{18.323}{915.906} = 191050.883 Nmm$$

$$T_{II} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{16.527}{366.362} = 430811.192 Nmm$$

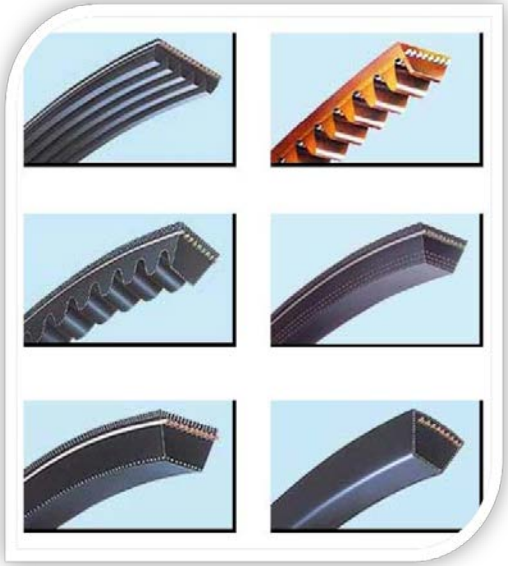
$$T_{III} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{13.9}{228.976} = 579733.247 Nmm$$

Valorile parametrilor cinematici și dinamici sunt centralizate în tabelul 1.

Tabelul 1

Arbore	Turaţie [rot/min]	Putere, [KW]	Moment de torsiune [Nmm]	
I	n_I=915,906	P_I=18,323	191050.883	i_K=2,5
II	n_{II}=366,362	P_{II}=16,527	430811.1	i_c=1,6
III	n_{III}=228,976	P_{III}=13,9	579733.2	

2. CALCULUL TRANSMISIEI PRIN CURELE



2. Calculul transmisiei prin curele trapezoidale cu arbori drepţi

2.1. Algoritm de calcul pentru transmisiile prin curele trapezoidale cu arbori drepţi

Nr crt	Denumirea parametrului	Simbol U.M.	Formula de calcul	Observaţii
0	**1**	**2**	**3**	**4**
1	Puterea nominală la arborele conducător	P [kW]	Dată de bază	P_m=19,087 kW
2	Regimul de lucru	-	Dată de bază Uniform	Tipul maşinii motoare şi antrenate, numărul de ore de funcţionare în 24 ore, regimul dinamic
3	Factorul maşinii motoare (de antrenare)	C_m [-]	Tabelul 2.1 – Anexa A2.	0
4	Factorul maşinii de lucru (antrenate)	C_a [-]	Tabelul 2.2 – Anexa A2.	2
5	Factorul timpului de lucru	C_l [-]	Tabelul 2.3 – Anexa A2.	1
6	Factorul tipului curelei	C_T [-]	Tabelul 2.4 – Anexa A2.	1
7	Coeficientul de supasarcină	C_s [-]	$C_s = 1 + \left(0{,}075C_m + 0{,}1C_a + 0{,}1C_l\right)C_T$	1,3
8	Puterea de calcul la arborele conducător	P_c [kW]	$P_c = P \cdot C_s = 19{,}087 \cdot 1{,}3$	P_c=24,813
9	Turaţia roţii conducătoare	n_1 [rot/min]	Dată de bază	n_1=1465,45
10	Raportul de transmitere	i [-]	$i = \frac{n_1}{n_2} = 1{,}6$	Se recomandă i ≤ 10 i ≤ 1transmisie reductoare 0 < i < 1 transmisie amplificatoare

0	1	2	3	4
11	Tipul curelei	-	Se alege din nomogramă astfel: -pentru curele trapezoidale clasice din figura 2.1 – Anexa A2; -pentru curele trapezoidale înguste din figura 2.2 – Anexa A2. Se alege curea de tip SPA	Pentru punctele (P_c, n_1) situate în apropierea liniilor oblice din figuri, calculul se va realiza pentru ambele tipuri de curele despărţite de linia oblică, urmând să se adopte soluţia cu gabaritul cel mai mic (număr de curele mai mic).
12	Diametrul primitiv al roţii conducătoare	D_{p1} [mm]	Se alege funcţie de tipul curelei respectându-se prescripţiile din STAS 1162-67. (Anexa A2 – tabelele: 2.5,...,2.8)	Pentru obţinerea gabaritelor reduse, dacă nu există restricţii, se aleg diametrele primitive cele mai mici prescrise de STAS 1162-67 (Anexa A2 – tabelele: 2.5,...,2.8) Anexa A2 – figura 2.3. **D_{p1}=224**
13	Diametrul primitiv al roţii conduse	D_{p2} [mm]	$D_{p2} = i \cdot D_{p1}$=1,6*224=358,4	Valoarea obţinută se rotunjeşte la valoarea cea mai apropiată din STAS 1162-67 dacă nu sunt restricţii. (Anexa A2 – tabelele: 2.5,...,2.8)
14	Diametrul primitiv mediu al roţilor de curea	D_{pm} [mm]	$D_{pm} = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2} = \frac{224 + 358,4}{2} = 291,2$	Anexa A2 – figura 2.3.
15	Diametrul primitiv mediu al rolei de întindere	D_{p0} [mm]	$D_{p0} = (1...1,5) \cdot D_{p1}$	Anexa A2 – figura 2.3.

0	1	2	3	4
16	Distanţa dintre axe preliminară	A [mm]	$0,7\left(D_{p1}+D_{p2}\right)\leq A\leq 2\left(D_{p1}+D_{p2}\right)$ $0,7\cdot 582,4\leq A\leq 2\cdot 582,4$ $407,68\leq A\leq 1164,8$	Se alege o valoare între cele două limite.
17	Unghiul dintre ramurile curelei	γ [rad.]	$\gamma = 2\arcsin\frac{D_{p2}-D_{p1}}{2A} = 2\arcsin\frac{358,4-224}{2\cdot 600} = 0,224$	0,224 rad=12,84 deg
18	Unghiul de înfăşurare pe roata mică	β_1 [rad.]	$\beta_1 = \pi - \gamma = 3,14 - 0,224$	2,917
19	Unghiul de înfăşurare pe roata mare	B_2 [rad.]	$\beta_1 = \pi + \gamma = 3,14 + 0,224$	3,365
20	Lungime primitivă a curelei	L_p [mm]	$L_p = 2\cdot A\cdot\cos\frac{\gamma}{2} + \beta_1 D_{p1} + \beta_2 D_{p2} =$ $2\cdot 600\cdot\cos\frac{0,224}{2} + 2,917\cdot 224 + 3,365\cdot 358,4 = 3059,421$	Lungimea primitivă a curelei se rotunjeşte la valoarea standardizată cea mai apropiată (Anexa A2 – tabelul 2.9). **L_p=3150**
21	Distanţa dintre axe definitivă	A [mm]	$A = \frac{L_p - \left(\beta_1 D_{p1} + \beta_2 D_{p2}\right)}{2\cos\frac{\gamma}{2}} = \frac{3150-(653,408+1206,016)}{2\cdot\cos\frac{0,224}{2}}$	După calcularea distanţei dintre axe se recalculează unghiurile γ, β_1, β_2 şi se verifică L_p. **A=649,836 mm**
22	Viteza periferică a curelei	v [m/s]	$v = \frac{\pi\cdot D_{p1}\cdot n_1}{6\cdot 10^4} = \frac{3,14\cdot 224\cdot 1465,45}{6\cdot 10^4} = 17,187$	Se recomandă ca viteza periferică să nu depăşească valorile: -30 m/s la curelele clasice; -40 m/s la curelele înguste.
23	Coeficientul de lungime	c_L	Anexa A2 – tabelul 2.9.	Pentru valori intermediare ale lui L_p coeficientul se determină prin interpolare. c_L **=1,04**

0	**1**	**2**	**3**	**4**
24	Coeficientul de înfăşurare	c_β	Anexa A2 – tabelul 2.10.	Pentru valori intermediare ale unghiului β_1 coeficientul se determină prin interpolare. $c_\beta = 0,97$
25	Puterea nominală transmisă de o curea	P_0 [kW]	Anexa A2 – tabelele: 2.11,...,2.22. sau tabelele 7…18 din STAS 1163-71	Pentru calcule exacte P_0 se obţine prin interpolare liniară după turaţie şi raportul de transmitere când diametrul primitiv al roţii mici este standardizat. **P_0=12,9**
26	Numărul preliminar de curele	z_0	$z_0 = \frac{P_c}{c_L \cdot c_\beta \cdot P_0}, z_0 \in N$ $z_0 = \frac{24,813}{1,04 \cdot 0,97 \cdot 12,9} = 1,906$	1,906, Se alege 2
27	Coeficientul numărului de curele	c_z	Anexa A2 – tabelul 2.23.	0,95
28	Numărul de curele	z	$z = \frac{z_0}{c_z}, \quad z \in N$ **z=3 curele**	$z \leq 8$ (excepţional $z \leq 12$).
29	Numărul de roţi ale transmisiei	x	Rezultă constructiv din configuraţia transmisiei	În numărul de roţi x intră şi rolele de întindere. **x=2**

0	**1**	**2**	**3**	**4**
30	Frecvenţa încovoierilor curele	f [Hz]	$f = \frac{10^3 \cdot x \cdot v}{L_p} = \frac{10^3 \cdot 2 \cdot 17{,}187}{3150}$	Se recomandă ca la : -curelele cu inserţie reţea f $\leq$ 40 Hz; -curelele cu inserţie şnur f $\leq$ 50 Hz. **f=10,912**
31	Forţa periferică transmisă	F_u [N]	$F_u = 10^2 \frac{P_c}{v} = 10^2 \cdot \frac{24{,}813}{17{,}187} = 144{,}370$	144,370
32	Forţa de întindere a curelei	F_0 [N]	$F_0=(1{,}5\ldots2)F_u = 1{,}5 \cdot 144{,}370 = 216{,}556$	216,556
33	Distanţele de modificare a distanţei intre axe în vederea montări şi întinderii curelei	X_1 X_2	$X_1 \geq 0{,}03L_p = 0{,}3 \cdot 3150 = 95$ $X_2 \geq 0{,}015L_p = 0{,}15 \cdot 3150 = 48$	Distanţele de modificare a distanţei între axe se referă numai la transmisiile fără role de întindere: X_1 este distanţa în sensul întinderii; X_2 este distanţa pentru montarea curelelor.
34	Forţa de încărcare pe arbori	F_{t0} [N]	$F_{t0} = 2F_0 \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right) = 2 \cdot 216{,}556 \cdot \cos\frac{12{,}861}{2} = 430{,}387$	430.387

3. PROIECTAREA ANGRENAJULUI CILINDRIC

3.1. Calculul de dimensionare al angrenajelor cilindrice evolventice

32. Calculul geometric şi cinematic al angrenajelor paralele cilindrice evolventice

3.1. Calculul de dimensionare al angrenajelor cilindrice evolventice

Nr crt	Denumirea elementului	Simbol U. M.	Relaţii de calcul şi recomandări					Observaţii
0	**1**	**2**	**3**					**4**
A. DATE INIŢIALE								
	Numărul treptelor de încărcare	j	1	2	3	…	n	
1	Puterea de intrare pe cele *j* trepte de încărcare	P_{1j} [KW]						$P_1 = 18.323 KW$
2	Turaţia la intrare pe fiecare treaptă de încărcare	n_{1j} [min^{-1}]						$n_1 = 915.906 rot / min$
3	Durata de funcţionare pe fiecare treaptă de încărcare	D_{hj} [ore]						15000 ore
4	Raportul de transmitere şi raportul numărului de dinţi	i u [-]	la reductoare u=i şi la multiplicatoare $u = \frac{1}{i}$, iar valorile la reductoare şi multiplicatoare conform STAS 6012-82 (Anexa A.4 – Tabelul 4.1.).					i_{cSTAS}=1.6
5	Condiţii de funcţionare	-	- tipul maşinii motoare; - tipul maşinii de lucru; - precizia de lucru; - siguranţa necesară în funcţionare, etc.					Motor electric asincron trifazat clasa a VII a normala
B. DATE ADOPTATE								
6	Tipul angrenajului şi schema cinematică	-						
7	Tipul danturii	-	- dreaptă, dantură înclinată sau dantură în V.					Dantura inclinata

<table>
<tr><th>0</th><th>1</th><th>2</th><th colspan="8">3</th><th>4</th></tr>
<tr><td rowspan="5">8</td><td rowspan="5">Materialele şi tratamentele termice ale roţilor dinţate</td><td rowspan="5">-</td><td rowspan="2">Nr. roţii</td><td rowspan="2">Simbol material</td><td rowspan="2">σ_r [MPa]</td><td rowspan="2">σ_{02} [MPa]</td><td rowspan="2">σ_1 [MPa]</td><td rowspan="2">Tratament (1)</td><td colspan="2">Duritate</td><td>Se va analiza Tabelul 4.3 din Anexa A.4</td></tr>
<tr><td>miez [MPa]</td><td>flanc [Mpa]</td><td rowspan="3">HB_2=0,85HB_1
sau
HRC_1=40…50
HRC_2=25…30</td></tr>
<tr><td>1</td><td>41Mo Cr11</td><td>900</td><td>500</td><td>260</td><td>CR</td><td>2400</td><td>5000</td></tr>
<tr><td>2</td><td>41Mo Cr11</td><td>900</td><td>500</td><td>260</td><td>CR</td><td>2400</td><td>5000</td></tr>
<tr><td colspan="9">(1) C.R. - călire şi revenire înaltă; C.I.F. – călire prin inducţie; C.F.L. – călire cu flacără; Nb – nitrurare în baie; Ng – nitrurare în mediu gazos.</td></tr>
<tr><td>9</td><td>Precizia de execuţie</td><td>TPC_i
TPL
TAJ,
T_{jn}</td><td colspan="8">Conform STAS 6273-81 şi STAS 12192-84
(vezi Figura 4.1 şi tabelul 4.4 din Anexa A.4).</td><td>TPCi=6
TPL=6
TAJ=D
Tjn=d</td></tr>
<tr><td>10</td><td>Profilul de referinţă:
- unghiul de presiune;
- coeficientul capului;
- coeficientul piciorului;
- coeficientul jocului.</td><td>α_{0n} [°]
h^*_{0a},h^*_{0f}
C^*_0
[-]</td><td colspan="8">Conform ST822-82.
α_{0n}=20°; h^*_{0a} =1,0; h^*_{0f} =1,25; c^*_0=0,25.</td><td></td></tr>
<tr><td>11</td><td>Unghiul de înclinare al dintelui</td><td>β
[°]</td><td colspan="8">Se adoptă preliminar astfel:
β=8°…15° pentru danturi durificate superficial;
β=15°…24° pentru danturi îmbunătăţite;</td><td>10°</td></tr>
</table>

			β=20°…45° pentru danturi în V.	
12	Coeficientul diametral	ψ_d	ψ_d Se adoptă din Anexa A.4 – Tabelul 4.5.	0.4
0	**1**	**2**	**3**	**4**
C. DATE CALCULATE				
13	Momentul de torsiune nominal pe treapta *j*	T_{1j} [N·mm]	$T_{1j}=\frac{10^6 P_{1j}}{\omega_j}=\frac{3\cdot 10^7}{\pi}\cdot\frac{P_{1j}}{n_{1j}}\approx 955\cdot 10^4\frac{P_{1j}}{n_{1j}}$. $T_1=9.55\cdot 10^6\cdot\frac{16.527}{366.362}=430811.192\,Nmm$	
14	Numărul de cicluri de funcţionare pe treapta *j*	N_{Hj} N_{Fj} N_j [cicluri]	$N_{Hj}=N_{Fj}=N_j=60\cdot D_{Hj}\cdot n_j$ $N_H=60\cdot 15000\cdot 366.362=329725.8$	
15	Numărul de cicluri pentru solicitarea statică şi de bază din diagrama Wöler corespunzător solicitărilor de contact şi încovoiere	N_{hst}, N_{Fst} N_{HB}, N_{FB} [cicluri]	$N_{hst}=10^5$, N_{Fst}, N_{HB}, N_{FB} se iau din Anexa A.4 – Tabelul 4.6. $N_{HE}\le 10^5$, $Z_{Nst}=1$	
16	Ciclograma de încărcare	T_j [N·mm] N_j [cicluri]	Se aranjează la scară, descrescător după moment într-o diagramă T-N momentele pe treptele corespunzătore cu numărul de cicluri (Anexa A.4 - Figura 4.2). T_2=430811,192	
17	Momentul de torsiune la oboseala de contact şi de încovoiere la piciorul dintelui	T_{1H} T_{1F} [N·mm]	Se adoptă momentele de torsiune la oboseala de contact T_{1H} şi respectiv de încovoiere la piciorul dintelui T_{1F}, momentele de torsiune corespunzătoare lui N_{Hst} şi respectiv N_{Fst}.	

0	1	2	3	4
18	Numărul de cicluri echivalente pentru solicitarea de contact şi respectiv pentru solicitarea de încovoiere	N_{HE1} N_{FE1} [cicluri]	$N_{HE11}=\sum\left(\frac{T_{1j}}{T_{1H}}\right)^{\frac{m_H}{2}}\cdot N_{Hj}$ $N_{FE1}=\sum\left(\frac{T_{1j}}{T_{1F}}\right)^{m_F}\cdot N_{Fj}$, unde m_H şi m_F se iau din Anexa A.4 – Tabelul 4.6. $N_H=60\cdot 10000\cdot 1500=9\cdot 10^9$	
19	Factorul de utilizare datorat maşinii motoare	k_{Am}	Anexa A.4 – Tabelul 4.7.	1,25
20	Factorul de utilizare datorat maşinii de lucru	k_{Al}	Anexa A.4 – Tabelul 4.8.	1,25
21	Factorul de utilizare global	k_A	$K_A=k_{Am}\cdot k_{Al}$.	1,56
22	Factorul dinamic	k_v	Iniţial se apreciază k_v=1,15 (se consideră precizia angrenajului conform indicaţiilor din STAS 12192-84) în corelaţie $v_{t1}=\omega_1\cdot\frac{d_1}{2}\cdot 10^{-3}$ [m/s]. După determinarea a_w, d_1, z_1 se stabileşte din figura 4.4, Anexa A4, noua valoare k_v şi dacă diferă mai mult de 10 % faţă de k_v apreciat iniţial, atunci a_w se recalculează cu noua valoare k_v.	1.15
23	Factorul repartiţiei sarcinii pe lăţimea danturii la solicitarea de contact	$k_{H\beta}$	Se apreciază iniţial, dacă ψ_d se adoptă din tabelul 4.5 - Anexa A.4, astfel: pentru angrenaje nerodate: $k_{H\beta}$=1,5; pentru angrenaje rodate sau lepuite: $k_{H\beta}$=1,3…1,4. Dacă nu se pot respecta indicaţiile din tabelul 4.5 –	1.4

			Anexa A4, atunci se apreciază iniţial o valoare $k_{H\beta}$ şi după stabilirea preliminară a dimensiunilor angrenajului (a_w, d_1, b) se determină conform tabelului 4.9 – Anexa A4, noua valoare $k_{H\beta}$ şi la diferenţe mai mari de 10% se reia calculul pentru a_w.	
0	**1**	**2**	**3**	**4**
24	Factorul gradului de acoperire	Z_ε	Se adoptă astfel: - la dantura dreaptă: Z_ε=0,95; - la dantura înclinată cu: $\psi_d \le 0{,}5$, Z_ε=0,95; - la dantura înclinată cu: $\psi_d > 0{,}5$, Z_ε=0,88.	0.95
25	Factorul repartiţiei frontale a sarcinii la solicitarea de contact	$k_{H\alpha}$	Se adoptă astfel: -$k_{H\alpha}$=1 pentru angrenaje precise (dantură dreaptă treapta de precizie 1÷7, dantură înclinată treapta de precizie 1÷6); - $k_{H\alpha} = \frac{1}{Z_\varepsilon^2}$ pentru angrenaje neprecise.	1
26	Factorul zonei de contact	Z_H	Figura 4.5 – Anexa A.4, sau calculează cu următoarea relaţie: $Z_N = \sqrt{\frac{2\cos\beta_b}{\sin\alpha_t}}$ unde β_b=arcsin(sinβcosα_n). La predimensionare se lucrează cu Z_N=2,5.	2.5

0	**1**	**2**	**3**	**4**
27	Factorul de material	Z_E [MPa]	$Z_E = \sqrt{\dfrac{1}{\pi\left(\dfrac{1-\nu_1^2}{E_1}+\dfrac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}}$ sau se adoptă din tabelul 4.10 – Anexa A.4.	189.9
28	Factorul înclinării dintelui	Z_β	$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta} = \sqrt{\cos 10}$.	0,99
29	Coeficientul axial al lăţimii roţilor	ψ_a	$\psi_a = \psi_d \dfrac{2}{u+1}$. La danturile durificate $\psi_a \approx 0{,}25$, iar la danturile cu HB<3500 MPa $\psi_a = 0{,}3\ldots0{,}4$.	0,25
30	Rezistenţa de bază la oboseala de contact a flancurilor	σ_{Hlimb} [MPa]	Se calculează conform tabelului 4.11 – Anexa A.4.	1100
31	Factorul de siguranţă admisibil pentru solicitarea de contact	S_{HP}	Tabelul 4.12 – Anexa A.4. În mod normal S_{HP}=1,15.	1,15
32	Factorul durabilităţii flancurilor	Z_N	Se adoptă din tabelul 4.6 – Anexa A.4, în funcţie de N_{HE} , calculat la punctul 18.	1
33	Factorul materialelor de ungere	Z_L	Când se cunoaşte uleiul în funcţie de $\nu_{50°}$, Z_L se alege din figura 4.6 – Anexa A.4, iar dacă nu se cunoaşte se adoptă $Z_L \approx 1$.	1
34	Factorul rugozităţii flancurilor	Z_R	Z_R se determină din figura 4.7 – Anexa A.4. Legătura între R_z şi R_a este aproximativ dată de: $LogR_z = 0{,}65 + 0{,}97 logR_a$ sau $R_z \approx 6R_a$.	0,95

0	**1**	**2**	**3**	**4**
35	Factorul vitezei periferice	Z_v	La predimensionare se adoptă $Z_v \approx 1$. Dacă se cunoaşte viteza periferică atunci se determină din figura 4.8 – Anexa A.4.	1
36	Factorul raportului durităţii flancurilor	Z_w	$Z_w=1$, la angrenaje normale (roţi dinţate fără diferenţe mari de duritate) şi $Z_w = 1..2 - \frac{HB - 1300}{1700}$ pentru danturi la care o roată are duritatea $H_\beta=1300 \div 4000$ Mpa. Iar cealaltă durificată rectificată. Legăturile între durităţile măsurate în diverse unităţi se găsesc în figura 4.9 – Anexa A.4.	1
37	Factorul de dimensionare pentru flanc	Z_x	$Z_x \approx 1$.	
38	Distanţa minimă necesară între axe	a_{min} [mm]	$a_{min} = (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1H} k_A k_V k_{H\beta} k_{H\alpha}}{2\psi_a \cdot u} \left(\frac{Z_\varepsilon Z_H Z_E Z_\beta}{\frac{\sigma_{H\,\lim b}}{S_{HP}} \cdot Z_N Z_L Z_R Z_v Z_w Z_x} \right)^2}$ $a_{min} = (1,6+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{430811.192 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1.3 \cdot 1}{2 \cdot 0,25 \cdot 1,6} \left(\frac{0,95 \cdot 2,5 \cdot 189,9 \cdot 0,99}{\frac{1100}{1,15} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1} \right)^2}$ $= 148.575$	Din considerente de construcție se adoptă a_w=160 mm

0	**1**	**2**	**3**	**4**
39	Distanţa între axe în funcţionare	a_w [mm] a_{STAS} [mm]	Se disting două cazuri: 1. Se cere o distanţă între axe a_{STAS} conform STAS 6055 – 81 a_{min} se măreşte la prima valoare a_{STAS} sau se micşorează la precedenta valoare a_{STAS} dacă $\frac{a_{STAS}-a_{min}}{a_{STAS}} \le 0{,}05$. Se obţine: $a_w = a_{STAS}$. (tabelul 4.13 – Anexa A.4). 2. a_{min} se rotunjeşte în plus la o valoare întreagă. (Dacă este posibil o valoare din şirul valorilor normale conform STAS 75- 80).	160 mm
40	Diametrul de divizare preliminar	$d_{1(2)pr.}$ [mm]	$d_{1pr} \approx \frac{2a_w}{u \pm 1}$; $d_{2pr} \approx u d_{1pr.}$ $d_{1pr} \approx \frac{2a_w}{u \pm 1} = \frac{2 \cdot 160}{1{,}6+1} = 123.076mm$ $d_{2pr} \approx u d_{1pr} = 1{,}6x123{,}076 = 196{,}923$	
41	Viteza tangenţială preliminară	v_{t1pr} [m/s]	$v_{t1pr} = \frac{\pi d_{1pr} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 123.076 \cdot 566.362}{60 \cdot 1000} = 2{,}36$.	
42	Lăţimea preliminară a pinionului	b_{1pr}	$b_{1pr} = \psi_\alpha \cdot d_{1pr}$ sau $b_{1pr} = \psi_a \cdot a_w = 0{,}25x140 = 35$	
43	VERIFICARE	-	Se verifică alegerea corectă: - materialul conform poziţiei 8 şi tabelul 4.3 – Anexa A.4.	

			- factorul repartiţiei sarcinii pe lăţimea danturii $k_{H\beta}$ (poz. 23); - precizia angrenajului (vezi STAS 12192 – 84 şi 6273 – 81).	
0	**1**	**2**	**3**	**4**
44	Factorul repartiţiei sarcinii pe lăţimea danturii pentru calculul la piciorul dintelui	$k_{F\beta}$	$k_{F\beta}=\left(k_{H\beta}\right)^{N_F}$ cu $N_F=\frac{(b/h)^2}{1+(b/h)+(b/h)^2}$. În această etapă se consideră N_F=1.	1,4
45	Factorul de formă al dintelui	y_{Fa}	$y_{Fa}=\frac{6\frac{h_{Fa}}{m_n}\cos\alpha_{Fan}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n}\right)^2\cos\alpha_n}$, pentru dantura exterioară cu dinţi nescurtaţi (iar cu o bună aproximare şi pentru dinţi scurtaţi) în funcţie de Z_n, x_n şi profilul generator al sculei se poate determina din figura 4.10 (a...e) – Anexa A.4. Aceleaşi figuri se pot utiliza şi pentru dantura interioară nescurtată folosind $Z_n=\infty$. Se adoptă iniţial $y_{Fa}=2,5$.	2,5
46	Produsul dintre factorul repartiţiei frontale a sarcinii pentru calculul la piciorul dintelui şi factorul gradului de acoperire	$k_{F\alpha}\cdot y_\varepsilon$	$k_{F\alpha}\cdot y_\varepsilon\approx 1$	1

0	**1**	**2**	**3**	**4**
47	Factorul concentratorului de tensiune la piciorul dintelui	y_{sa}	Se determină din Anexa A.4 - Figura 4.11 (a...e). Pentru dantura interioară se determină din aceleaşi figuri însă considerând $Z_n=\infty$. Dacă la baza dintelui apare o degajare (crestătură) tehnologică (de rectificare etc.) se calculează conform STAS 12264 – 84. În această etapă se poate adopta $y_{sa}\approx 2$.	2
48	Factorul înclinării dintelui	y_β	$y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta^\circ}{120^\circ} \geq z_{\beta\,\min}$, cu $y_{\beta min}$=1-0,25ε_p≥0,75, unde ε_p este gradul de acoperire datorat înclinării dinţilor. În această etapă se poate aprecia astfel: - dantură dreaptă y_β=1; - danturi înclinate durificate, y_β=0,9; - danturi înclinate îmbunătăţite şi la danturi în V, y_β=0,8.	0,9
49	Rezistenţa la oboseală la piciorul dintelui	σ_{0lim} [MPa]	Se determină din Anexa A.4 – Tabelul 4.14 (a...d).	700 MPa
50	Factorul de siguranţă admisibil pentru solicitarea piciorului dintelui	S_{FP}	Se adoptă din tabelul 4.12 – Anexa A.4. În mod normal S_{FP}=1,25.	1,25
51	Factorul durabilităţii la încovoiere	y_N	Se adoptă din tabelul 4.6 – Anexa A.4, funcţie de N_{FE} calculat la punctul 18.	1

0	**1**	**2**	**3**	**4**
52	Factorul sensibilităţii materialului solicitat la oboseală la concentratorul de tensiune la baza dintelui	y_δ	Figura 4.12 (a şi b) din Anexa A.4.	1
53	Factorul rugozităţii racordării dintelui	y_R	Se alege din Figura 4.13 – Anexa A4. În această fază se apreciază $y_R \geq 0{,}95$.	0,95
54	Factorul de dimensiune	y_x	Se alege din tabelul 4.15 – Anexa A.4, după aprecierea ordinului de mărime al modulului. După ce s-a stabilit modulul, conform poziţiei 55, şi diferă, se reiau calculele cu y_x ales cu modulul calculat.	1
55	Modulul normal minim necesar	$m_{n\,min}$ m_n^{STAS} [mm]	$m_{n\,\min} = \dfrac{T_{F1}(u \pm 1)}{a_w^2 \psi_a} \cdot \dfrac{k_A k_V k_{F\beta} k_{F\alpha} y_\varepsilon \cdot y_{Fa} \cdot y_{Sa} y_\beta}{\dfrac{\sigma_{0\lim}}{S_{FP}} y_N y_\delta y_R y_X}$ $\dfrac{430811{,}192(1{,}6+1)}{160^2 \cdot 0{,}25} \cdot \dfrac{1{,}56 \cdot 1{,}15 \cdot 1{,}3 \cdot 1 \cdot 2{,}5 \cdot 2 \cdot 0{,}9}{\dfrac{700}{1{,}25} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0{,}95 \cdot 1} =$ $m_{n\,min}$ calculat se standardizează la următoarea valoare din STAS 822-82 (tabelul 4.16 – Anexa A.4). Se poate alege şi o valoare mai mică dacă: $\dfrac{m_n^{STAS} - m_{n\,\min}}{m_n^{STAS}} \leq 0{,}1$.	Se adoptă $m_n^{STAS} = 3$

0	1	2	3	4
56	Numărul de dinţi	z_1, z_2	$$z_1 \le \frac{2\left(a_w - m_n^{STAS}\right)\cos\beta}{m_n(u \pm 1)}. \qquad z_2 = u \cdot z_1.$$ *$z_2=1,6\cdot 19=31$.* z_1 şi z_2 se rotunjesc la numere întregi respectându-se condiţiile: a) $\Delta u = \frac{u_{dat} - u_{realizat}}{u_{dat}} \le \Delta u_0 = 0,03$; b) z_1 şi z_2 pe cât posibil să nu aibă divizori comuni; c) $z_1 \ge 10$ dinţi; d) La angrenajul cilindric interior se vor respecta condiţiile necesare execuţiei şi montării roţilor dinţate. Recomandări pentru reductoarele de uz general: la danturi cementate – călite $z_1 \approx 12 \ldots 17$ (21 dinţi); la danturi îmbunătăţite sau normalizate (HB≤3500) $z_1 \approx 25 \ldots 35$; la danturile durificate CIF sau nitrurate $z_1 \approx 15 \ldots 23$ (25); Când z_1 rezultă mare se poate micşora conform recomandărilor, dar cu respectarea condiţiilor a, b, c, d.	$z_1=19$ $z_2=31$

0	1	2	3	4
57	Recalcularea modulului normal	m_n m_n^{STAS}	$m_n = \frac{2a_w \cos\beta}{z_1(u \pm 1) + z_1 \cdot \cos\beta}$ $= \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos 10}{19\left(\frac{31}{19}+1\right)+19 \cdot \cos 10} \cong 4,5$ Valoarea obţinută se standardizează alegându-se valoarea imediat superioară din STAS 822 – 82 (Tabelul 4.16 – Anexa A.4). Se poate alege şi valoarea mai mică dacă: $\frac{m_n^{STAS} - m_n}{m_n^{STAS}} \leq 0{,}1$.	4,5
58	Distanţa între axe de referinţă	a_0 [mm]	$a_0 = \frac{m_n^{STAS} z_1(u \pm 1)}{2\cos\beta}$, unde $u = u_{real} = \frac{z_2}{z_1}$. $a_0 = \frac{4{,}5 \cdot 27\left(\frac{43}{27}+1\right)}{2 \cdot \cos 10} = 159{,}576$	159.576
59	Unghiul de presiune de referinţă frontal	α_t [°]	$\alpha_t = arctg\left(\frac{tg\alpha_n}{\cos\beta}\right) = arctg\left(\frac{tg 20}{\cos 10}\right) = 20{,}283$.	20,283
60	Unghiul de angrenare frontal	α_{wt} [°]	$\alpha_{wt} = \arccos\left(\frac{a_0 \cos\alpha_t}{a_{STAS}}\right) = \frac{159.576 \cdot \cos 20{,}283}{160} = 20{,}849$.	20,946
61	Coeficientul deplasării de profil însumate	x_{ns}	$x_{ns} = x_{n1} + x_{n2} = \frac{z_2 + z_1}{2tg\alpha_n}(inv\alpha_{wt} - inv\alpha_t)$,	

			cu $inv\alpha = tg\alpha° - \alpha$ (sau tabelul 4.17 – Anexa A.4). $inv\alpha_t = tg\alpha_t - \alpha_t \cdot \frac{\pi}{180} = tg20,283 - 20,283 \cdot \frac{\pi}{180} = 0,015873$ $inv\alpha_{wt} = tg\alpha_{wt} - \alpha_{wt} \cdot \frac{\pi}{180} = tg20,849 - 20,849 \cdot \frac{\pi}{180} = 0,01796$ $x_{ns} = x_{n1} + x_{n2} = \frac{43+27}{2 \cdot tg20}(0,01796 - 0,015873) = 0,134mm$	$x_{n1}=0,13$ $x_{n2}=0$
62	Repartizarea coeficienţilor deplasării pe roţi	x_{n1} x_{n2}	Se foloseşte figura 4.15 sau 4.16 – Anexa A.4.	$x_{n1}=0,3$ $x_{n2}=0$

3.2. Calculul geometric şi cinematic al angrenajelor paralele cilindrice evolventice

Nr crt	Denumirea elementului	Simbol U. M.	Relaţii de calcul şi recomandări	Observaţii
0	**1**	**2**	**3**	**4**
I DATE INIŢIALE DE DEFINIRE GEOMETRICĂ A DANTURII ANGRENAJULUI				
1	Numărul de dinţi - la pinion (1) - la roată (2)	z_1 z_2	Se dau prin temă (Paragraful 4.1 – poziţia 56).	$Z_1=27$ $Z_2=43$
2	Modulul normal	m_n [mm]	Conform STAS 821 – 82.	

0	1	2	3	4
3	Unghiul de înclinare de divizare	β [°]	Se dă prin temă (Paragraful 4.1 – poziţia 11).	10
4	Unghiul de presiune de referinţă nominal	α_n [°]	α_n =20° STAS 821 – 82.	20
5	Coeficientul normal al capului de refrinţă	h^*_{an}	$h^*_{an} = 1{,}0$ STAS 821 – 82.	1
6	Coeficientul normal al jocului de referinţă al capului dintelui	c^*_n	$c^*_n = 0{,}25$ STAS 821 – 82.	0,25
7	Coeficientul normal al adâncimii de flancare a capului dintelui	Δ^*_{aFn}	Conform STAS 821 – 82.	-
8	Coeficientul normal al înălţimii flancate a capului dintelui	h^*_{aFn}	Se dă prin temă cu respectarea indicaţiilor din STAS 821 – 82.	-
9	Treapta de precizie şi tipul ajustajului	-	Se dă prin temă (Paragraful 4.1 – poziţia 9).	VII c
10	Distanţa între axe	a, a_w [mm]	Se calculează (Paragraful 4.1 – poziţia 38) sau se impune din alte considerente.	159.576
11	Coeficientul normal de deplasare a profilului: la pinion (1); la roată (2).	x_{n1}, x_{n2}	Se dau prin temă (Paragraful 4.1 – poziţia 62).	x_{n1}=0,13 x_{n2}=0
II CALCULUL ELEMENTELOR GEOMETRICE GENERALE ALE ROŢILOR ANGRENAJULUI ***Figura 4.14 – Anexa A.4.***				
12	Modulul frontal	m_t [mm]	$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$. $m_t = \frac{4,5}{\cos 10} = 4.569$	

13	Diametrul de divizare - al pinionului (1) - al roţii (2)	d_1 , d_2 [mm]	$d_1=\frac{z_1\cdot m_n}{\cos\beta}=z_1\cdot m_t$. $d_2=\frac{z_2\cdot m_n}{\cos\beta}=z_2\cdot m_t$. $d_1=\frac{z_1\cdot m_n}{\cos\beta}=z_1\cdot m_t=\frac{27\cdot 4,5}{\cos 10}=123.374$. $d_2=\frac{z_2\cdot m_n}{\cos\beta}=z_2\cdot m_t=\frac{43\cdot 4,5}{\cos 10}=196.485$.	
14	Raportul de transmitere	*i*	$i_{12}=\frac{z_2}{z_1}$ la reductoare. *i*=43/27=1,592 $i_{21}=\frac{z_1}{z_2}$ la multiplicatoare.	
15	Distanţa de referinţă între axe	a_0 [mm]	$a_0=\frac{m_n(z_2\pm z_1)}{2\cos\beta}=\frac{d_2\pm d_1}{2}=\frac{4,5(43+27)}{2\cos 10}=159.929$	
16	Unghiul de presiune de referinţă frontal	α_t [°]	$\alpha_t=\mathrm{arctg}\left[\frac{\mathrm{tg}\alpha_n}{\cos\beta}\right]$. $\alpha_t=arctg\left(\frac{tg\alpha_n}{\cos\beta}\right)=arctg\left(\frac{tg20}{\cos 12}\right)=20,283$.	
17	Unghiul de angrenare de referinţă frontal	α_{tw} [°]	$\alpha_{tw}=\arccos\left[\frac{a_0}{a_w}\cos\alpha_t\right]$. $\alpha_{wt}=\arccos\left(\frac{a_0\cos\alpha_t}{a_{STAS}}\right)=\frac{159,929\cdot\cos 20,283}{160}=20,351$.	
18	Diametrul de rostogolire: - la pinion (1); - la roată (2).	d_{w1} d_{w2} [mm]	$d_{w1}=\frac{2a_w\cdot z_1}{z_1+z_2}=\frac{2\cdot 160\cdot 27}{27+43}=123.428$ $d_{w2}=\frac{2a_w\cdot z_2}{z_1+z_2}=\frac{2\cdot 160\cdot 43}{27+43}=196.371$.	

0	1	2	3	4
19	Coeficientul normal de modificare a jocului de referinţă la cap	Δy_n	$\Delta y_n = x_{n1} + x_{n2} - \frac{a_w - a_0}{m_n} =$ $0{,}13 + 0 - \frac{160 - 159.929}{4{,}5} = 0.114$	0,001
20	Diametrul de picior: - al pinionului (1); - al roţii (2).	d_{f1} d_{f2} [mm]	$d_{f1} = d_1 - 2\left(h_{an}^* + c_n^* - x_{n1}\right)m_n$ $= 123.374 - 2\left(1 + 0{,}25 - 0{,}13\right)\cdot 4{,}5 = 113.294mm$ $d_{f2} = d_2 - 2\left(h_{an}^* + c_n^* - x_{n2}\right)m_n$ $= 196.485 - 2\left(1 + 0{,}25 + 0\right)\cdot 4{,}5 = 185.239mm$	d_{f1}=113.294 d_{f2}=185.239
21	Înălţimea de referinţă a dintelui	h [mm]	$h = \left(2h_{an}^* + c_n^*\right)m_n = \left(2\cdot 1 + 0{,}25\right)\cdot 4{,}5 = 10.125$.	
22	Înălţimea dintelui scurtat	h_{sc} [mm]	$h_{sc} = h - \Delta y_n \cdot m_n = 10.125 - \left(0{,}114\right)\cdot 4{,}5 = 9.610$ Scurtarea dintelui se face în scopul asigurării jocului la cap egal cu cel de referinţă.	
23	Diametrul de cap: - al pinionului (1); - al roţii (2).	d_{a1} d_{a2} [mm]	$d_{a1} = d_1 + 2\left(h_{an}^* + x_{n1} - \Delta y_n\right)m_n =$ $123.374 + 2\left(1 + 0{,}13 - 0{,}114\right)\cdot 4{,}5 = 132.514mm$ $d_{a2} = d_2 + 2\left(h_{an}^* + x_{n2} - \Delta y_n\right)m_n =$ $196.485 + 2\left(1 + 0 - 0{,}114\right)\cdot 4{,}5 = 204.455mm$	d_{a1}=132.514 d_{a2}=204.455
24	Lăţimea: - roţii (2); - pinionului (1).	b_2 b_1 [mm]	$b_2 = \psi_d \cdot d_1$ sau $b_2 = \psi_a \cdot a_w$. b_2=0,25*160=40 mm $b_1 = b_2 + (1 \ldots 5)$ mm. b_1=44 mm	

0	1	2	3	4
25	Verificarea jocului la capul dinţilor	-	$c_{n1}=a_w-\frac{1}{2}\left(d_{f2}+d_{a1}\right)=c_n^*\cdot m_n$ $160-\frac{1}{2}(185.239+132.514)=1.123=0,25*4,5=1.125$ $c_{n2}=a_w-\frac{1}{2}\left(d_{f1}+d_{a2}\right)=c_n^*\cdot m_n=$ $160-\frac{1}{2}(113.294+204.455)=1.1255=0,25*4,5=1.125$	
26	Raza de curbură a profilului frontal de picior în punctul limită (de început al profilului evolventic)	$\rho_{l1(2)}$ [mm]	$\rho_{l1(2)}=0,5d_{1(2)}\sin\alpha_t-\frac{h_{an}^*-x_{n1(2)}}{\sin\alpha_t}m_n$ $\rho_{l1}=0,5\cdot123.374\cdot\sin20,283-\frac{1-0,13}{\sin20,283}\cdot4,5=10.090mm$. $\rho_{l2}=0,5\cdot196.485\cdot\sin20,283-\frac{1-0}{\sin20,283}\cdot4,5=21.075mm$	
27	Diametrul de bază	d_b [mm]	$d_{b1}=\frac{z_{1(2)}\cdot m_n\cdot\cos\alpha_t}{\cos\beta}$ $d_{b1}=\frac{27\cdot4,5\cdot\cos20,283}{\cos10}=115.723mm$. $d_{b2}=\frac{43\cdot4,5\cdot\cos20,283}{\cos10}=184.300mm$	

28	Unghiul de presiune frontal la capul dintelui	α_{ta} [°]	$\alpha_{ta1(2)} = \arccos\left[\frac{z_{1(2)} \cdot m_n \cdot \cos\alpha_t}{d_{a1(2)} \cos\beta}\right]$ $\alpha_{ta1} = \arccos\left[\frac{27 \cdot 4,5 \cdot \cos 20,283}{132.514 \cdot \cos 10}\right] = 29.157mm$. $\alpha_{ta2} = \arccos\left[\frac{43 \cdot 4,5 \cdot \cos 20,283}{204.456 \cdot \cos 10}\right] = 25,654mm$	
29	Raza de curbură a profilului frontal în punctul de intrare în / ieşire din / angrenare la piciorul dintelui	ρ_f [mm]	$\rho_{f1(2)} = a_w \sin\alpha_{tw} - 0,5 d_{b2(1)} tg\alpha_{ta2(1)}$ $\rho_{f1} = 160 \cdot \sin 20,351 - 0,5 \cdot 184.300 \cdot tg 25,654 = 11.385mm$. $\rho_{f2} = 160 \cdot \sin 20,351 - 0,5 \cdot 115.723 \cdot tg 29.157 = 23.363mm$	
30	Verificarea condiţiei de evitare a interferenţei dinţilor roţilor în angrenare	-	$\rho_{l1(2)} \le \rho_{f1(2)}$ $\rho_{l1} = 10.09 \le \rho_{f1} = 9,49$ $\rho_{l2} = 21.075 \le \rho_{f2} = 23.363$ În cazul în roţilor cu dinţi subţiaţi ρ_l<*0*.	

III CALCULUL DIMENSIUNILOR DE MĂSURARE				
A CALCULUL LUNGIMII (COTEI) NORMALE PESTE DINŢI				
31	Unghiul de presiune frontal pe cilindrul de diametru: $d_{1(2)}+2x_{n1(2)}m_n$	α_{twN} [°]	$\alpha_{twN1(2)} = \arccos\left[\dfrac{z_{1(2)}\cdot\cos\alpha_t}{z_{1(2)}+2\dfrac{x_{n1(2)}}{\cos\beta}}\right]$ $\alpha_{twN1} = \arccos\left[\dfrac{27\cdot\cos 20,283}{27+2\dfrac{0,13}{\cos 10}}\right] = 21.735$. $= \alpha_{twN2} = \arccos\left[\dfrac{43\cdot\cos 20,283}{43+2\dfrac{0}{\cos 10}}\right] = 20,283$	
32	Unghiul de înclinare pe cilindrul de bază	β_b [°]	$\beta_b=\arcsin[\sin\beta\cos\alpha_n]=\arcsin(\sin 10\cdot\cos 20)=9.391°$	
33	Numărul real (adoptat) de dinţi pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinţi	N	$N_{1(2)} = ÎNTREG\left[\dfrac{z_{1(2)}}{\pi}\left(\dfrac{tg\alpha_{twN12}}{\cos^2\beta_b}-\dfrac{2x_{n1(2)}tg\alpha_n}{z_{1(2)}}-inv\alpha_t\right)+0,5\right]$ $N_1 = INTREG\left[\dfrac{27}{\pi}\left(\dfrac{tg 21,735}{\cos^2 9,391}-\dfrac{2\cdot 0,13\cdot tg 20}{27}-0,015873\right)+0,5\right]=7,927=7$ $N_2 = INTREG\left[\dfrac{43}{\pi}\left(\dfrac{tg 20,283}{\cos^2 9.391}-\dfrac{2\cdot 0\cdot tg 20}{43}-0,015873\right)+0,5\right]=11.82=11$	

34	Lungimea (cota) normală peste N dinţi	w_{nN} [mm]	$w_{nN1(2)} = m_n\left[\pi\left(N_{1(2)}-0,5\right)+2x_{n1(2)}tg\alpha_n + z_{1(2)}inv\alpha_t\right]\cos\alpha_n$ $w_{nN1} = 4,5\left[\pi\left(7-0,5\right)+2\cdot 0,13\cdot tg20+27\cdot 0,015873\right]\cos 20 = 88.518mm$ $w_{nN2} = 4,5\left[\pi\left(11-0,5\right)-2\cdot 0\cdot tg20+43\cdot 0,015873\right]\cos 20 = 142.303mm$	
0	**1**	**2**	**3**	**4**
35	Lungimea (cota) frontală peste N dinţi	W_{tN} [mm]	$w_{tN1(2)} = \dfrac{w_{nN1(2)}}{\cos\beta_b}; w_{tN1} = \dfrac{88.518}{\cos 9.391} = 89.720mm$ $w_{tN(2)} = \dfrac{142,303}{\cos 9.391} = 144,236mm$	
36	Raza de curbură a profilului frontal la capul dintelui	ρ_a [mm]	$\rho_{a1(2)} = 0,5d_{b1(2)}tg\alpha_{ta1(2)}$ $\rho_{a1} = 0,5\cdot 115.723\cdot tg29.157 = 32.280mm$ $\rho_{a2} = 0,5\cdot 184.300\cdot tg25,654 = 44.257mm$	
37	Raza de curbură a profilulelor frontale antiomoloage în punctele simetrice ale lungimii (cotei) peste dinţi	ρ_{wt} [mm]	$\rho_{wt1(2)} = 0,5w_{tN}$ $\rho_{wt1} = 0,5\cdot 89.720 = 44.86mm$. $\rho_{wt1} = 0,5\cdot 144,236 = 72,118mm$	
38	Verificarea înacadrării punctelor de contact ale lungimii (cotei) w_{nN} (respectiv w_{tN}) pe flancurile evolventice ale danturii.	-	La dinţi neflancaţi şi fără muchii teşite: $\rho_{f1(2)} < \rho_{wt1(2)} < \rho_{a1(2)}$. La dinţi flancaţi: $\rho_{f1(2)} < \rho_{wt1(2)} < \rho_{tF1(2)}$. Dacă nu se verifică partea stângă a inegalităţii trebuie calculată w_{n+1}, iar dacă nu se verifică partea dreaptă trebuie calculat w_{n-1} cu respectarea verificării de la punctul 37.	

0	1	2	3	4
39	Lăţimea teoretică minimă a danturii care permite măsurarea lungimii (cotei) normale peste dinţi	b_{wN} [mm]	$b_{wN1(2)} = w_{nN1(2)} \sin\beta_b$ $b_{wN1} = 88.518 \cdot \sin 9.391 = 14,443mm$. $b_{wN2} = 142,303 \cdot \sin 9,391 = 23.219mm$	
40	Verificarea măsurabilităţii dimensiunii w_{nN}	-	Dimensiunea w_{nN} se poate măsura dacă: $b_{1(2)} \geq b_{wN1(2)} + (2...5)mm$. Dacă relaţia nu este îndeplinită se impune folosirea pentru măsurare a altor metode: coarda constantă sau lungimea (cota) peste bile.	
41	Abaterea superioară a lugimii (cotei) normale peste dinţi	E_{ws} [μm]	Se adoptă din tabelul 4.18 (a,b) – Anexa A.4, funcţie de *TAJ, TPL, d* (semnul minus pentru dantură exterioară şi plus pentru dantură interioară).	-50μm -60μm
42	Toleranţa bătăii radiale a danturii	F_r [μm]	Se adoptă din tabelul 4.19 – Anexa A.4, funcţie de *TPC*, m_n, *d*.	40μm 56μm
43	Toleranţa lungimii (cotei) normale peste dinţi	T_w [μm]	Se adoptă din Tabelul 4.20 – Anexa A.4, funcţie de *TAJ, TJF*, F_r.	55μm 70μm
44	Abaterea inferioară a lungimii (cotei) normale peste dinţi	μE_{wi} [μm]	$\mu E_{wi} = \mu E_{ws} \mu T_{w.}$	5μm 10μm
45	Pasul de bază normal	P_{bn} [mm]	$P_{bn} = \pi \cdot m_n \cos\alpha_t =$ $3,14 \cdot 4,5 \cdot \cos 20,283 = 13.253mm$	13,253 mm

46	Lungimea (cotei) normală peste N+1, respectiv N-1 dinţi	$w_{n(N+1)}$ $w_{n(N-1)}$ [mm]	$w_n(N+1)_{1(2)} = w_{nN1(2)} + p_{bn}$ $w_n(N+1)_1 = 88.518 + 13.253 = 79,265$. $w_n(N+1)_2 = 142,303 + 13.253 = 155.556$ $w_n(N-1)_{1(2)} = w_{nN1(2)} - p_{bn}$ $w_n(N-1)_1 = 88,515 - 13,253 = 75,262 mm$. $w_n(N-1)_{(2)} = 142,303 - 13,253 = 129,05 mm$ Toleranţele acestor mărimi sunt tot cele calculate la poziţiile 41 şi 44.	
D ABTERILE DISTANŢEI ÎNTRE AXE				
67	Abaterile limită ale distanţei între axe	$\pm f_{a(m)}$	Se adoptă din tabelul 4.26 – Anexa A.4, în funcţie de *TAJ* şi a_w.	

IV CALCULUL GRADULUI DE ACOPERIRE				
68	Gradul de acoperire frontal (al profilelor) la danturi neflancate	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 tg\alpha_{ta1} + z_2 tg\alpha_{ta2} - (z_1 + z_2) tg\alpha_{tw}}{2\pi} = \frac{\sqrt{d^2 a_1 - d^2 b_1} + \sqrt{d^2 a_2 - d^2 b_2} - 2a_w \sin\alpha_{tw}}{2\pi m_n \cos\alpha_t}$. $\varepsilon_\alpha = \frac{27tg30,385 + 51tg25,354 - (27+51) tg20,946}{2\cdot 3,14} = 1,614$	
69	Diametrul cilindrului (cercului) de început al flancării	d_F [mm]	$d_F = \sqrt{d^2_{b1(2)} + 4\rho^2_{tF1(2)}}$.	
70	Unghiul de presiune frontal în punctul iniţial de flancare (pe profilul de bază)	α_{tF} [°]	$\alpha_{tF1(2)} = \arccos\frac{d_{b1(2)}}{d_{F1(2)}}$.	
71	Gradul de acoperire frontal parţial (al profilelor de bază) la danturile flancate	$\varepsilon_{\alpha F}$	$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 tg\alpha_{tF1} + z_2 tg\alpha_{tF2} - (z_1 + z_2) tg\alpha_{tw}}{2\pi}$.	
72	Gradul de acoperire axial (al înclinării)	ε_β	$\varepsilon_\beta = \frac{b\cdot\sin\beta}{\pi\cdot m_n} \geq 1,0 = \frac{35\cdot\sin 12}{3,14\cdot 3,5} = 0,662$.	
73	Gradul de acoperire total	ε_γ	- la dantură neflancată: - $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,614 + 0,662 = 2,276$; - la dantură flancată: $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_{\alpha F} + \varepsilon_\beta$.	

CAPITOLUL IV
Proiectarea angrenajului conic din structura reductorului
4.1.Calculul de proiectare al angrenajului conic din structura reductorului

Nr crt	Denumirea elementului	Simbol U. M.	Relaţii de calcul şi recomandări					Observaţii
0	**1**	**2**	**3**					**4**
A. DATE INIȚIALE								
1	Numărul treptelor de încărcre	j						
2	Treapta de încărcare	j	1	2	3	…	n	
3	Puterea de intrare pe cele *j* trepte de încărcare	P_{1j} [KW]						P_I=18,323 KW
4	Turaţia la intrare pe fiecare treaptă de încărcare	n_{1j} [min^{-1}]						366,362
5	Durata de funcţionare pe fiecare treaptă de încărcare	D_{hj} [ore]						15000
6	Raportul de transmitere şi raportul numărului de dinţi	i u [-]	La reductoare u=i; la multiplicatoare $u=\frac{1}{i}$, iar valorile la reductoare şi multiplicatoare conform STAS 6012-82 (Anexa A.4 – Tabelul 4.1.).					$i_k^{STAS}=2,5$
7	Condiţii de funcţionare	-	Tipul maşinii motoare; tipul maşinii de lucru; precizia de lucru; siguranţa necesară în funcţionare, etc.					normală
8	Unghiul dintre axe	Σ [°]						90°
B. DATE ADOPTATE								
9	Tipul angrenajului şi schema cinematică	-	Se va sublinia (întări) în desenul schemei transmisiei angrenajul ce urmează a fi proiectat.					
10	Tipul danturii	-	- dreaptă, dantură înclinată sau dantură în V.					dreaptă

<table>
<tr><td></td><td></td><td></td><td colspan="8"></td><td></td></tr>
<tr><td>0</td><td>1</td><td>2</td><td colspan="8">3</td><td>4</td></tr>
<tr><td rowspan="5">11</td><td rowspan="5">Materialele şi tratamentele termice ale roţilor dinţate</td><td rowspan="5">-</td><td rowspan="2">Nr. roţi</td><td rowspan="2">Simbol material</td><td rowspan="2">σ_r [MPa]</td><td rowspan="2">σ_{02} [MPa]</td><td rowspan="2">σ_1[MPa]</td><td rowspan="2">Tratament (1)</td><td colspan="2">Duritate</td><td rowspan="4">HB_2=0,85HB_1
sau
HRC_1=40…50
HRC_2=25…30</td></tr>
<tr><td>miez [MPa]</td><td>flanc [Mpa]</td></tr>
<tr><td>1</td><td>41Mo Cr11</td><td>700</td><td>400</td><td>250</td><td>CR</td><td>300</td><td>450</td></tr>
<tr><td>2</td><td>41Mo Cr11</td><td>700</td><td>400</td><td>250</td><td>CR</td><td>300</td><td>450</td></tr>
<tr><td colspan="9">(1) C.R. - călire şi revenire înaltă; C.I.F. – călire prin inducţie; C.F.L. – călire cu flacără; Nb – nitrurare în baie; Ng – nitrurare în mediu gazos</td></tr>
<tr><td>12</td><td>Precizia de execuţie</td><td>TPC_i
TPL
TAJ,T_{jn}</td><td colspan="8">Conform STAS 6273-81 şi STAS 12192-84</td><td>8</td></tr>
<tr><td>13</td><td>Coeficientul diametral al danturii</td><td>ψ_{dm}</td><td colspan="8">ψ_{dm} se adoptă din tabelul 5.2 – Anexa A.5.</td><td>0,52</td></tr>
<tr><td>14</td><td><u>Profilul de referinţă:</u> unghiul de presiune; coeficientul (frontal al) capului de referinţă; coeficientul (frontal al) piciorului de referinţă; coeficientul (frontal al) jocului de referinţă; unghiul de înclinare de divizare mediu; coeficientul (frontal al) deplasării radiale de profil; coeficientul (frontal al) deplasării tangenţiale de profil; numărul de dinţi ai roţii plane de referinţă.</td><td>α_{0n} [°]
h^*_{0a} [-]
h^*_{0f} [-]
c^*_0 [-]
β [°]
x_n [-]
x_t [-]
z_0</td><td colspan="8">Conform STAS 6844-80
α_{0n} =20 [°]
h^*_{0a}=1 [-]
h^*_{0f} =1,2[-]
c^*_0 =0,20[-]
β=0 [°]
x_n [-]
x_t [-]
z_0=z/sin δ</td><td></td></tr>
</table>

C. DATE CALCULATE

<table>
<tr><th>0</th><th>1</th><th>2</th><th>3</th><th>4</th></tr>
<tr><td>15</td><td>Momentul de torsiune nominal pe treptele de încărcare</td><td>T_{1j}
[N·mm]</td><td>$$T_{1j} = \frac{10^6 P_{1j}}{\omega_j} = \frac{3\cdot 10^7}{\pi}\cdot\frac{P_{1j}}{n_{1j}} \approx 955\cdot 10^4\,\frac{P_{1j}}{n_{1j}}.$$
<table>
<tr><td>Treapta, j</td><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>…</td><td>n</td></tr>
<tr><td>T_{1j}</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr>
</table></td><td>191050,883Nmm</td></tr>
<tr><td>16</td><td>Semiunghiurile conurilor de rostogolire</td><td>$\delta_{1,2}$
[°]</td><td>$$\delta_1 = \arccos\frac{u+\cos\Sigma}{\sqrt{u^2+2\cdot u\cdot\cos\Sigma+1}} = \arccos\frac{2,5}{2,6925} = 21,801$$
$$\delta_2 = \arccos\frac{1+u\cdot\cos\Sigma}{\sqrt{u^2+2\cdot u\cdot\cos\Sigma+1}} = \arccos\frac{1}{2,6925} = 68,198\cdot$$
Verificare $\delta_1+\delta_2=\Sigma \Rightarrow 21,801+68,198=90$</td><td>21,801°
68,198°</td></tr>
<tr><td>17</td><td>Numărul de cicluri de funcţionare pe treptele de încărcare</td><td>N_{Hj}
N_{Fj}
N
[cicluri]</td><td>$N_{Hj}=60\cdot D_{Hj}\cdot n_j$; $N_{Fj}=60\cdot D_{Fj}\cdot n_j=60*1500*915,906$
<table>
<tr><td>Treapta, j</td><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>…</td><td>n</td></tr>
<tr><td>N_{Hj}</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr>
<tr><td>N_{Fj}</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr>
<tr><td>N</td><td colspan="5">$N=\Sigma N_{Hj}=\Sigma N_{Fj}.$</td></tr>
</table></td><td>$8,24*\,10^8$</td></tr>
<tr><td>18</td><td>Caracteristicile curbei lui Wöhler pentru materialele adoptate</td><td>N_{Hst},
N_{Fst}
N_{HB},
N_{FB}
m_H, m_F
[cicluri]</td><td></td><td>Nst=1</td></tr>
</table>

0	1	2	3	4
19	Ciclograma de încărcare	T_j [N·mm] N_j [cicluri]	Se aranjează la scară, descrescător după momente, într-o diagramă în coordonate T-N	
20	Momentul de torsiune la oboseala de contact şi de încovoiere la piciorul dintelui	T_{1H} T_{1F} [N·mm]	Se adoptă momentele de torsiune la oboseala de contact T_{1H} şi respectiv de încovoiere la piciorul dintelui T_{1F}, momentele de torsiune corespunzătoare lui N_{Hst} şi respectiv N_{Fst}.	191050,883 Nmm
21	Numărul de cicluri echivalente pentru solicitarea de contact şi respectiv pentru solicitarea de încovoiere	N_{HE1} N_{FE1} [cicluri]	$N_{HE11} = \sum \left(\frac{T_{1j}}{T_{1H}} \right)^{\frac{m_H}{2}} \cdot N_{Hj}$ $N_{FE1} = \sum \left(\frac{T_{1j}}{T_{1F}} \right)^{m_F} \cdot N_{Fj}$.	$8{,}24 \cdot 10^8$
22	Factorul de utilizare datorat maşinii motoare	k_{Am}		1,25
23	Factorul de utilizare datorat maşinii de lucru	k_{Al}		1,25
24	Factorul de utilizare global	k_A	$K_A = k_{Am} \cdot k_{Al}$	1,56
25	Factorul dinamic	k_v		1,15
26	Factorul repartiţiei sarcinii pe lăţimea danturii la solicitarea de contact	$k_{H\beta}$		1,4
27	Factorul gradului de acoperire	Z_ε	Se adoptă astfel: - la dantura dreaptă: Z_ε=0,95; - la dantura înclinată cu: $\psi_d \le 0{,}5$, Z_ε=0,95; - la dantura înclinată cu: $\psi_d > 0{,}5$, Z_ε=0,88.	0,95

0	1	2	3	4
28	Factorul repartiţiei frontale a sarcinii la solicitarea de contact	$k_{H\alpha}$	Se adoptă astfel: $k_{H\alpha}$=1 pentru angrenaje precise (dantură dreaptă treapta de precizie 1÷7, dantură înclinată treapta de precizie 1÷6); $k_{H\alpha}=\frac{1}{Z_{\varepsilon}^{2}}$ pentru angrenaje neprecise.	1
29	Factorul zonei de contact	Z_N	Tabelul 4.6 – Anexa A.4 sau calculează cu următoarea relaţie: $Z_N=\sqrt{\frac{2\cos\beta_b}{\cos^2\alpha_{mt}\tan\alpha_{wtm}}}$, unde : $\beta_{bm}=arcsin(sin\beta_m cos\alpha_n)$. La predimensionare se lucrează cu $Z_N=2,5$.	2,5
30	Factorul de material	Z_E [MPa]	$Z_E=\sqrt{\frac{1}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1}+\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}}$,	189,8
31	Factorul înclinării dintelui	Z_β	$Z_\beta=\sqrt{\cos\beta}$.	1
32	Rezistenţa de bază la oboseala de contact a flancurilor	σ_{Hlimb} [MPa]	Se calculează conform tabelului 4.11,Anexa A.4.	1100
33	Factorul de siguranţă admisibil pentru solicitarea de contact	S_{HP}	$S_{HP}=1,15$.	1,15
34	Factorul durabilităţii flancurilor	Z_N		1
35	Factorul materialelor de ungere	Z_L	Când se cunoaşte uleiul în funcţie de $\nu_{50°}$, Z_L se alege din figura 4.6 – Anexa A.4, iar dacă nu se cunoaşte se adoptă $Z_L\approx1$.	1

0	1	2	3	4
36	Factorul rugozităţii flancurilor	Z_R	Z_R se determină din figura 4.7 – Anexa A.4. Legătura între R_z şi R_a este aproximativ dată de: $\log R_z=0,65+0,97\log R_a$ sau $R_z \approx 6R_a$.	0,95
37	Factorul vitezei periferice	Z_v	La predimensionare se adoptă $Z_v \approx 1$. Dacă se cunoaşte viteza periferică atunci se determină din figura 4.8 – Anexa A.4.	1
38	Factorul raportului durităţii flancurilor	Z_w	$Z_w=1$, la angrenaje normale (roţi dinţate fără diferenţe mari de duritate) şi $Z_w = 1..2 - \frac{HB-1300}{1700}$ pentru danturi la care o roată are duritatea *HB=1300÷4000 MPa*, iar cealaltă durificată rectificată.	1
39	Factorul de dimensionare pentru flanc	Z_x	$Z_x \approx 1$.	1
40	Diametrul de divizare mediu minim necesar al pinionului	d_{m1} [mm]	$d_{m1,\min} = \sqrt[3]{\frac{2T_{1H}k_A k_V k_{H\beta} k_{H\alpha}\sqrt{u^2+2u\cos\Sigma+1}}{\psi_{dm}\cdot u}} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{S_{HP}Z_\varepsilon Z_H Z_E Z_\beta}{\sigma_{H\lim b}\cdot Z_N Z_L Z_R Z_v Z_w Z_x}\right)^2} = \sqrt[3]{\frac{2\cdot 191050,883\cdot 1,56\cdot 1,15\cdot 1,4\cdot 1\sqrt{2,5^2+2\cdot 2,5\cos 90+1}}{0,52\cdot 2,5}} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1,15\cdot 0,95\cdot 2,5\cdot 1\cdot 189,9}{1100\cdot 1\cdot 1\cdot 0,95\cdot 1\cdot 1\cdot 1}\right)^2}$	68,150
41	Diametrul de divizare preliminar exterior al pinionului	$d_{e1pr.}$ [mm]	$d_{e1pr} = d_{m1}\left(1+\psi_{dm}\sin\delta_1\right) = 68,15\cdot\left(1+0,52\cdot\sin 21\right)$	81,311

0	1	2	3	4
42	Viteza tangenţială preliminară	v_{t1pr} [m/s]	$v_{t1pr}=\frac{\pi\cdot d_{e1pr}\cdot n_1}{60\cdot 1000}=\frac{\pi\cdot 81,311\cdot 915,906}{60\cdot 1000}=3,899$	0,146
43	Lăţimea preliminară a pinionului	b_{1pr}	$b_{1pr}=\psi_{dm}\cdot d_{e1pr}=0,52\cdot 81,311$	22,4
44	VERIFICARE	-	Se verifică alegerea corectă a: materialului conform poziţiei 11 şi tabelul 4.3 – Anexa A.4; factorului repartiţiei sarcinii pe lăţimea danturii $k_{H\beta}$ (vezi poziţia 26); preciziei angrenajului.	Vezi STAS 12192 – 84 şi 6273 – 81.
45	Factorul dinamic pentru calculul la încovoiere al danturii	k_{FV}	$k_{FV}=k_{HV}$.	1,15
46	Factorul repartiţiei sarcinii pe lăţimea danturii pentru calculul la piciorul dintelui	$k_{F\beta}$	$k_{F\beta}=(k_{H\beta})^{N_F}$ cu $N_F=\frac{(b/h)^2}{1+(b/h)+(b/h)^2}$. În această etapă se consideră $N_F=1$.	1,4
47	Factorul de formă al dintelui	y_{Fa}	Se consideră iniţial $y_{Fa}=2,5$ la danturile îmbunătăţite şi $y_{Fa}=3,5$ la danturile durificate.	2,5
48	Produsul dintre factorul repartiţiei frontale a sarcinii pentru calculul la piciorul dintelui şi factorul gradului de acoperire	$k_{F\alpha}\cdot y_\varepsilon$	$k_{F\alpha}\cdot y_\varepsilon\approx 1$.	1
49	Factorul înclinării dintelui	y_β	$y_\beta=1-\varepsilon_\beta\frac{\beta°}{120°}\geq z_{\beta\min}$, cu $y_{\beta min}=1-0,25\varepsilon_\beta\geq 0,75$, unde: ε_β este gradul de acoperire datorat înclinării dinţilor. În această etapă se poate aprecia astfel: - dantură dreaptă $y_\beta=1$; - danturi înclinate durificate, $y_\beta=0,9$; - danturi înclinate îmbunătăţite şi la danturi în V: $y_\beta=0,8$.	1

0	1	2	3	4
50	Factorul concentratorului de tensiune la piciorul dintelui	y_{sa}	În această etapă se poate adopta $y_{sa} \approx 2$.	2
51	Rezistenţa la oboseală la piciorul dintelui	$\sigma_{0\lim}$ [MPa]	Se determină din Anexa A.4, Tabelul 4.14(a...d).	700
52	Factorul de siguranţă admisibil pentru solicitarea piciorului dintelui	S_{FP}	Se adoptă din tabelul 4.12 – Anexa A.4. În mod normal S_{FP}=1,25.	1,25
53	Factorul durabilităţii la încovoiere	y_N	Se adoptă din tabelul 4.6 – Anexa A.4, în funcţie de N_{FE} calculat la poziţia 21.	1
54	Factorul sensibilităţii materialului solicitat la oboseală la concentratorul de tensiune la baza dintelui	y_δ	Figura 4.12 (a şi b) din Anexa A.4.	1
55	Factorul rugozităţii racordării dintelui	y_R	Se alege din Figura 4.13 – Anexa A4. În această fază se apreciază $y_R \geq 0{,}95$.	0,95
56	Factorul de dimensiune	y_x	Se alege din tabelul 4.15 – Anexa A.4, după aprecierea ordinului de mărime al modulului. După ce s-a stabilit modulul, conform poziţiei 57, şi diferă, se reiau calculele cu y_x ales cu modulul calculat.	1
57	Modulul normal minim necesar	$m_{n\min}$ [mm]	$m_{n\min} = \frac{2T_{F1}}{d_{m1}^2 \psi_{dm}} \cdot \frac{k_A k_{VV} k_{F\beta} k_{F\alpha} y_\varepsilon \cdot y_{Fa} \cdot y_{Sa} y_\beta \cdot S_{FP}}{\sigma_{0\lim} y_N y_\delta y_R y_X} =$ $\frac{2 \cdot 191050{,}883}{81{,}311^2 \cdot 0{,}52} \cdot \frac{1{,}56 \cdot 1{,}15 \cdot 1{,}4 \cdot 1 \cdot 2{,}5 \cdot 2 \cdot 1{,}25}{700 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0{,}95 \cdot 1} = 2{,}63$ Se poate alege şi o valoare mai mică dacă: $m = m_e = \frac{m_{nm\min}}{\cos\beta}\left(1 + \psi_{dm} \sin\delta_1\right).$	2,5

<table>
<tr><th>0</th><th>1</th><th>2</th><th>3</th><th>4</th></tr>
<tr><td>58</td><td>Modulul angrenajului</td><td>m_n^{STAS}
[mm]</td><td>Valoarea obţinută se standardizează la următoarea valoare din STAS 822-82 (tabelul 4.16 – Anexa A.4). Se poate alege şi o valoare mai mică dacă: $\frac{m_n^{STAS} - m_{n\,min}}{m_n^{STAS}} \le 0{,}1$.</td><td>2,5</td></tr>
<tr><td>59</td><td>Numărul de dinţi</td><td>z_1, z_2</td><td>$z_1 \le \frac{2d_{1pr}}{m}$; $z_2=uz_1$.
z_1 şi z_2 se rotunjesc la numere întregi respectându-se condiţiile:
a) $\Delta u = \frac{u_{dat} - u_{realizat}}{u_{dat}} \le \Delta u_0 = 0{,}03$;
b) z_1 şi z_2 pe cât posibil să nu aibă divizori comuni;
c) pentru obţinerea de gabarit redus al angrenajului se recomandă numărul de dinţi să se aleagă astfel:
<table>
<tr><th>i</th><th>z_1</th><th rowspan="7">Se recomandă:
-$z_1 \ge 10$ în industria constructoare de maşini şi -$z_1 \ge 6$ în industria auto;
-z_1 se adoptă la începutul intervalului pentru danturile îmbunătăţite şi la sfârşitul intervalului pentru danturi durificate.</th></tr>
<tr><td>1</td><td>18…40</td></tr>
<tr><td>2</td><td>15…30</td></tr>
<tr><td>3</td><td>12…23</td></tr>
<tr><td>4</td><td>10…18</td></tr>
<tr><td>5</td><td>8…14</td></tr>
<tr><td>6</td><td>6…10</td></tr>
</table></td><td>z1=12
z2=30</td></tr>
</table>

0	1	2	3	4
60	Recalcularea modulului normal	m [mm]	$m=\frac{d_{1pr}}{z_1}=\frac{81,311}{12}$ Valoarea obţinută se standardizează alegându-se valoarea imediat superioară din STAS 822 – 82 (tabelul 4.16 – Anexa A.4). Se poate alege şi valoarea mai mică dacă: $\frac{m_n^{STAS}-m_n}{m_n^{STAS}}\le 0,1$.	7
61	Diametrul de divizare (exterior)	$d_{1,2}$ [mm]	$d_1=m\cdot z_1=7*12=84;$ $d_2=m\cdot z_2=7*30=210$.	84 210
62	Adoptarea coeficienţilor deplasărilor de profil pe roţi	x_{n1} x_{n2} [-]	Angrenajele conice se realizează ca angrenaje zero sau zero deplasate. Coeficienţii deplasărilor radiale de profil $x_{r1}=-x_{r2}$ se recomandă să se aleagă din tabelul 5.3 – Anexa A.5, iar cei tangenţiali: $x_{t1}=-x_{t2}$, unde pentru $u\geq 2,5$ se recomandă $x_{t1}=0,03+0,008(u-2,5)$.	$x_{n1}=-x_{n2}=0,5$ $x_{t1}=0,03$ $x_{t2}=-0,03$

4.2. Calculul geometric şi cinematic al angrenajelor conice exterioare cu danturi drepte octoidale

Nr. crt.	**Denumirea elementului**		**Simbol U.M.**	**Relaţii de calcul şi recomandări**	**Obs.**
0	**1**		**2**	**3**	**4**
I DATE INIŢIALE DE DEFINIRE GEOMETRICĂ A DANTURII ANGRENAJULUI					
1	Numărul de dinţi - la pinion (1) - la roată (2)		z_1 z_2	Se dau prin temă	12 30
2	Unghiul dintre axe		Σ [°]	Se dă prin temă sau se adoptă	90
3	Profilul de referinţă, conf. STAS 6844-80	Unghiul de referinţă normal de divizare	α_0 [°]	α_{0n} =20 [°] h^*_{0a}=1 [-] h^*_{0f} =1,2[-] c^*_0 =0,20[-] β=0 [°] x_n =0,5[-] x_t =0,03[-]	
4		Modulul (frontal) exterior	m_e=m, [mm]		
5		Unghiul de înclinare de divizare mediu	β_m [°]		
6		Coeficientul (frontal al) capului de referinţă al dintelui	h_a^*		
7		Coeficientul (frontal al) piciorului de referinţă al dintelui	h_f^*		
8		Coeficientul (frontal al) înălţimii utile de referinţă al dintelui	h_u^*		

0		1	2	3	4
9		Coeficientul (frontal al) înălţimii de referinţă al dintelui	h^*		
10		Coeficientul (frontal al) jocului de referinţă al dintelui	c*		
11		Coeficientul (frontal al) razei de racordare la piciorul dintelui	ρ_f^*	$\rho_f^* = 0,3$	
12		Coeficientul (frontal al) deplasării radiale de profil	x_t		
13		Coeficientul (frontal al) deplasării tangenţiale de profil	x_t		
14		Numărul de dinţi ai roţii plane de referinţă	z_0		
15	Treapta de precizie şi tipul ajustajului		-	Se dă prin temă (paragraful 5.1, poziţia 12).	
16	Coeficientul modular al lăţimii danturii		ψ_{dm}	10	
II CALCULUL ELEMENTELOR GEOMETRICE GENERALE ALE ROŢILOR ANGRENAJULUI					
17	Lăţimea danturii		b [mm]	$b = 7 \cdot 10 = 70$.	70 mm
18	Unghiul conurilor de divizare		$\delta_{1,2}$ [°]	$\delta_1 = arctg\left[\frac{\sin\Sigma}{\frac{z_2}{z_1}+\cos\Sigma}\right] = arctg\left[\frac{1}{2,5}\right] = 21,801$ $\delta_2 = arctg\left[\frac{\frac{z_2}{z_1}\sin\Sigma}{1+\frac{z_2}{z_1}\cos\Sigma}\right] = arctg\left[\frac{2,5\cdot 1}{1}\right] = 68,198$	21,801° 68,198°

	Diametrul de divizare: - al pinionului (1); - al roţii (2).	d_1, d_2 [mm]	$d_1 = z_1 \cdot m = 12 \cdot 7$; $d_2 = z_2 \cdot m = 30 \cdot 7 = 210$.	84 210
0	**1**	**2**	**3**	**4**
14	Raportul de transmitere	i	$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{30}{10}$ la reductoare; $i_{21} = \frac{z_1}{z_2}$ la multiplicatoare.	2,5
15	Lungimea exterioară a generatoarei de divizare	R [mm]	$R = \frac{z_1 \cdot m}{2\sin\delta_1} = \frac{z_2 \cdot m}{2\sin\delta_2} = \frac{10 \cdot 7}{2 \cdot \sin 21,801} = 94,242$.	94,242
16	Lungimea medie a generatoarei de divizare	R_m [mm]	$R_m = R - \frac{b}{2} = 94,242 - \frac{70}{2} = 59,242$.	59,242
17	Modulul median	m_m [mm]	$m_m = m\frac{R_m}{R} = 7 \cdot \frac{59,242}{94,242} = 4,400$.	4,400
18	Diametrul de divizare mediu: - la pinion (1); - la roată (2).	d_{m1}, d_{m2} [mm]	$d_{m1} = z_1 \cdot m_m = 10 \cdot 4,400 = 44$; $d_{m2} = z_2 \cdot m_m = 30 \cdot 4,4 = 132$.	44 132
19	Înălţimea capului de divizare exterior al dintelui: - la pinion (1); - la roată (2).	h_{a1}, h_{a2} [mm]	$h_{a1} = \left(h_a^* + x_{r1}\right) \cdot m = (1 + 0,5) \cdot 7 = 10,5mm$ $h_{a2} = \left(h_a^* + x_{r2}\right) \cdot m = (1 - 0,5) \cdot 7 = 3,5mm$	10,5 3,5
20	Înălţimea piciorului de divizare exterior al dintelui: - al pinionului (1); - al roţii (2).	h_{f1}, h_{f2} [mm]	$h_{f1} = \left(h_a^* + c^* - x_{r1}\right) \cdot m = (1 + 0,2 - 0,5) \cdot 7 = 4,9mm$ $h_{f2} = \left(h_a^* + c^* - x_{r2}\right) \cdot m = (1 + 0,2 + 0,5) \cdot 7 = 11,9mm$	4,9 11,9
21	Înălţimea (exterioară) a dintelui	h [mm]	$h = \left(2h_{an}^* + c_n^*\right) m_n = (2 \cdot 1 + 0,2) \cdot 7 = 15,4$ mm	15,4

22	Înălţimea dintelui scurtat	h_{sc} [mm]	$h=\left(2\cdot h_a^*+c^*\right)\cdot m=\left(2\cdot 1+0,2\right)\cdot 7=15,4$ mm	15,4
0	**1**	**2**	**3**	**4**
23	Diametrul de cap (exterior): - al pinionului (1); - al roţii (2).	d_{a1}, d_{a2} [mm]	$d_{a1}=d_1+2\cdot h_{a1}\cos\delta_1=84+2\cdot 1\cdot\cos 21,801=85,856$ $d_{a2}=d_2+2\cdot h_{a2}\cos\delta_2=210+2\cdot 1\cdot\cos 68,198=210,724$	85,856 210,724
24	Diametrul de picior (exterior): - al pinionului (1); - al roţii (2).	d_{f1}, d_{f2} [mm]	$d_{f1}=d_1-2\cdot h_{fa1}\cos\delta_1=84-2\cdot 1,2\cdot\cos 21,801=81,771$ $d_{f2}=d_2-2\cdot h_{f2}\cos\delta_2=210-2\cdot 1,2\cdot\cos 68,198=209,108$	81,771 209,108
25	Unghiul piciorului dintelui: - la pinion (1); - la roată(2).	θ_{f1}, θ_{f2} [°]	$\theta_{f1}=arctg\left(\frac{h_{f1}}{R}\right)=arctg\left(\frac{4,9}{94,242}\right)=2,976$ $\theta_{f2}=arctg\left(\frac{h_{f2}}{R}\right)=arctg\left(\frac{11,9}{94,242}\right)=7,196$	2,976 7,196
26	Unghiul capului dintelui: - la pinion (1); - la roată(2).	θ_{a1}, θ_{a2} [°]	$\theta_{a1}=arctg\left(\frac{h_{a1}}{R}\right)=arctg\left(\frac{10,5}{94,242}\right)=6,357;$ $\theta_{a2}=arctg\left(\frac{h_{a2}}{R}\right)=arctg\left(\frac{3,5}{94,242}\right)=2,126.$	6,357 2,126
27	Unghiul conului de cap: - la pinion (1); - la roată (2).	d_b [mm]	$\delta_{e1}=\delta_1+\theta_{a1}=21,801+6,357=28,158;$ $\delta_{e2}=\delta_2+\theta_{a2}=68,198+2,126=70,324$	28,158 70,324
28	Înălţimea exterioară a conului de cap: - la pinion (1); - la roată (2).	H_{a1}, H_{a2} [mm]	$H_{a1}=R\cos\delta_1-h_{a1}\sin\delta_1=$ $=94,242\cdot\cos 21,801-10,5\cdot\sin 21,801=83,602$ $H_{a2}=R\cos\delta_2-h_{a2}\sin\delta_2=$ $=94,242\cdot\cos 68,198-3,5\cdot\sin 68,198=31,751$	83,602 31,751

Capitolul V

5.CALCULUL ARBORILOR REDUCTORULUI

5.1. CALCULUL FORŢELOR DIN ANGRENAJE.

Calculul forțelor din angrenajul cilindric cu dinți înclinați se face pe baza schematizării din fig. 1, iar pentru angrenajul conic cu dinți drepți pe baza fig. 2.

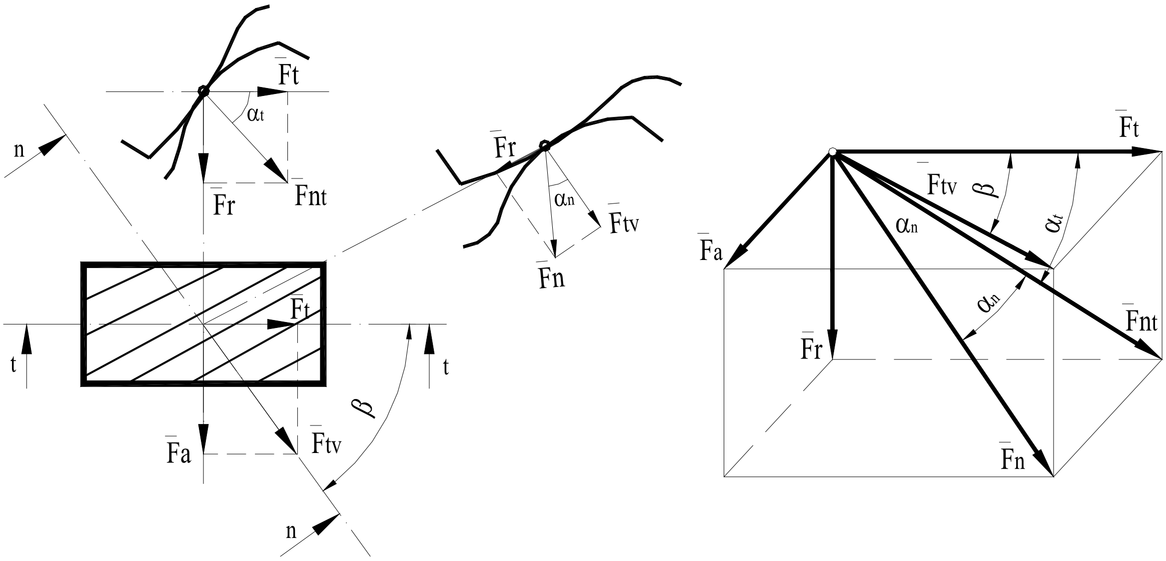


Fig.1. Forțele nominale din angrenajul cilindric cu dinți înclinați.

Forțele din angrenajul conic cu dinți drepți sunt schematizate în fig. 2.

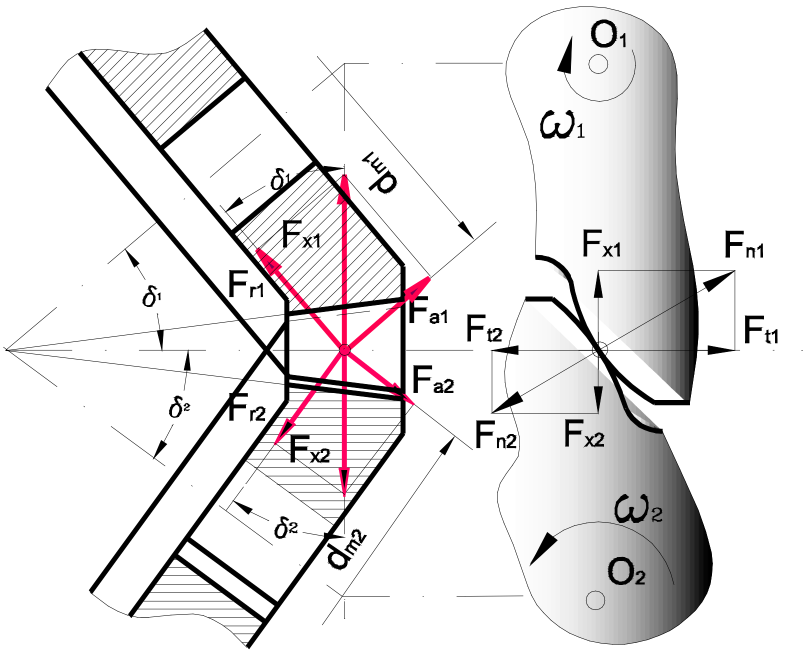


Fig.2. Forțele nominale din angrenajul conic cu dinți drepți.

A. Angrenajul cilindric cu dinţi înclinaţi

-forţa tangenţială: $F_{t1(2)} = \frac{2T_{II(III)}}{d_{w1(2)}}[N]$ (1)

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 430811,1922}{123,428} = 6980.740N$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 579733.247}{196.571} = 5898.444N$$

-forţa radială: $F_{r1(2)} = F_{t1(2)} \cdot tg\alpha_{wt}$ (2)

$$F_{r1} = 6980,740 \cdot tg\,20,849 = 2658,568N$$

$$F_{r2} = 5898,444 \cdot tg\,20,849 = 2246,383N$$

-forţa axială: $F_{a1(2)} = F_{t1(2)} \cdot \beta$ (3)

$$F_{a1} = 6980,740 \cdot tg10° = 1230,892N$$

$$F_{a2} = 5898,444 \cdot tg10° = 1040,058N$$

B. Angrenajul conic cu dinţi drepţi

-forţa tangenţială: $F_{t1(2)} = \frac{2T_{I(II)}}{d_{m1(2)}}[N]$ (4)

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 191050,883}{82,648} = 4623,237N$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 430811,192}{206,620} = 4170,076N$$

-forţa radială: $F_{r1(2)} = F_{t1(2)} \cdot tg\alpha_n \cdot \cos\delta_{1(2)}[N]$ (5)

$$F_{r2} = 4623,237 \cdot tg\,20 \cdot \cos 21,801 = 1562,367N$$

$$F_{r2} = 4623,237 \cdot tg\,20 \cdot \cos 68,198 = 563,692N$$

-forţa axială: $F_{a1(2)} = F_{t1(2)} \cdot tg\alpha_n \cdot \sin\delta_{1(2)}[N]$ (6)

$$F_{a1} = 4623.237 \cdot tg\,20 \cdot \sin 21.801 = 624.947N$$

$$F_{a2} = 4623.237 \cdot tg\,20 \cdot \sin 68.198 = 1409.225N$$

5.2. CALCULUL DE PROIECTARE AL ARBORILOR REDUCTORULUI

Predimensionarea din condiţia de rezistenţă

Predimensionarea din condiția de rezistență la torsiune se face cu relația:

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{16T_c}{\pi \cdot \tau_{at}}}[mm] \tag{7}$$

unde, d_p - diametru preliminar în [mm];

τ_{at} -rezistența admisibilă la torsiune, în Mpa;

T_c – momentul de torsiune calculat.

τ_{at} =25...30 MPa.

Arborele 1:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 191050,883}{\pi \cdot 25}} = 33,889 = 35mm$$

Arborele 2:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 430811.192}{\pi \cdot 25}} = 44.439 = 45mm$$

Alegerea materialelor:

Arbore	Material	$\sigma_r[MPa]$	$\tau_{at}[MPa]$	$\sigma_{ai}[MPa]$	
Arbore 1	41MoCr11	600	12-35	230	
Arbore 2	41MoCr11	600	12-35	230	
Arbore 3	OLC45	450	12-25	150	

Proiectarea preliminară a arborilor

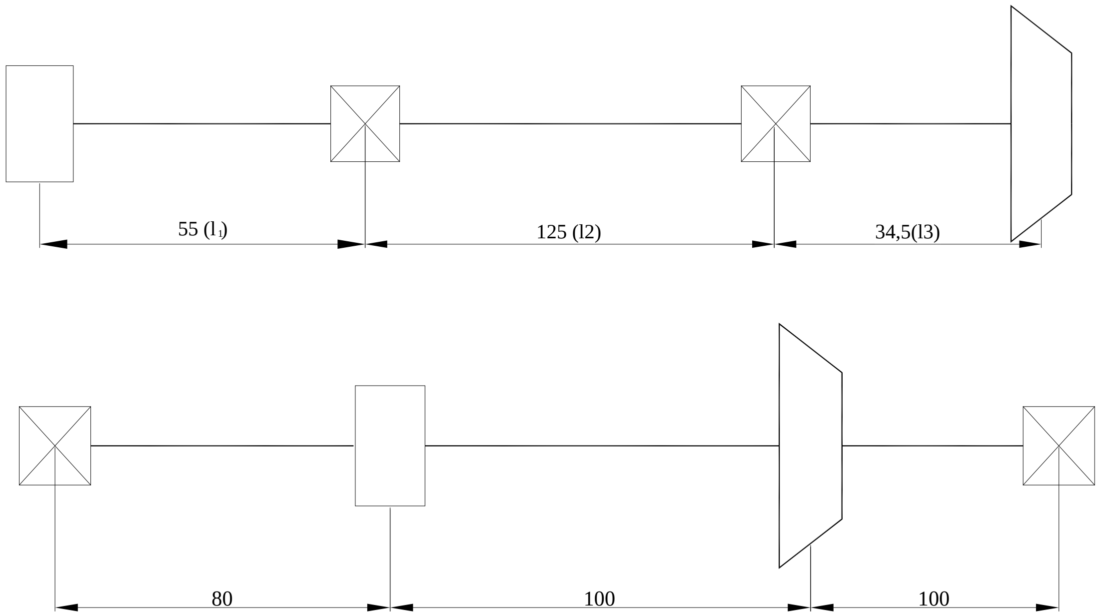


Fig.3. Schematizarea arborilor

Forţele care solicită arborii reductorului sunt prezentate în figura 4.

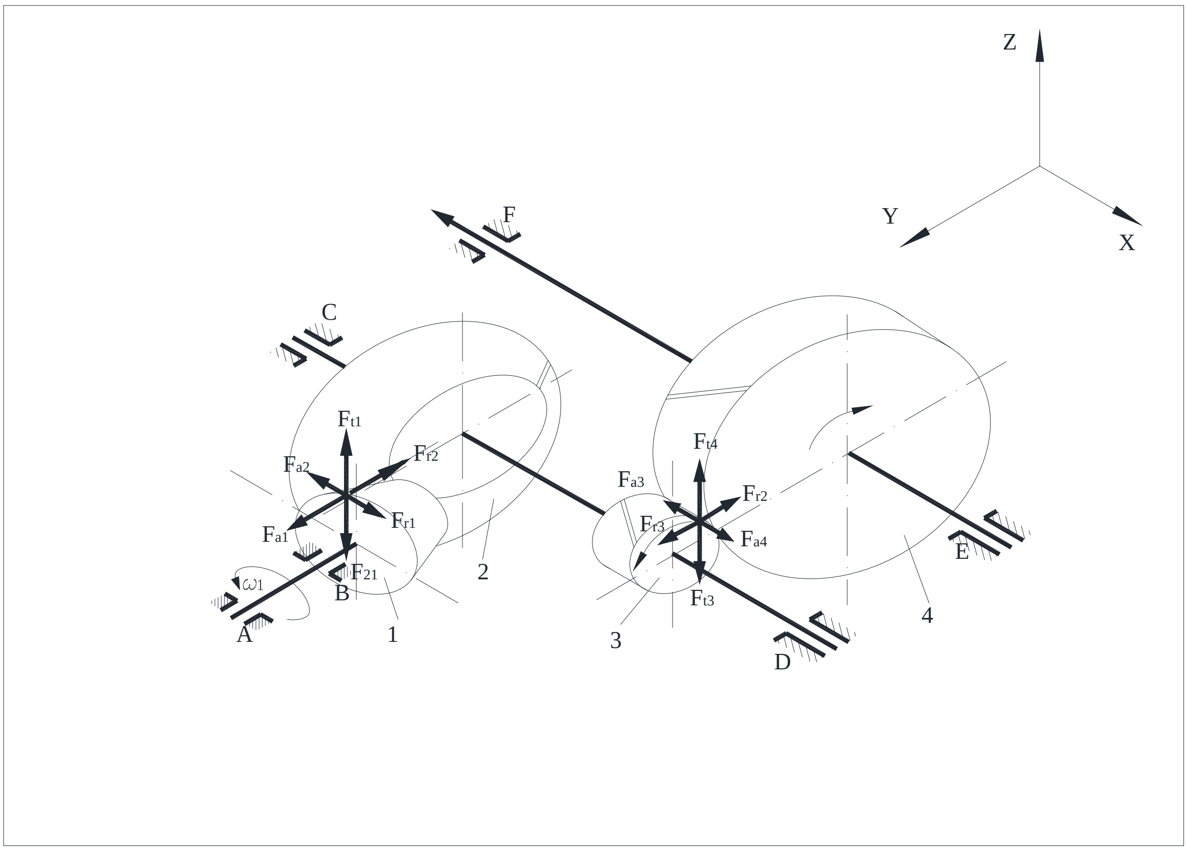


Fig.4. Forţele care acţionează asupra arborilor reductorului [Catrina Gh.]

Schematizarea încărcărilor arborelui I, și reprezentarea diagramelor de eforturi este prezentată în fig. 5.

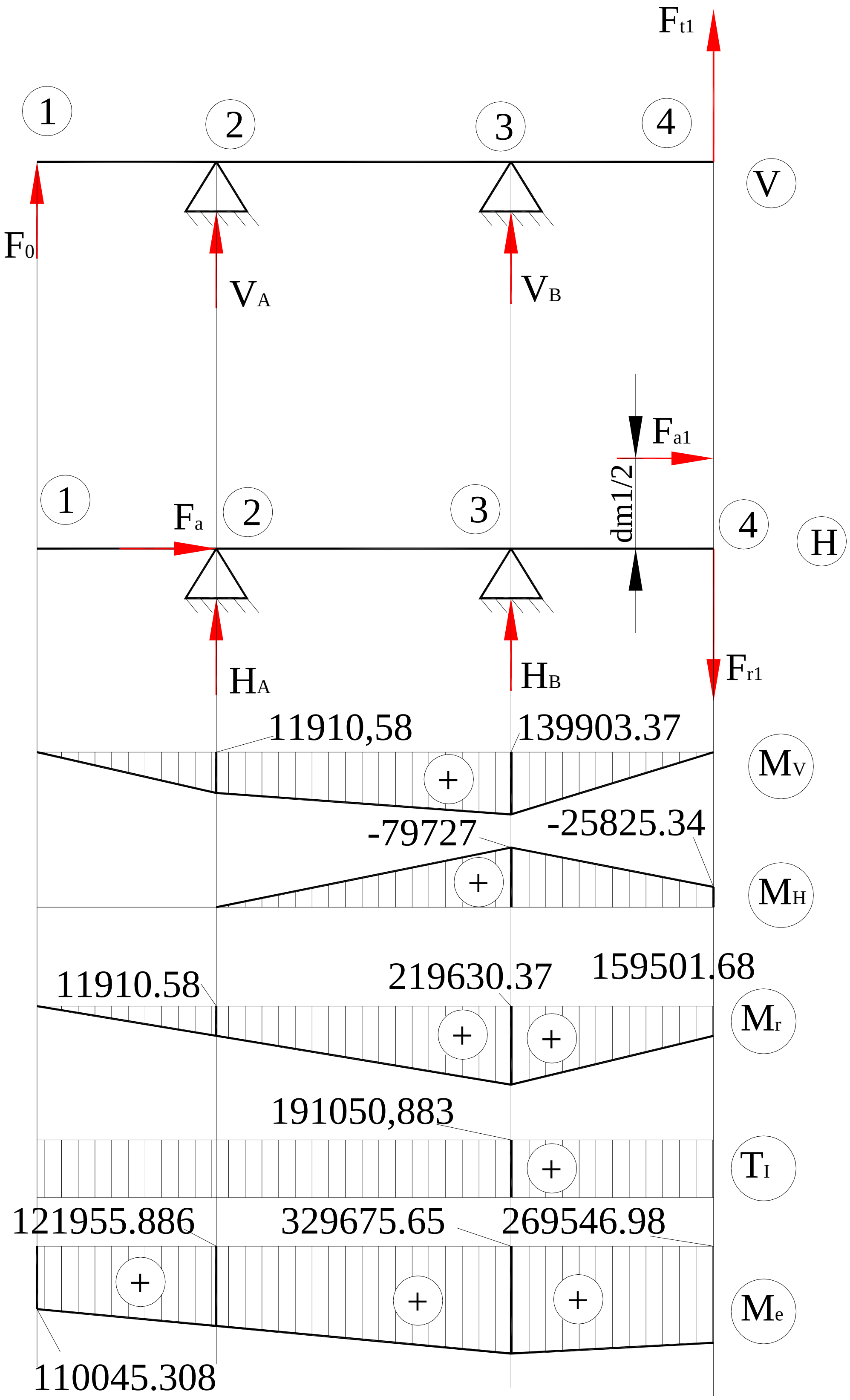


Fig.5. Reprezentarea încărcărilor arborelui I și trasarea diagramelor de eforturi.

1. Determinarea reacţiunilor

A. Planul vertical (V)

$$\sum M\left(3\right)=0;F_0\left(l_1+l_2\right)+V_A\cdot l_2-F_{t1}\cdot l_3=0.$$

$$V_A=\frac{F_{t1}\cdot l_3-F_0\left(l_2+l_3\right)}{l_2}=\frac{4623,237\cdot 34,5-216,556\left(55+125\right)}{125}=964,172N$$

$$\sum M\left(2\right)=0;F_0\cdot l_1-V_B\cdot l_2-F_{t1}\cdot\left(l_2+l_3\right)=0.$$

$$V_B=\frac{-F_{t1}\cdot\left(l_2+l_3\right)-F_0\cdot l_1}{l_2}=\frac{-4623,237\cdot\left(34,5+125\right)+216,556\cdot 55}{125}=-5803.965N$$

B. Planul orizontal (H)

$$\sum M\left(2\right)=0;-H_B\cdot l_2+F_{r1}\left(l_2+l_3\right)+F_{a1}\cdot\frac{d_{m1}}{2}=0.$$

$$H_B=\frac{1562,367\left(125+34,5\right)+624,947\cdot 82,648/2}{125}=54108,264N$$

$$\sum M\left(3\right)=0;H_A\cdot l_2+F_{a1}\frac{d_{m1}}{2}+F_{r1}\cdot l_3=0$$

$$H_A=\frac{-F_{a1}\cdot d_{m1}/2-F_{r1}\cdot l_3}{l_2}=\frac{-624,947\cdot 82,648/2-1562,367\cdot 34,5}{125}=-637,816N$$

2. Calculul momentelor încovoietoare.

A. Planul vertical (V)

Tronsonul (1-2)

$$M_{V1-2}=F_a\cdot x;\Rightarrow x=0,M_{V1}=0$$
$$x=50\Rightarrow M_{V2}=216,556\cdot 55=11910,58Nmm$$

Tronsonul 2-3

$$M_{V2-3}=F_a\left(l_1+x\right)+V_A\cdot x\Rightarrow x=0,M_{V2}=F_a\cdot l_1=11910,58$$
$$x=l_2\Rightarrow M_{V3}=F_a\left(l_1+l_2\right)+V_a\cdot l_2=216,556\left(55+34,5\right)+964,172\cdot 125=139903,349Nmm$$

Tronsonul 4-3

$$M_{V4-3}=F_{t1}\cdot x\Rightarrow M_{V4}=0,$$
$$x=l_3\Rightarrow M_{V3}=F_{t1}\cdot l_3=4623,237\cdot 34,5=159501,68Nmm$$

B. Planul orizontal (H)

Tronsonul 1-2

$$M_{H1-2} = 0$$

Tronsonul 2-3

$$M_{H1-2} = H_A \cdot x \Rightarrow M_{H2} = 0,$$
$$x = l_2 \Rightarrow M_{H3} = H_A \cdot l_2 = -637,816 \cdot 125 = -79727 Nmm$$

Tronsonul 4-3

$$M_{H4-3} = -F_{r1} \cdot x - F_{a1} \frac{d_{m1}}{2} \Rightarrow x = 0 \Rightarrow M_{H4} = -F_{a1} \frac{d_{m1}}{2} = -624,947 \cdot \frac{82,648}{2} = -25825,341$$
$$x = l_3 \Rightarrow M_{H3} = -F_{r1} \cdot l_3 - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} = -1562,367 \cdot 34,5 - 642,947 \cdot \frac{82,648}{2} = -79727 Nmm$$

Calculul momentelor rezultante

$$M_{ri} = \sqrt{M_H^2 + M_V^2}, i = \overline{1,4}$$

$$M_{r1} = 0$$

$$M_{r2} = \sqrt{11910,58^2} = 11910,58$$

$$M_{r3} = \sqrt{-79727^2 + 139903.34^2} = 219630.349$$

$$M_{r3} = \sqrt{-159501.68^2} = 159501.68$$

Calculul momentelor echivalente

$$M_{ech} = \sqrt{M_{ri}^2 + \left(\alpha T_1\right)^2}$$

Unde, $\alpha = \dfrac{\sigma_{ai} \text{ pentru ciclu incovoiere}}{\sigma_{ai} \text{ pentru ciclu rasucire}}$

σ_{ai} pentru OLC 45 =55 Mpa, σ_{ai} pentru otel aliat =75 MPa,

Din solicitarea compusa de răsucire și încovoiere, diametrul echivalent se calculeaza cu relația:

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot Mech}{\pi \cdot \sigma_{ai}}} \qquad (8)$$

$$M_{e1}=\sqrt{\left(0,576\cdot 191050,883\right)^2}=110045,308Nmm$$

$$d_1=\sqrt[3]{\frac{32\cdot 110045,308}{\pi\cdot 75}}=24,632mm$$

$$M_{e2}=\sqrt{11910,58^2+\left(0,576\cdot 191050,883\right)^2}=121955.888Nmm$$

$$d_2=\sqrt[3]{\frac{32\cdot 121955.888}{\pi\cdot 75}}=25,45mm$$

$$M_{e3}=\sqrt{219630.349^2+\left(0,576\cdot 191050,883\right)^2}=329675.658Nmm$$

$$d_3=\sqrt[3]{\frac{32\cdot 329675.658}{\pi\cdot 75}}=35.509mm$$

$$M_{e4}=\sqrt{159501.68^2+\left(0,576\cdot 191050,883\right)^2}=269546.988Nmm$$

$$d_4=\sqrt[3]{\frac{32\cdot 269546.988}{\pi\cdot 75}}=33.204mm$$

Calculul arborelui II al reductorului

Schematizarea încărcărilor este prezentată în fig. 6.

Calculul reacțiunilor.

A. Planul orizontal

$$\sum M_y\left(1\right)=0;\Leftrightarrow -H_D\left(l_1+l_2+l_3\right)+F_{r1c}\left(l_1+l_2\right)+F_{a1c}\cdot\frac{d_{w1}}{2}-F_{r2k}\cdot l_1+F_{a2k}\cdot\frac{d_{m2}}{2}=0$$

$$\Rightarrow H_D=\frac{F_{r1c}\left(l_1+l_2\right)+F_{a1c}\cdot\frac{d_{w1}}{2}-F_{r2k}\cdot l_1+F_{a2k}\cdot\frac{d_{m2}}{2}}{\left(l_1+l_2+l_3\right)}=$$

$$=\frac{2658\cdot 100+1230\cdot\frac{123,4}{2}-564\cdot 50+1409\cdot\frac{132}{2}}{150}=2709,9N$$

$$\sum M_y(4)=0;\Leftrightarrow H_C(l_1+l_2+l_3)+F_{r2k}\cdot(l_2+l_3)+F_{a2k}\frac{d_{w2}}{2}+F_{a1c}\cdot\frac{d_{w1}}{2}-F_{r1c}\cdot l_3=0$$

$$\Rightarrow H_C=\frac{-F_{r2k}\cdot\frac{d_{m2}}{2}-F_{a2k}\frac{d_{w2}}{2}-F_{a1c}\cdot\frac{d_{w1}}{2}+F_{r1c}\cdot l_3}{(l_1+l_2+l_3)}=$$

$$=\frac{-564\cdot100-1409\cdot\frac{132}{2}-1230\cdot\frac{123,4}{2}+2658\cdot50}{150}=-615,9N$$

Verificare:

$$\sum F(z)=0;-H_C-H_D-F_{r2k}+F_{r1c}=0$$
$$615,9-2709,9-564+2658=0$$

Calculul reacțiunilor

Planul Vertical V

$$\sum M_y(1)=0;\Leftrightarrow -V_D(l_1+l_2+l_3)+F_{t1c}(l_1+l_2)+F_{t2k}\cdot l_1=0$$

$$\Rightarrow V_D=\frac{F_{t2k}\cdot l_1+F_{t1c}(l_1+l_2)}{(l_1+l_2+l_3)}$$

$$=\frac{4170\cdot50+6980\cdot100}{150}=6043,333N$$

$$\sum M_y(4)=0;\Leftrightarrow V_C(l_1+l_2+l_3)-F_{t2k}\cdot(l_2+l_3)-F_{t1c}\cdot l_3=0$$

$$\Rightarrow V_D=\frac{F_{t2k}\cdot l_1+F_{t1c}(l_1+l_2)}{(l_1+l_2+l_3)}$$

$$=\frac{4170\cdot100+6980\cdot50}{150}=5106,666N$$

Calculul reacțiunilor rezultante din lagăre.

$$R_C=\sqrt{V_C^2+H_C^2}=\sqrt{5106,666^2+(-615,9)^2}=5143,672N$$

$$R_D=\sqrt{V_D^2+H_D^2}=\sqrt{6043,333^2+2709,9^2}=6623,098N$$

Verificare:

$$\sum F(z)=0;-V_C-V_D-F_{t2k}+F_{t1c}=0$$
$$-6043,333-5106,666+4170+6980=0$$

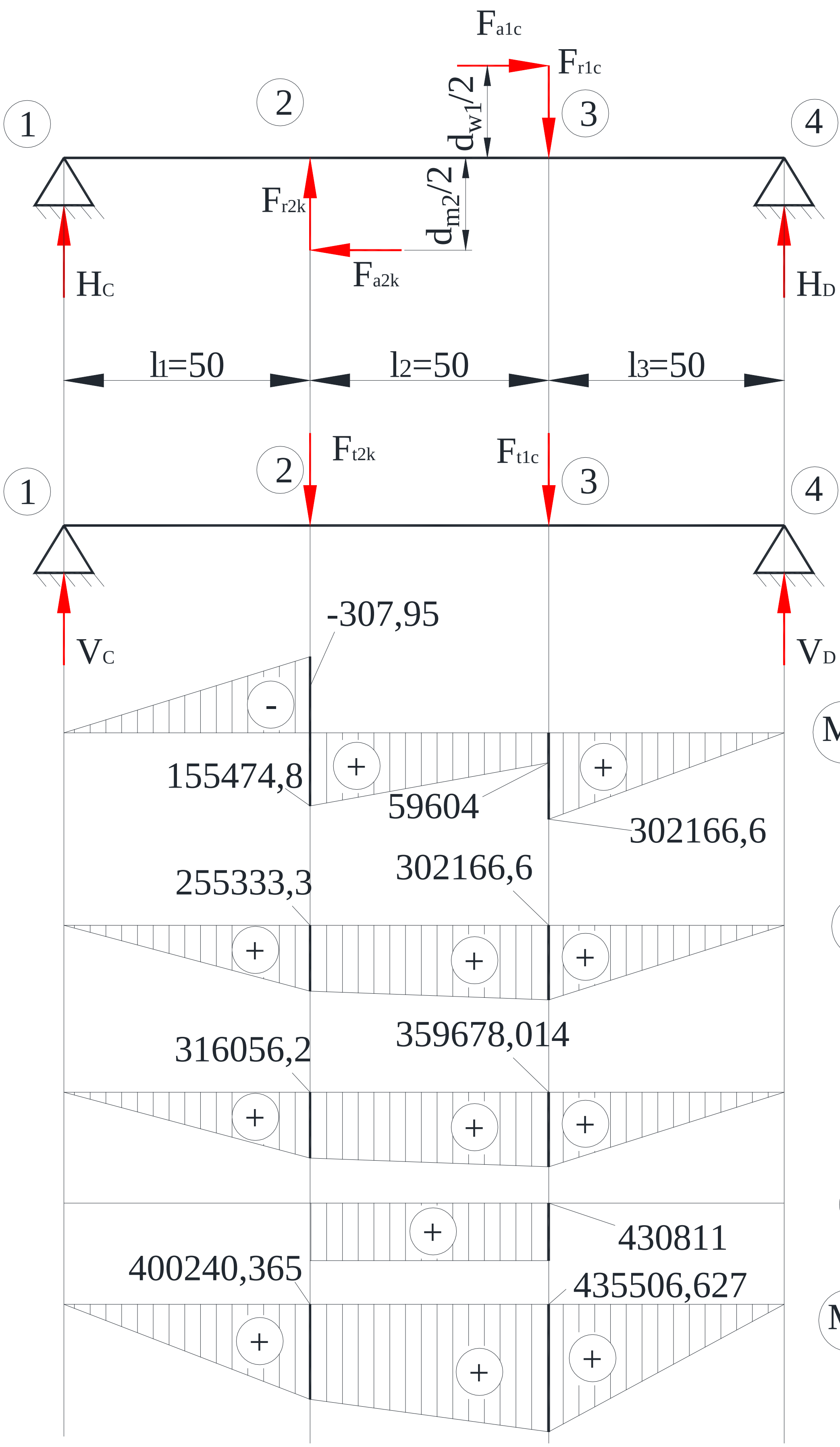


Fig.6. Reprezentarea încărcărilor arborelui II și trasarea diagramelor de eforturi.

Calculul momentelor încovoietoare.

Planul orizontal H

$$M_{H12} = H_C \cdot x \Rightarrow x = 0, M_{H1} = 0,$$
$$x = l_1 \Rightarrow M_{H2} = H_C \cdot l_1 = -615,9 \cdot 50 = -30795 Nmm$$

$$M_{H23} = H_C\left(l_1 + x\right) + F_{r2k} \cdot x + F_{a2k}\frac{d_{m2}}{2},$$
$$x = 0 \Rightarrow M_{H2} = -615,9 \cdot 50 + 1409 \cdot \frac{132}{2} = 155474,8 Nmm$$
$$x = l_2 \Rightarrow M_{H3-\varepsilon} = -615,9 \cdot 100 + 564 \cdot 50 + 1409 \cdot \frac{132}{2} = 59606 Nmm$$

$$M_{H34} = H_C\left(l_1 + l_2 + x\right) + F_{r2k}\left(l_2 + x\right) + F_{a2k}\frac{d_{m2}}{2} + F_{a1c}\frac{d_{w2}}{2} - F_{r1c} \cdot x$$
$$x = 0 \Rightarrow M_{H3+\varepsilon} = -615,9 \cdot 100 + 564 \cdot 50 + 1409\frac{132}{2} + 1230\frac{123,4}{2} = 135495 Nmm$$
$$x = l_3 \Rightarrow M_{H4} = -615,9 \cdot 100 + 564 \cdot 50 + 1409\frac{132}{2} + 1230\frac{123,4}{2} - 2658 \cdot 50 = 0$$

Calculul momentelor încovoietoare.

Planul vertical V

$$M_{V12} = V_C \cdot x \Rightarrow, x = 0 \Rightarrow M_{V1} = 0$$
$$x = l_1 \Rightarrow M_{V2} = 5106,666 \cdot 50 = 255333,3 Nmm$$

$$M_{V23} = V_C\left(l_1 + x\right) - F_{t2k} \cdot x,$$
$$x = 0 \Rightarrow M_{V2} = 255333,3 Nmm$$
$$x = l_2 \Rightarrow M_{V3} = 5106,666 \cdot 100 - 4170 \cdot 50 = 302166,6 Nmm$$

$$M_{V34} = H_C\left(l_1 + l_2 + x\right) - F_{t2k}\left(l_2 + x\right) - F_{t1c} \cdot x,$$
$$x = 0 \Rightarrow M_{V3} = 5106,666 \cdot 100 - 4170 \cdot 50 = 302166,6$$
$$x = 50 \Rightarrow M_{V4} = 5106,666 \cdot 150 - 4170 \cdot 100 - 6980 \cdot 50 = 0$$

Momentele rezultante se calculează cu relația:

$$M_r = \sqrt{M_V^2 + M_H^2}$$

Momentul echivalent se calculează cu relația:

$$M_{ech} = \sqrt{M_r^2 + (\alpha T)^2},$$

$$\alpha = \frac{\sigma_{ai,II}}{\sigma_{ai,III}} = 0,57$$

Diametrul maxim, este necesar în secțiunea 3, și este:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 359678,355}{3,14 \cdot 90}} = 34,405 mm$$

Calculul arborelui III al reductorului

Schematizarea încărcărilor este prezentată în fig. 7.

Calculul reacțiunilor.

Planul orizontal H

$$\sum M_y(1) = 0, \Rightarrow F_{r2} \cdot l_1 - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - H_F(l_1 + l_2) = 0,$$

$$H_F = \frac{F_{r2} \cdot l_1 - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2}}{l_1 + l_2} = \frac{2246,383 \cdot 50 - 1040 \cdot \frac{196,3}{2}}{150} = 68,287 N$$

$$\sum M_y(3) = 0, \Rightarrow H_E(l_1 + l_2) - F_{r2} \cdot l_2 - F_{a2} \cdot \frac{dw_2}{2} = 0.$$

$$H_E = \frac{F_{r2} \cdot l_2 + F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2}}{l_1 + l_2} = \frac{2246,383 \cdot 100 + 1040 \cdot \frac{196,3}{2}}{150} = 2178,095$$

Verificare:

$$\sum F(z) = 0 \Leftrightarrow H_E + H_F - F_{r2} = 0 \Leftrightarrow 68,287 + 2178,095 - 2246,383 = 0$$

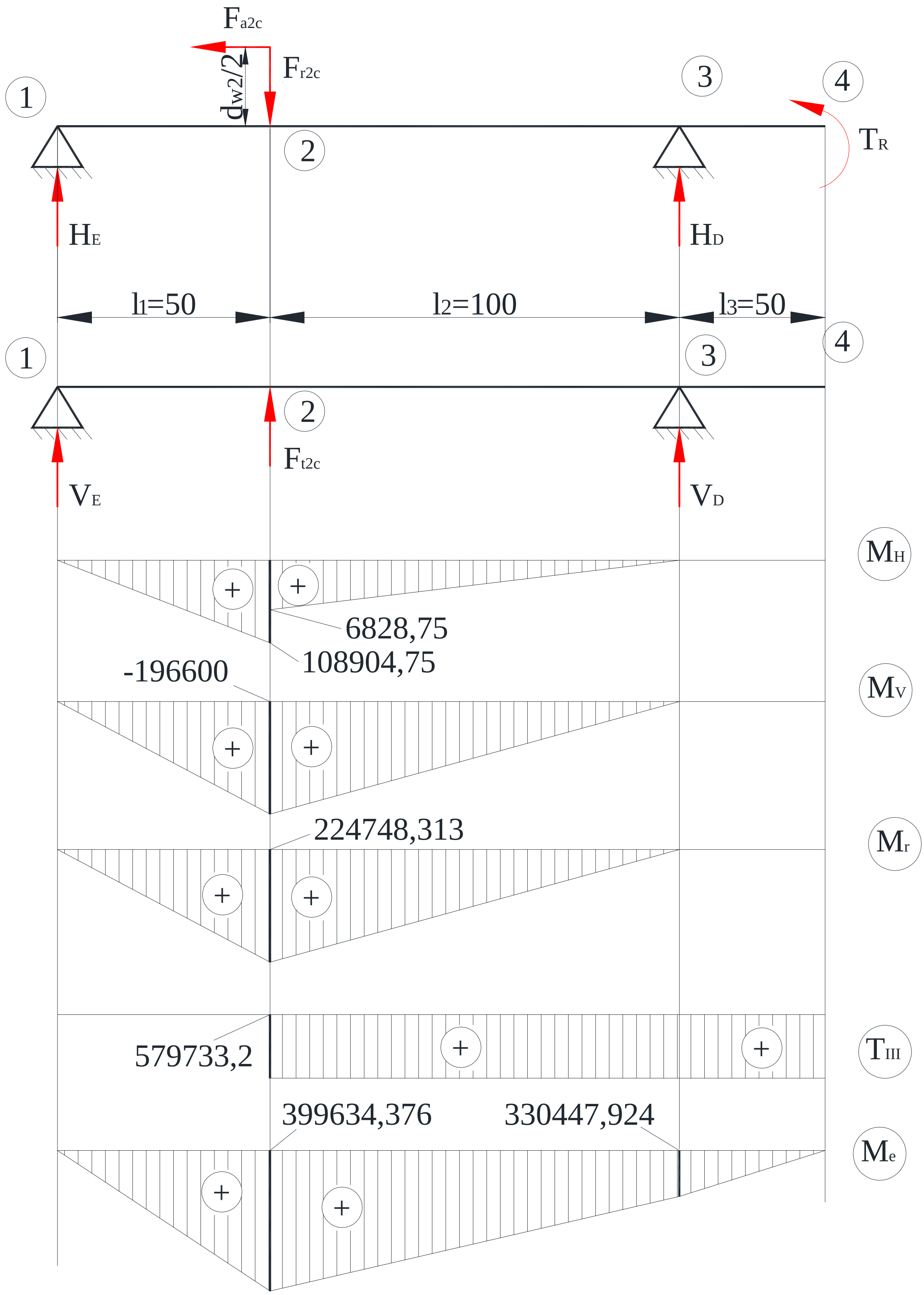


Fig.7. Reprezentarea încărcărilor arborelui III şi trasarea diagramelor de eforturi.

Calculul reacțiunilor, în planul vertical V

$$\sum M_y(1)=0,\Rightarrow -V_F(l_1+l_2)-F_{t2c}\cdot l_1=0$$
$$V_F=\frac{-F_{t2c}\cdot l_1}{l_1+l_2}=\frac{-5898\cdot 50}{150}=-1966$$

$$\sum M_y(3)=0\Leftrightarrow V_E(l_1+l_2)+F_{t2c}\cdot l_2=0$$
$$V_E=\frac{-F_{t2c}\cdot l_2}{l_1+l_2}=\frac{-5898\cdot 100}{150}=-3932$$

Verificare: $V_E+V_F+F_{t2c}=0\Leftrightarrow -1966-3932+5898=0$

Calculul reacțiunilor rezultante din lagăre:

$$R_E=\sqrt{H_E^2+V_E^2}=\sqrt{2178,095^2+(-3932)^2}=4494,966$$

$$R_F=\sqrt{H_F^2+V_F^2}=\sqrt{68,287^2+(-1966)^2}=1967,185$$

Calculul momentelor încovoietoare.

Planul orizontal H

$$M_{H12}=H_E\cdot x\Rightarrow x=0, M_{H1}=0,$$
$$x=l_1\Rightarrow M_{H2-\varepsilon}=2178,095\cdot 50=108904,75Nmm$$

$$M_{H23}=H_E(l_1+x)-F_{a2}\frac{d_{w2}}{2}-F_{r2}\cdot x$$
$$x=0\Rightarrow M_{H2+\varepsilon}=2178,095\cdot 50-1040\cdot\frac{196,3}{2}-2246,383\cdot 100=0$$

Calculul momentelor încovoietoare.

Planul vertical V

$$M_{V12}=V_E\cdot x$$
$$x=0\Rightarrow M_{V1}=0$$
$$x=l_1\Rightarrow M_{V2}=-3932\cdot 50=-196600Nmm$$

$$M_{V23}=V_E(l_1+x)+F_{t2c}\cdot x$$
$$x=0\Rightarrow M_{V2}=-196600Nmm$$
$$x=l_2\Rightarrow M_{V3}=-3932\cdot 150+5898\cdot 100=0.$$

Capitolul 6

Proiectarea modelului CAD al reductorului

6.1. Considerente asupra proiectării modelului CAD al reductorului

Principalul obiectiv al capitolului îl constituie analiza modal-dinamică a arborilor unui reductor conico-cilindric, cu ajutorul soft-ului ADAMS. Un alt obiectiv îl constituie studiul cu metoda elementelor finite a stării de solicitare (tensiuni și deformații) la care sunt supuse angrenajele reductorului.

6.1.1. Generalităţi [4]

O transmisie mecanică compusă poate fi alcătuită din mai multe transmisii mecanice parţiale (prin CE, prin angrenaje, prin curele, prin lanţ, etc.) legate în serie sau paralel, direct sau prin cuplaje.

Când se porneşte la proiectarea unei astfel de transmisii mecanice compuse (complexe), în general, se cunosc puţini parametri cinematici şi dinamici. De cele mai multe ori se ştiu sau se pot deduce următorii parametrii cinematici şi dinamici:

Varianta I:

-puterea pe arborele de ieşire al transmisiei sau puterea la intrare maşinii de lucru care se cuplează cu transmisia ce urmează a fi proiectată, P_e, în $[kW]$;

- turaţia sau viteza unghiulară pe arborele de ieşire al transmisiei sau pe arborele de intrare al maşinii de lucru n_e;

-regimul de funcţionare;

În această situaţie proiectantul trebuie să alegă transmisia sau transmisiile componente, raportul de transmitere total al transmisiei mecanice compuse, plecând de la turaţiile posibile ale maşinii motoare.

Varianta a II-a:

-puterea pe arborele de ieşire al transmisiei sau puterea la intrare maşinii de lucru, P_e sau P_i, în kW;

-turaţia de (sincronism) a motorului n_s;

-raportul de transmisie total al transmisiei;

-regimul de funcţionare al transmisiei mecanice;

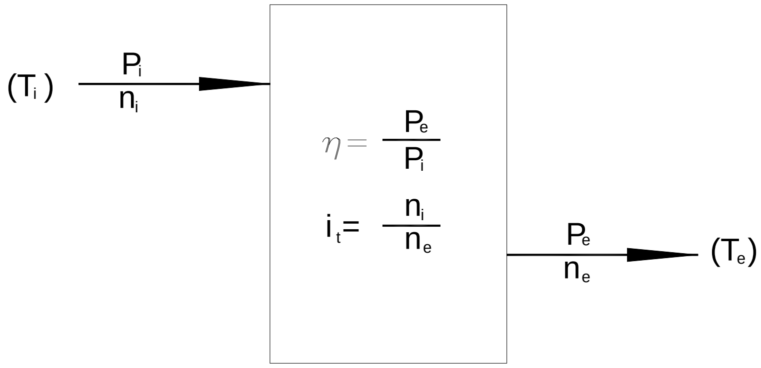


Fig. 6.1. Parametrii cinematici si dinamici ai unei transmisii mecanice compuse

6.1.1.2. <u>Conceperea schemei cinematice a transmisiei mecanice</u> [4]

Schema cinematică se realizează pe baza performanţelor transmisiilor mecanice parţiale, configuraţia maşinii motoare şi a maşinii de lucru şi, nu în ultimul rând, a dorinţei beneficiarului.

6.1.1.3. <u>Randamentul transmisiei mecanice</u> [4]

Pentru o transmisie mecanică complexă, alcătuită din mai multe transmisii mecanice parţiale, randamentul total este:

$$\eta_t = \prod_{j=1}^{n} \eta_j \quad , \qquad (1.3)$$

unde: η_i sunt randamentele transmisiilor componente, cuplajelor, lagărelor, etanşărilor transmisiilor complexe.

Valorile medii ale randamentelor pentru diferitele tipuri de transmisii mecanice se pot estima conform datelor din literatura de specialitate.

De cele mai multe ori trebuie estimate randamentele pe treptele de reducere sau amplificare ale transmisiei mecanice.

Randamentul unei trepte se calculează pe baza relaţiei (1.3) prin estimarea pierderilor pe organele de maşini componente, cu aprecierea randamentelor parţiale. Pentru înţelegerea determinării randamentului pe o treaptă se consideră transmisia din figura 6.2.

O treaptă se consideră parte din transmisie care realizează transmiterea energiei şi mişcării între doi arbori.

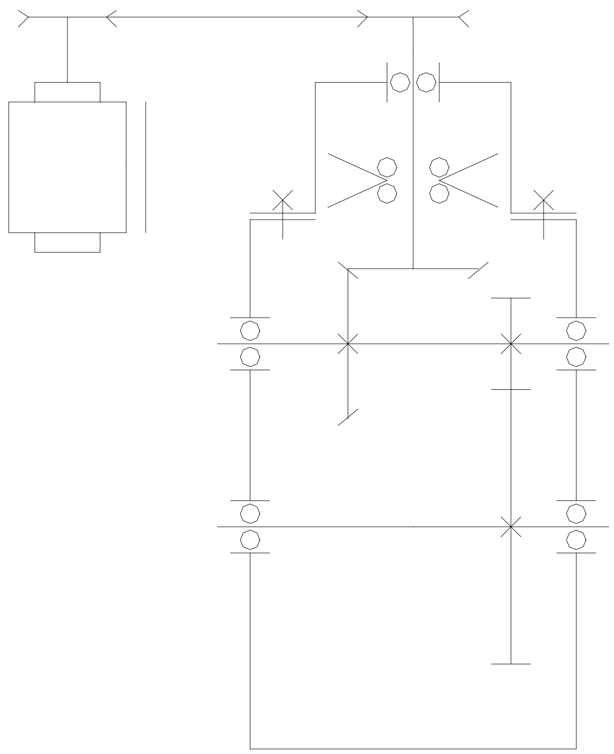


Fig. 6.2. Schema cinematică a unei transmisii mecanice

Atunci randamentul pe arbori este:

$$\eta_{M-1} = \eta_I = \eta_{TC} \cdot \eta_{CS}$$
$$\eta_{1-2} = \eta_{II} = \eta_{e1} \cdot \eta_{ak} \cdot \eta_{lr}^3 \ , \qquad (1.4)$$
$$\eta_{2-3} = \eta_{III} = \eta_{ac} \cdot \eta_{e2} \cdot \eta_{lr}^3$$

unde sau făcut următoarele notaţii:

- $\eta_{M\text{-}1}$ – randamentul între arborele motor şi arborele 1;
- $\eta_{1\text{-}2}$ – randamentul între arborele 1 şi arborele 2;
- $\eta_{2\text{-}3}$ –randamentul între arborele 2 şi arborele 3;
- $\eta_{I,\ II,\ III}$ –randamentul treptei I, II, respectiv III;
- η_{TC} –randamentul transmisiei prin curele trapezoidale;
- η_{CS} –randamentul cuplajului de siguranţă;
- $\eta_{e1,\ e2}$ –randamentul etanşării 1, respectiv 2;
- η_{ak} –randamentul angrenajului conic;
- η_{ac} –randamentul angrenajului cilindric;

- η_{lr} –randamentul unui lagăr cu rulmenţi;

Iar randamentul transmisiei:

$$\eta_t = \eta_I \cdot \eta_{II} \cdot \eta_{III} \tag{1.5}$$

6.2. Soluția constructivă în Solid Works a reductorului

Reductorul ales pentru studiul cu elemente finite a stării de tensiune şi deformaţie este de tipul conico-cilindric, desenul de ansamblu al reductorului fiind prezentat în figura 1.3.

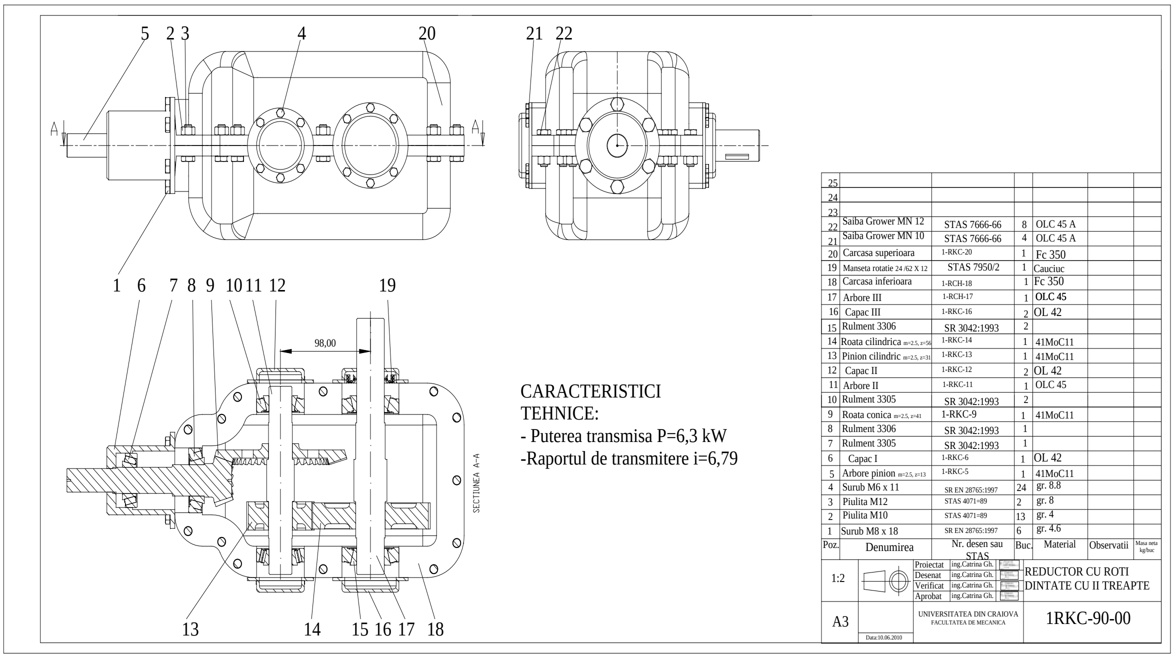


Fig.6.3. Desenul de ansamblu al reductorului

Datele de intrare, impuse prin tema de proiectare au fost următoarele:

- turaţia de sincronism a motorului electric de acţionare, 3000 rot/min;
- puterea la ieşire din reductor, 8.8 kW;
- raportul de transmitere total 7;
- durata de funcţionare, 20 000 ore.

Cu aceste date de intrare, s-a efectuat calculul de proiectare al reductorului conico-cilindric, iar în urma acestui calcul am obţinut următoarele date:

- în urma proiectării angrenajului cilindric am stabilit distanţa între axe, 98 mm, modulul roţilor angrenajului, 2.25 mm, precum şi numerele de dinţi z_1=31, z_2=57, cu aceste date am calculat dimensiunile geometrice şi de măsurare ale roţilor angrenajului;

- la angrenajul conic am stabilit din calculul de proiectare, modulul minim de 3,5 mm, şi numerele de dinţi, pentru pinion 13 dinţi şi pentru roată 43 de dinţi;

Următoarea etapă a calculului de proiectare al reductorului a fost acea de stabilira a forţelor din angrenaje, forţe care încarcă arborii reductorului în două plane. Considerând şi solicitatea de torsiune, am efectuat calculul de dimensionare al arborilor pe baza momentului echivalent rezultat din cele două solicitări, torsiune şi încovoiere, conform teoriei a III-a de rezistenţă, Teoria tensiunii tangenţiale maxime (sau criteriul Tresca).

Forţele care solicită arborii reductorului sunt prezentate în figura 6.4.

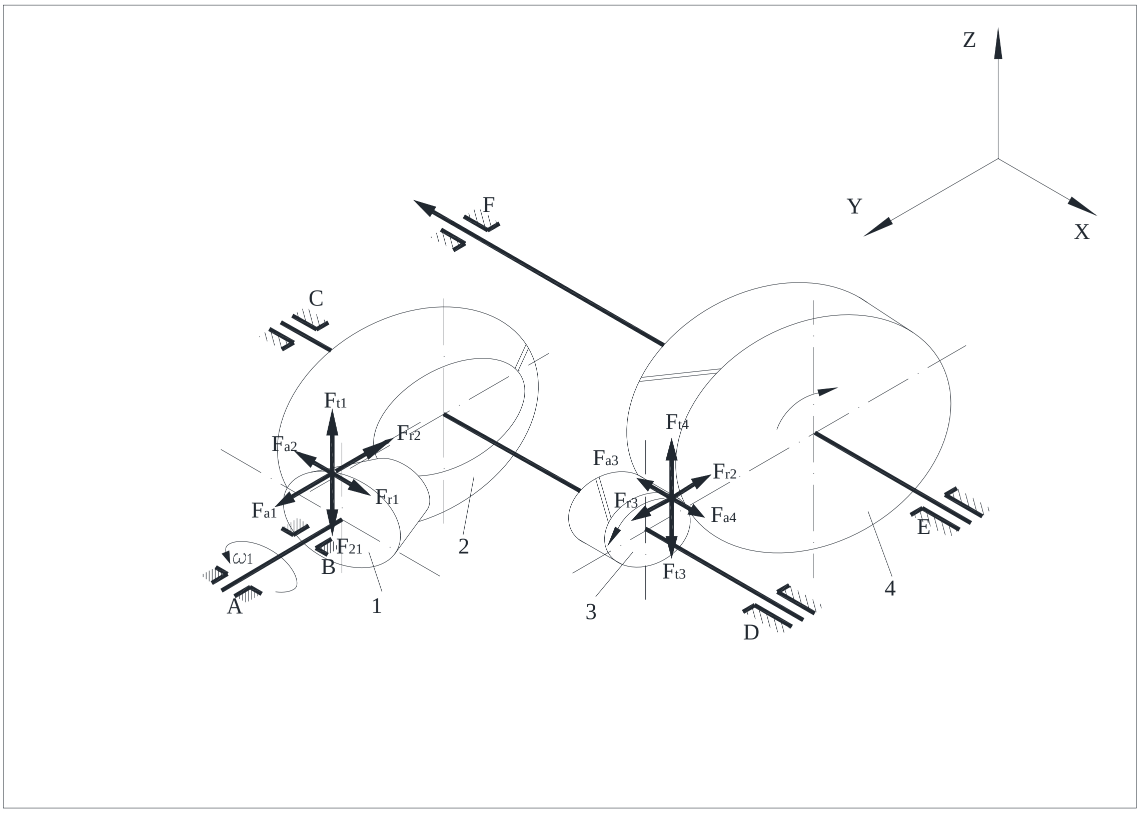


Fig.6.4. Forţele care acţionează asupra arborilor reductorului [9]

După proiectarea formei arborilor, se poate realiza calculul de alegere al rulmenţilor reductorului.

Având cunoscute toate datele privind geometria pieselor componente, am elaborat modelele CAD pentru toate piesele, mai puţin componentele standardizate cum ar fi rulmenţii, care au fost alesi conform tipodimensiunii din biblioteca standardizată a programului Solid Works, am realizat asamblarea finală virtuală a modelului, obţinând modelul CAD asamblat, prezentat în figura 6.5.

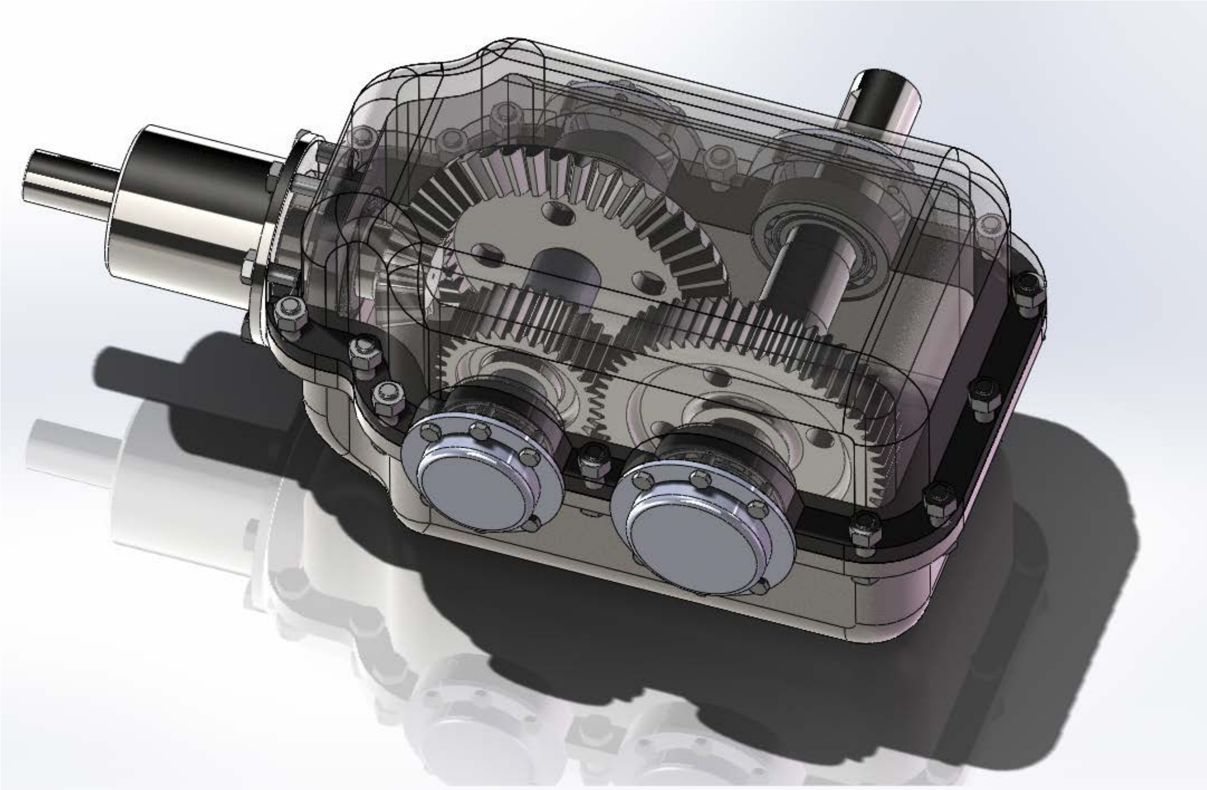


Fig.6.5. Modelul CAD asamblat al reductorului

În continuare vom prezenta detalii ale unor părţi componente, realizate conform calculului de proiectare în Solid Works.

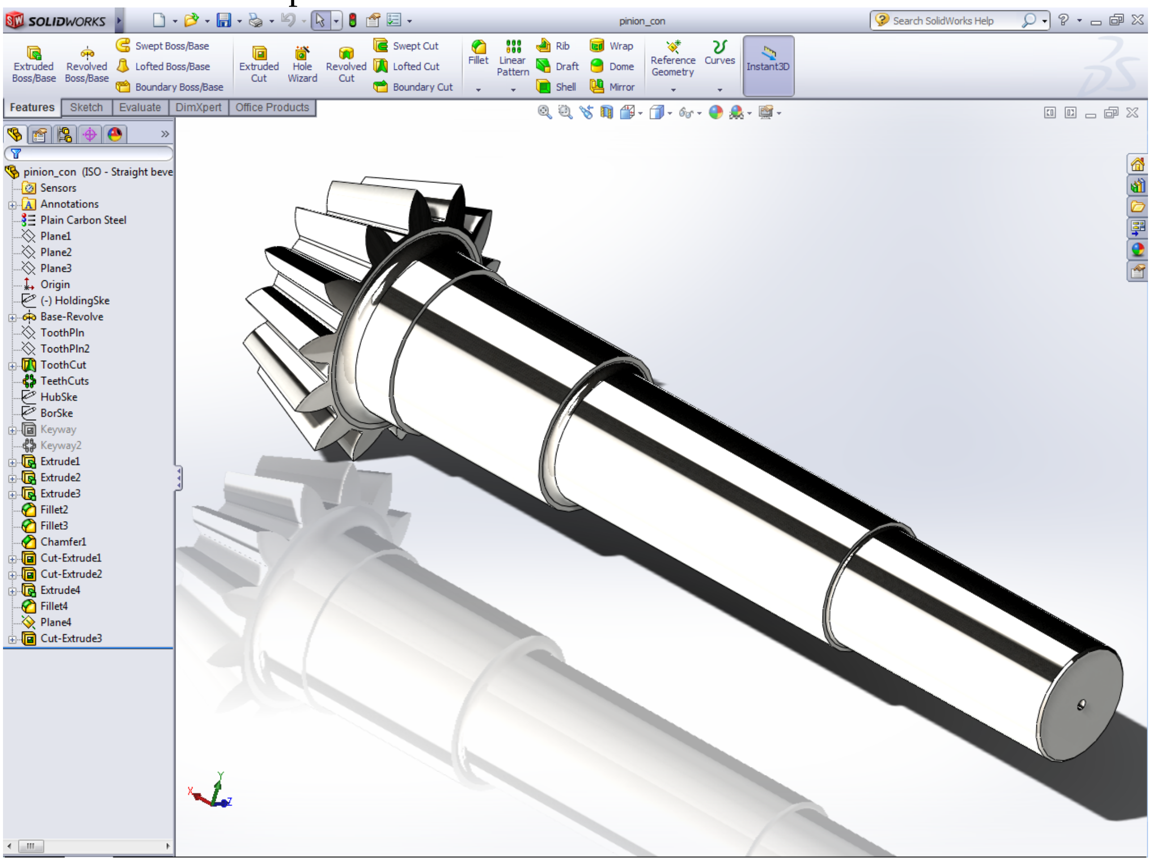


Fig. 6.6. Modelul CAD al pinionului conic al reductorului.

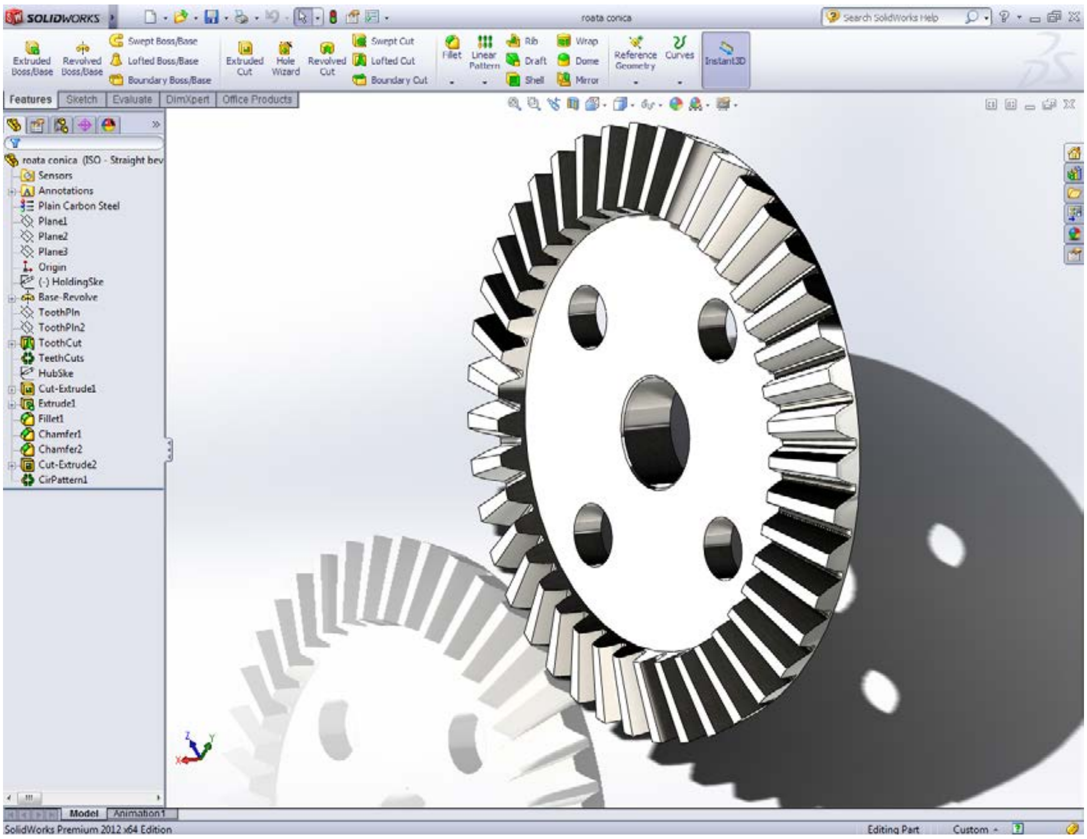


Fig.6.7. Modelul 3D al roţii dinţate conice

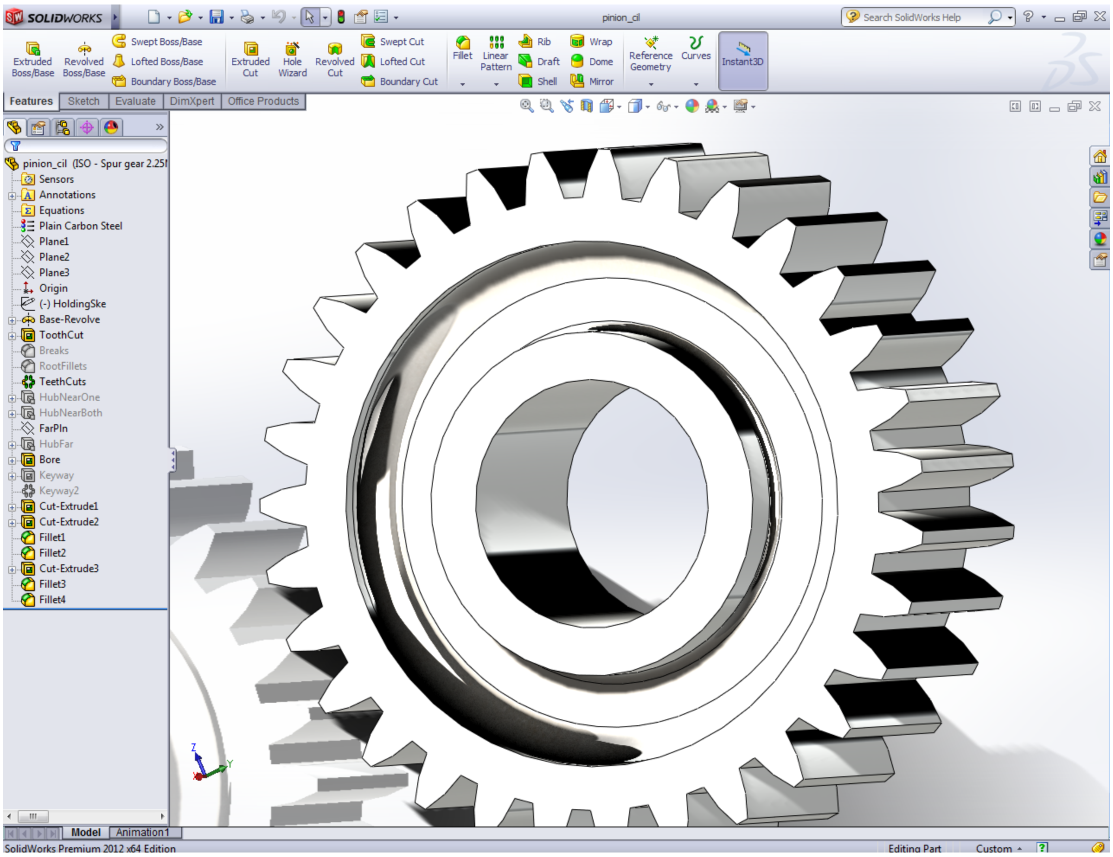


Fig.6.8. Modelul CAD al pinionului cilindric

Modelele CAD ale roţilor dinţate au fost realizate utilizând plug-inul GearTrax versiunea demo, specificând ca date de intrare, modulul, numărul de dinţi, distanţa între axe, cremaliera de referinţă.

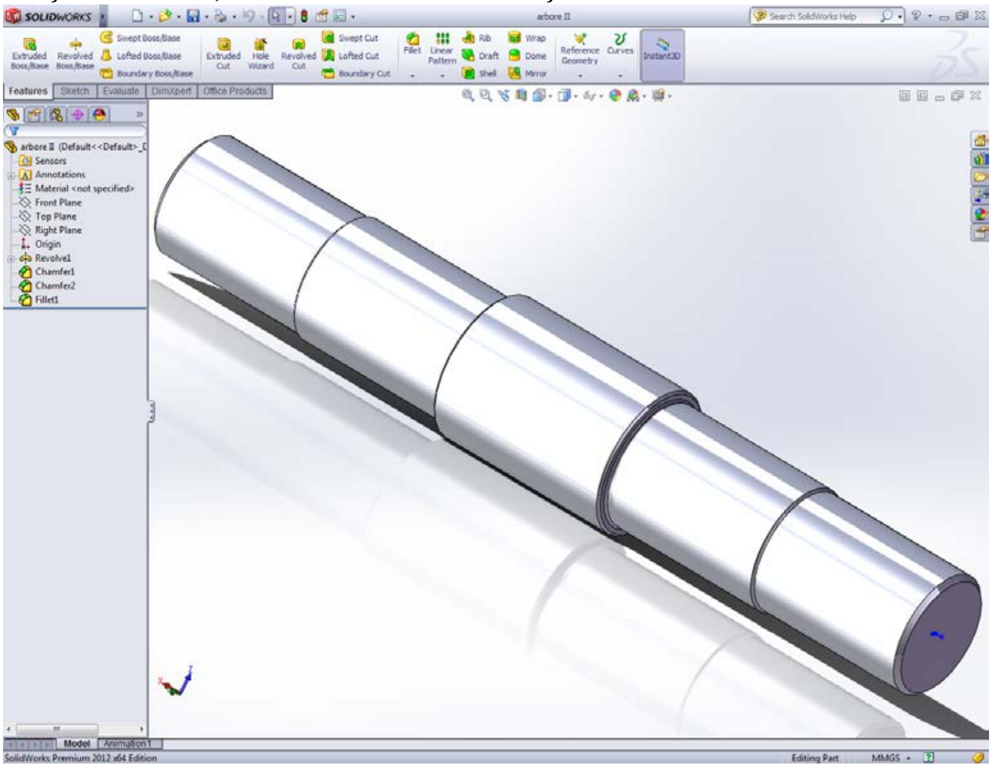


Fig.6.9. Modelul CAD al arborelui II al reductorului

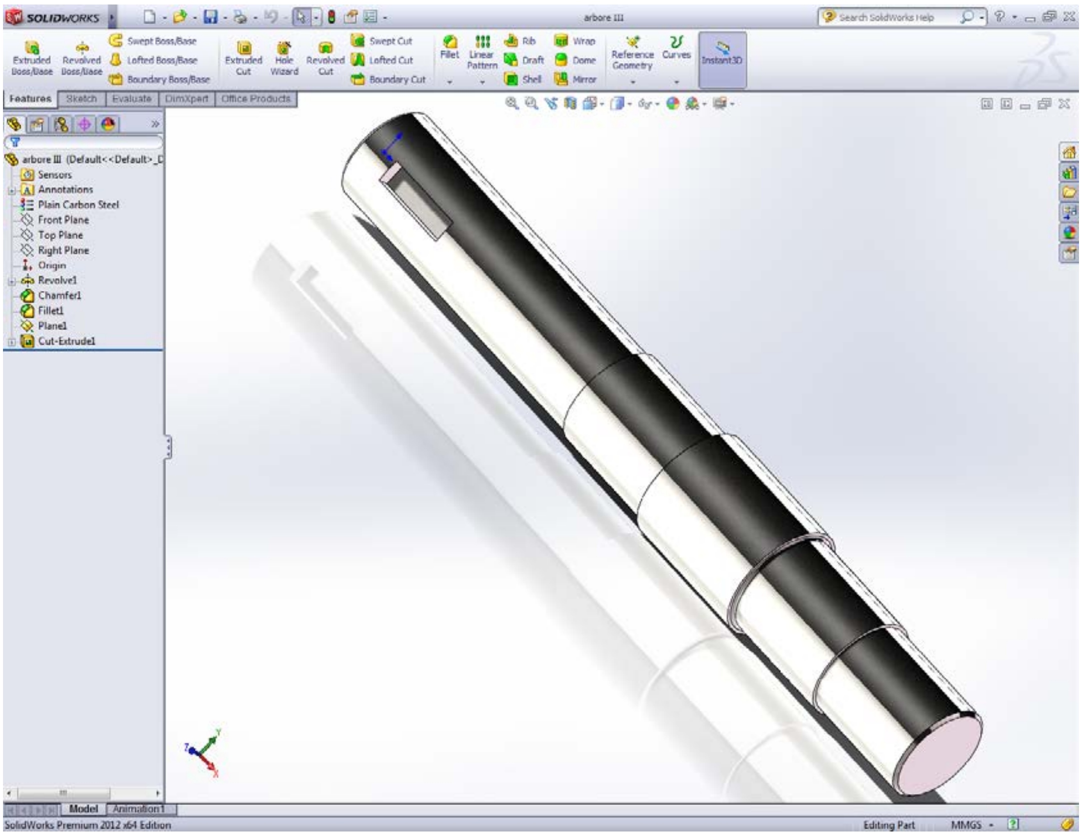


Fig.6.10. Modelul CAD al arborelui III al reductorului

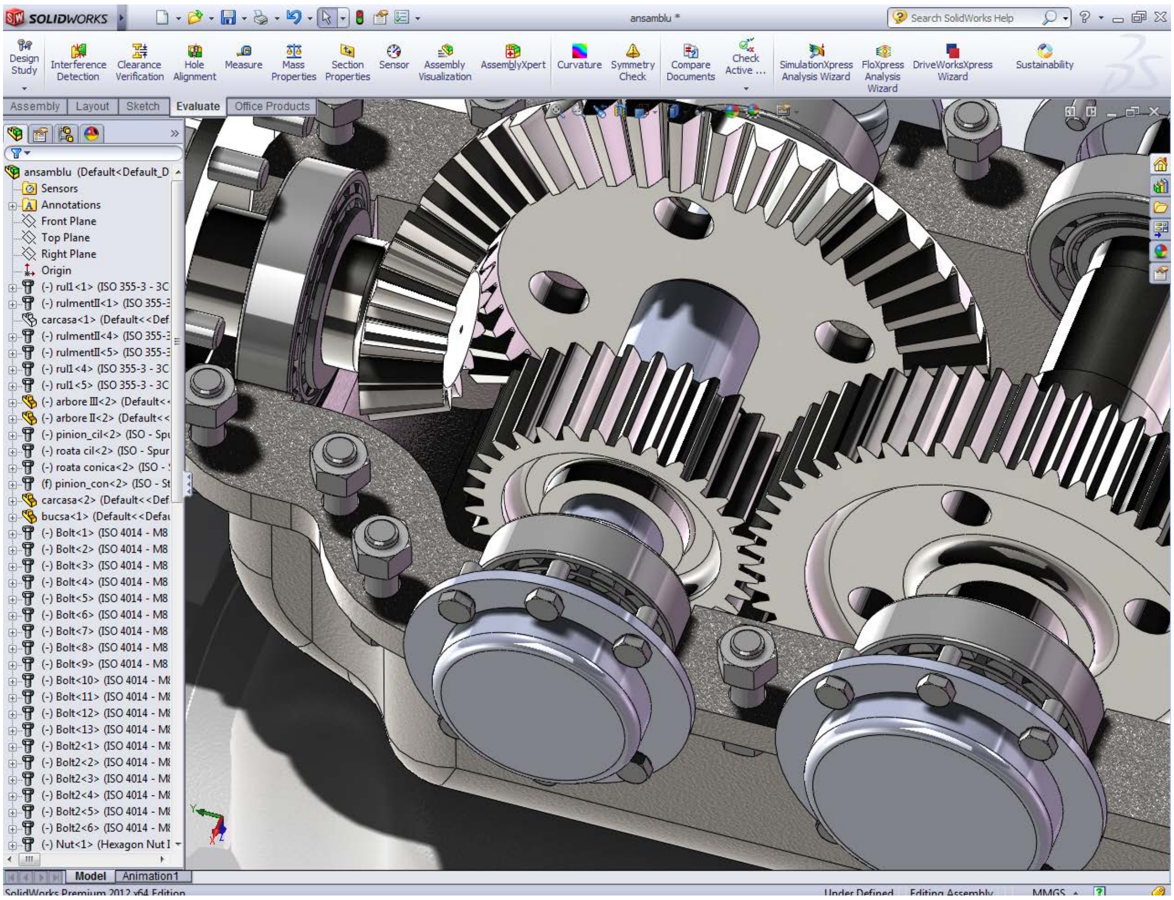


Fig.6.11. Detaliu al ansamblului reductorului

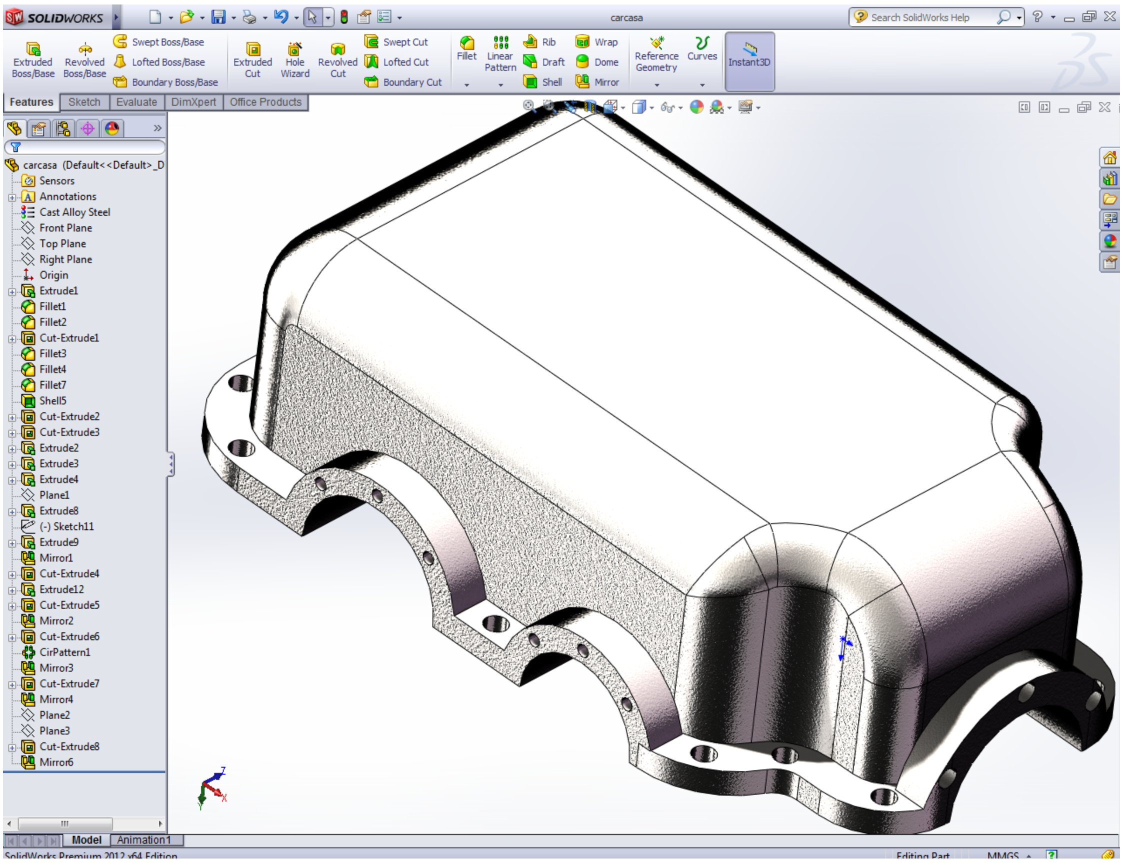


Fig.6.12. Detaliu al carcasei reductorului

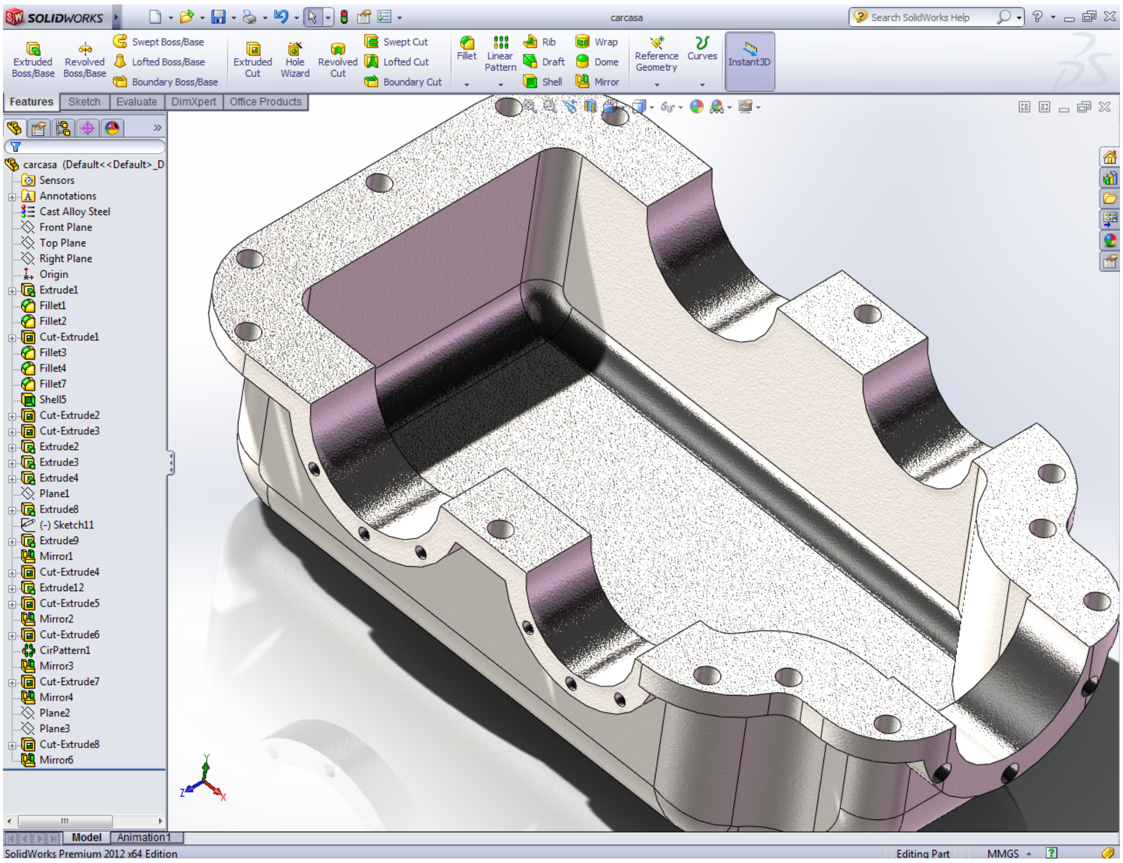


Fig.6.13. Detaliu al carcasei

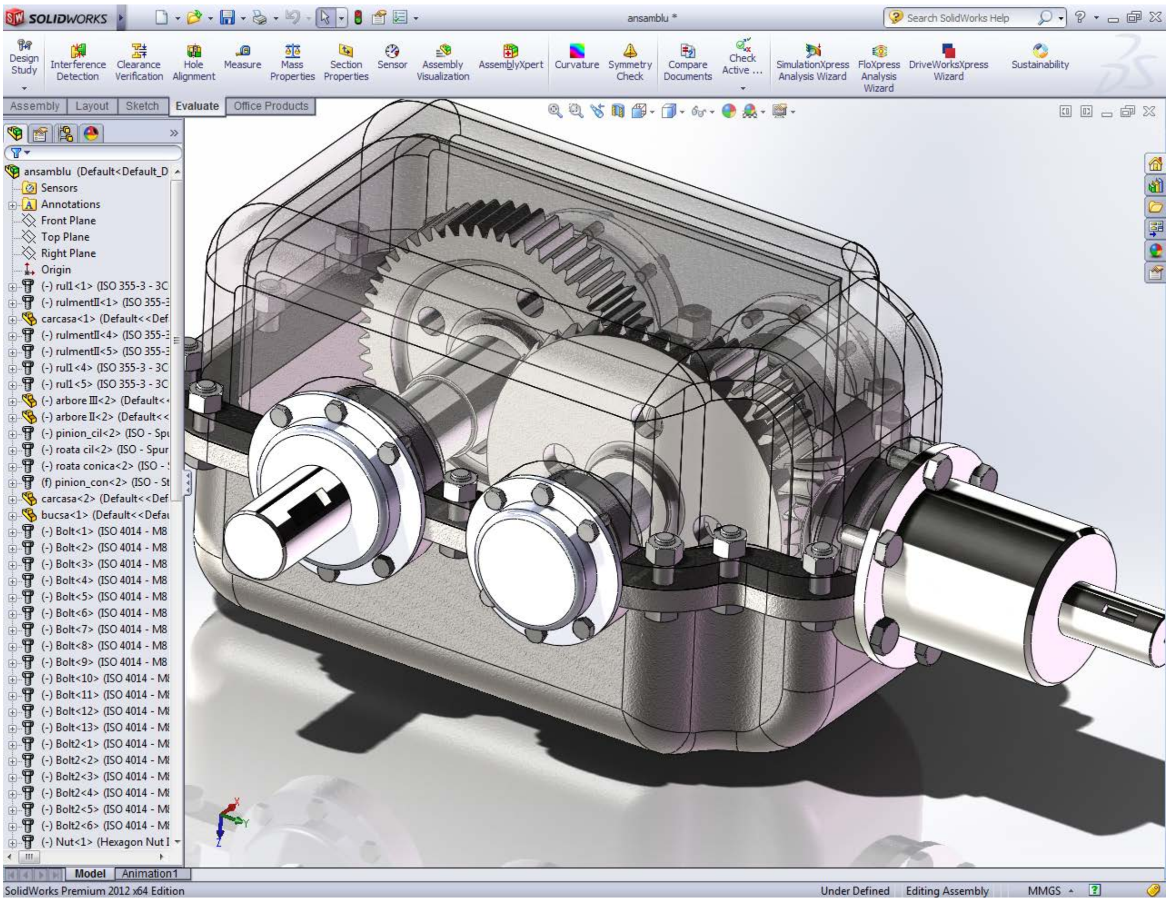


Fig.6.14. Detalii ale ansamblului CAD al reductorului

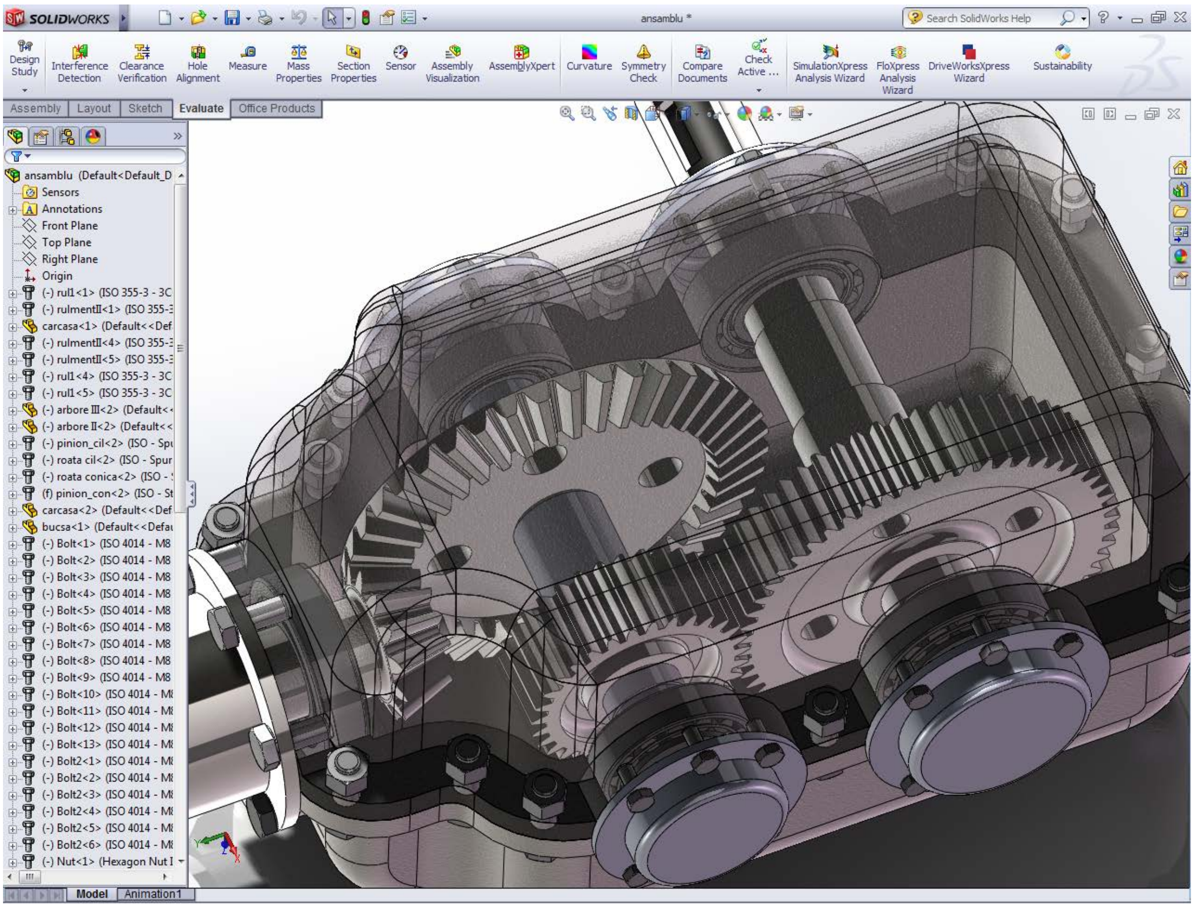


Fig.6.15. Detalii ale ansamblului CAD al reductorului

Capitolul 7
7.Analiza în ANSYS a solicitărilor angrenajelor cilindric şi conic

7.1.Analiza cu elemente finite a solicitărilor angrenajului cilindric al reductorului

Pentru a studia starea de tensiuni şi deformaţii a angrenajelor reductorului am utilizat programul de analiză cu elemente finite ANSYS. Etapele parcurse pentru studiul cu elemente finite în regim static structural al angrenajului cilindric al reductorului sunt detaliate în cele ce urmează.

Am importat în programul ANSYS Workbench modelul tridimensional al angrenajului cilindric, model prezentat în figura 7.1.

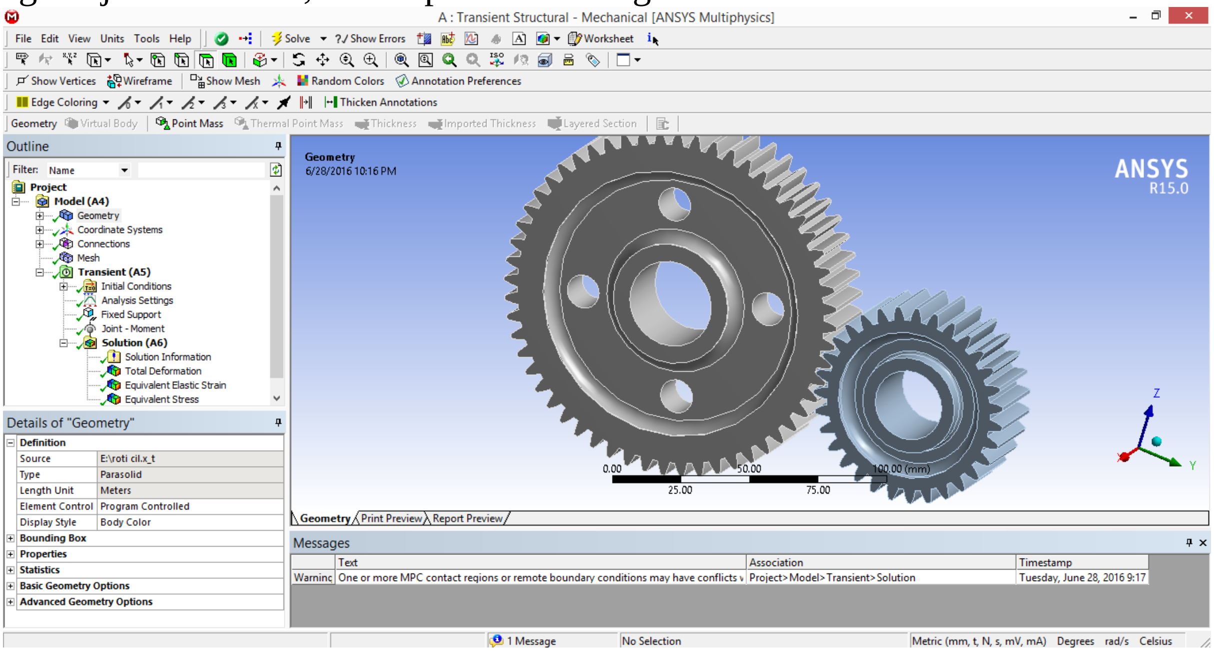


Fig.7.1. Modelul geometric al angrenajului cilindric al reductorului

Am definit proprietăţile de material ale roţilor dinţate: roţile dinţate sunt realizate din oţelul aliat 41MoCr11.

Următoarea etapă a constat în definirea cuplelor cinematice: cuplele de rotaţie corespunzătoare lagărelor cu rulmenţi, precum şi definirea contactului danturii angrenajelor.

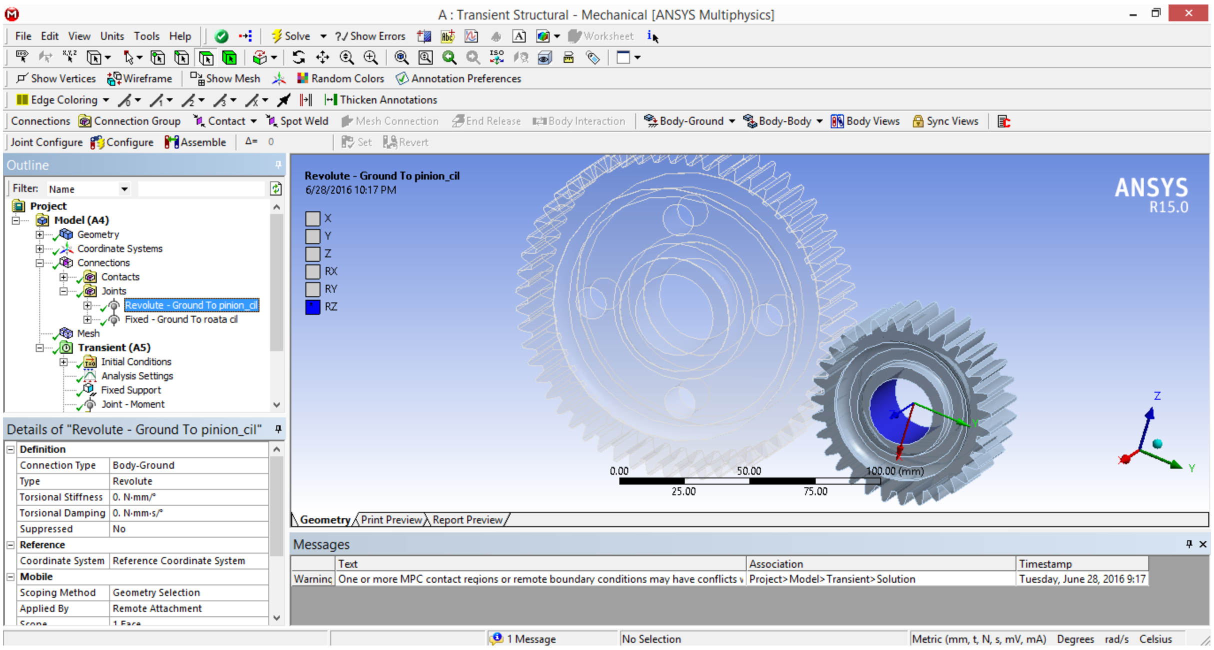


Fig. 7.2. Definirea cuplei de rotaţie dintre pinion şi bază

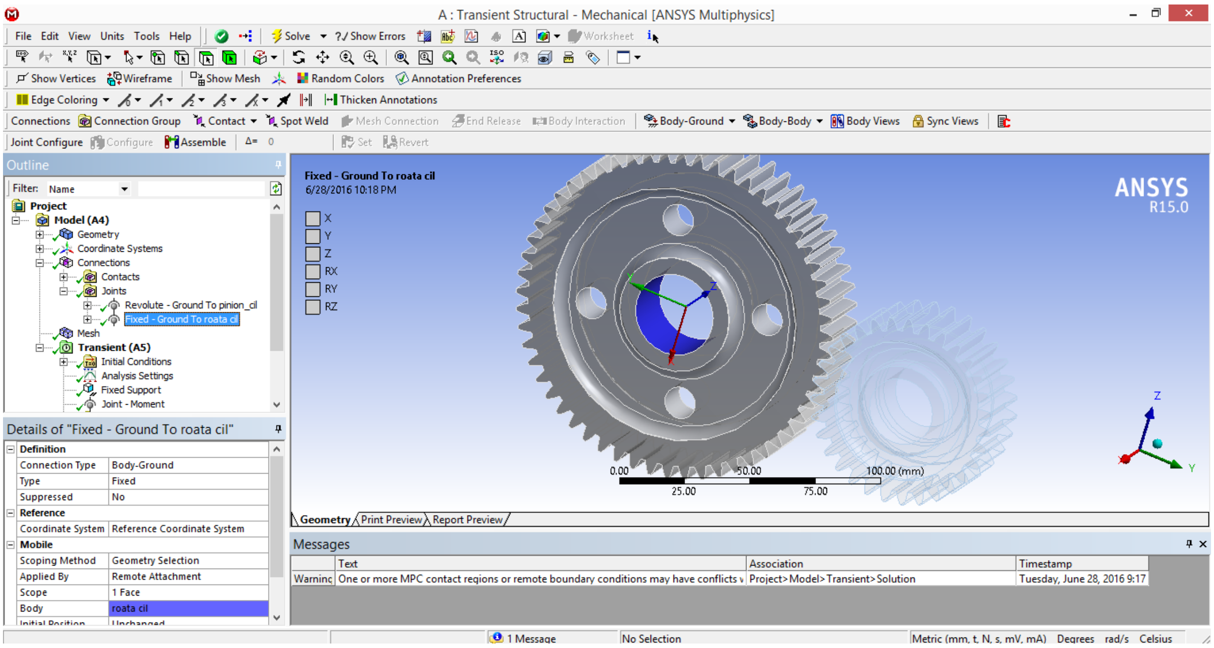


Fig. 7.3. Definirea cuplei fixe dintre roată şi bază

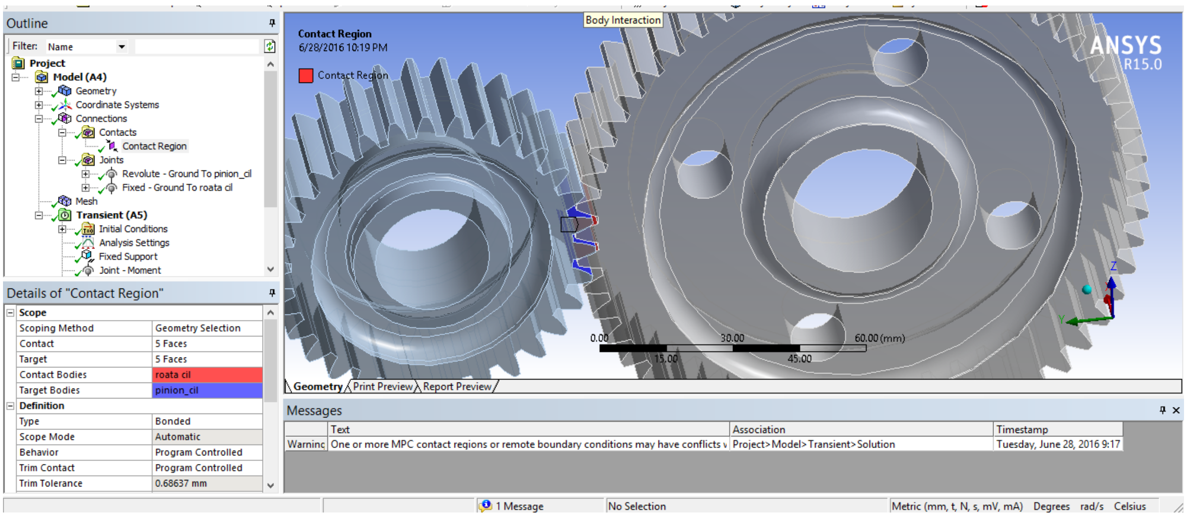


Fig. 7.4. Definirea contactului dintre dinţii angrenajului

În etapa următoare am realizat discretizarea în elemente finite tetraedale a roţilor angrenajului cilindric.

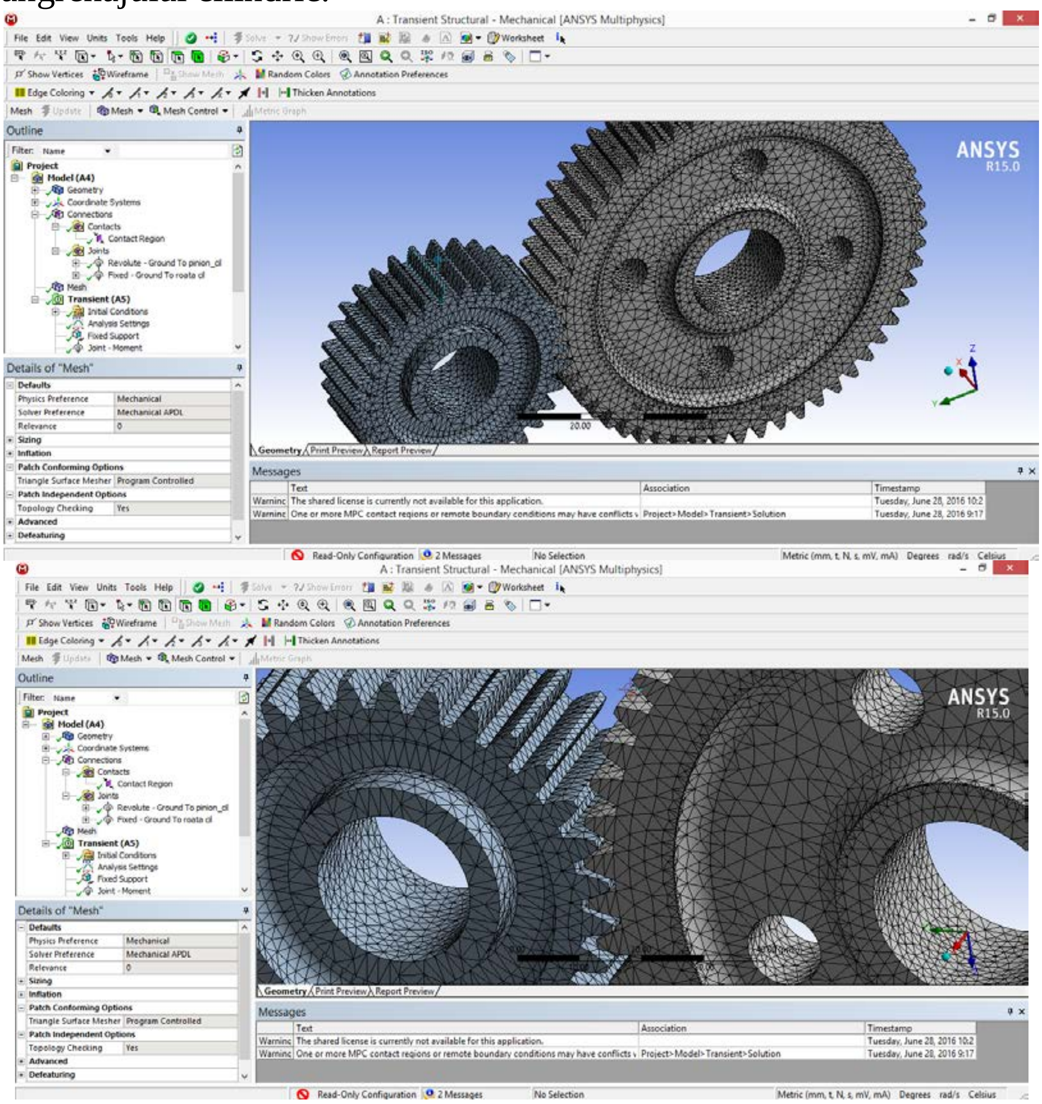


Fig. 7.5. Discretizarea în elemente finite a roţilor angrenajului cilindric.

În etapa următoare am definit încărcările, adică am introdus un moment motor, de 7 Nm, conform reprezentării din figura 7.6. La roata de ieşire am realizat fixarea suprafeţei cilindrice care transmite momentul la arborele III.

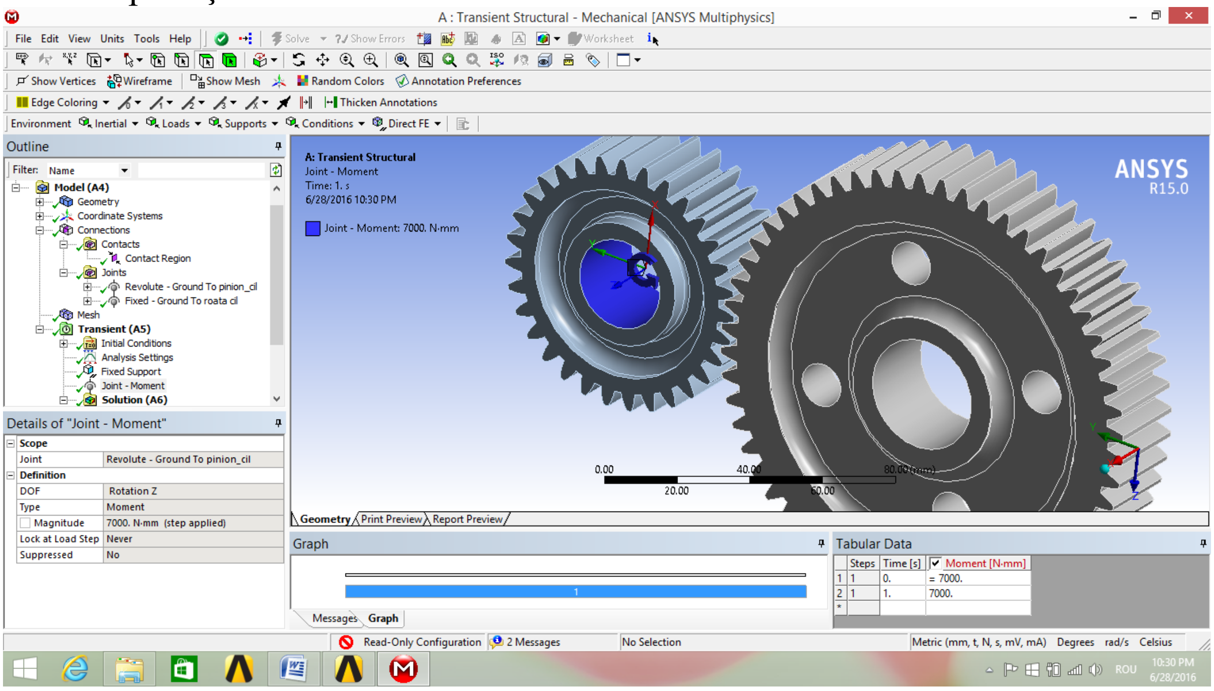


Fig.7.6. Aplicarea momentului motor asupra arborelui de intrare

După parcurgerea acestor etape, am rulat analiza în regim transient structural, timpul necesar pentru efectuarea acesteia pe un computer Intel Core I3, 1.7Ghz, a fost de aproximatix 12 ore, datorită complexităţii modelului.

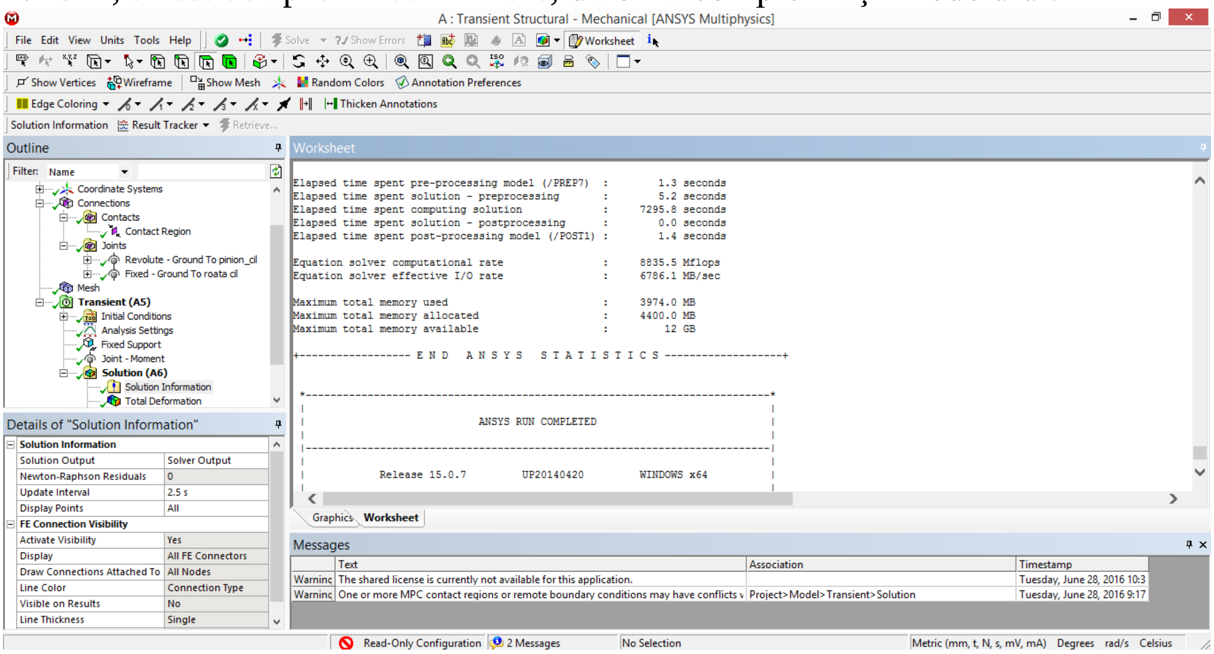


Fig. 7.7. Rularea simulării în regim transient structural

Conform figurii 7.8 unde este prezentată distribuţia tensiunilor echivalente după metoda von-Misses, se observă că tensiunea maximă este de aproximativ 2.94 MPa, în zona de contact a flancurilor dinţilor.

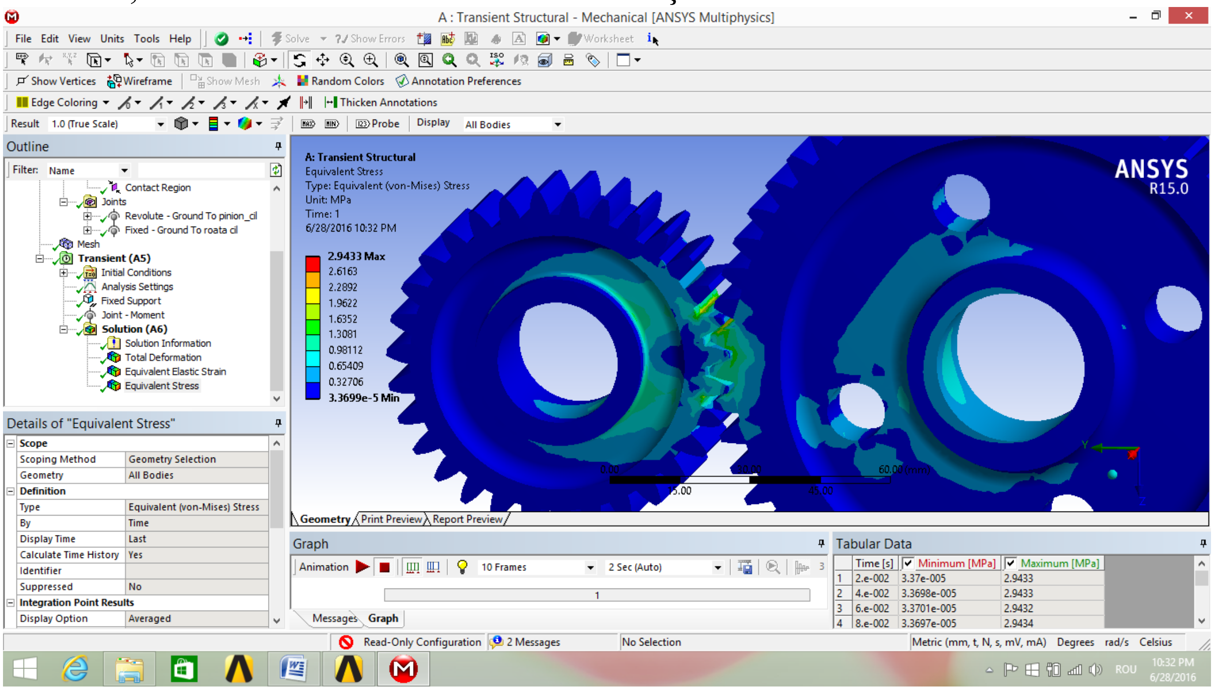


Fig. 7.8. Distribuţia tensiunilor echivalente, von-Misses

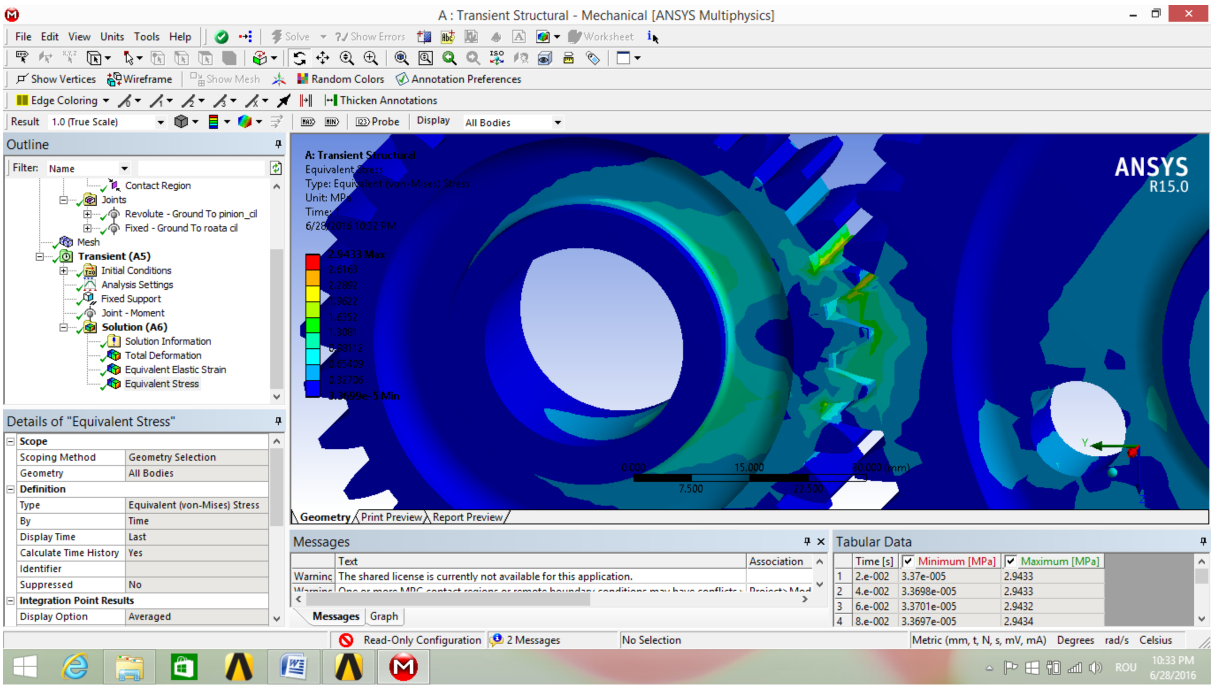


Fig. 7.9. Distribuţia tensiunilor echivalente, von-Misses (detaliu)

Distribuţia deplasărilor elastice rezultante este prezentată în figura 7.10. Conform figurii se observă că deplasările elastice rezultante în zona de contact a dinţilor angrenajului cilindric, sunt cuprinse între 0,00029mm şi 0,00019 mm.

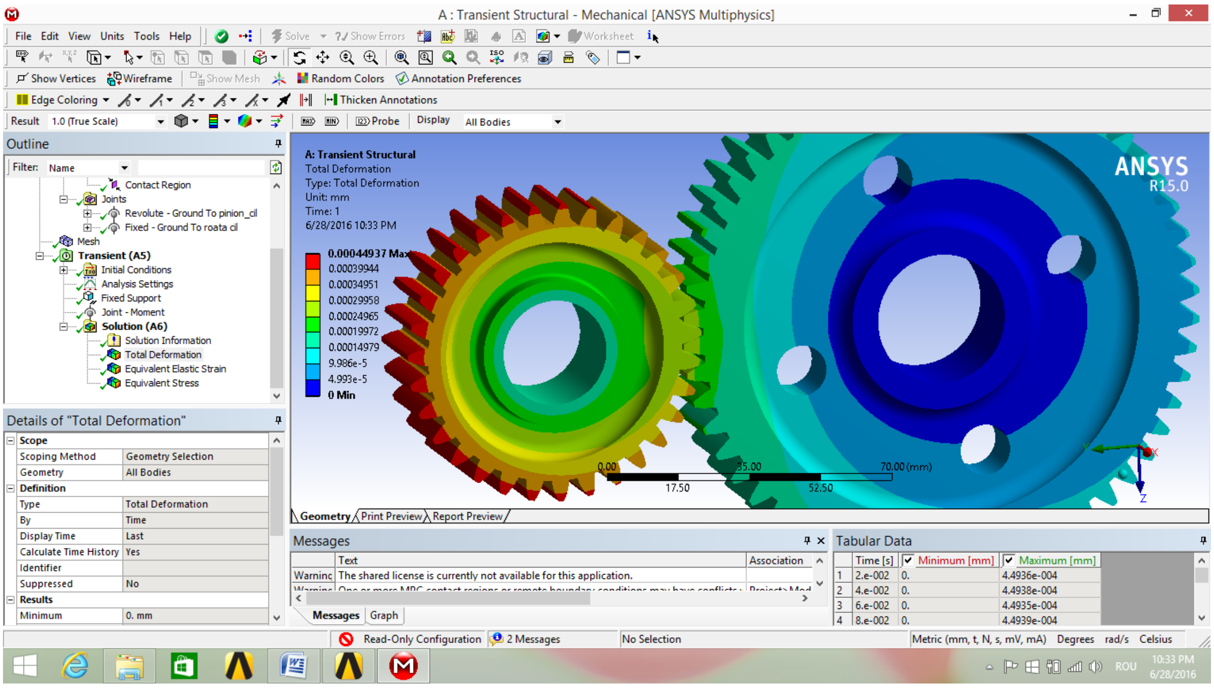


Fig.7.10. Distribuţia deplasărilor elastice rezultante

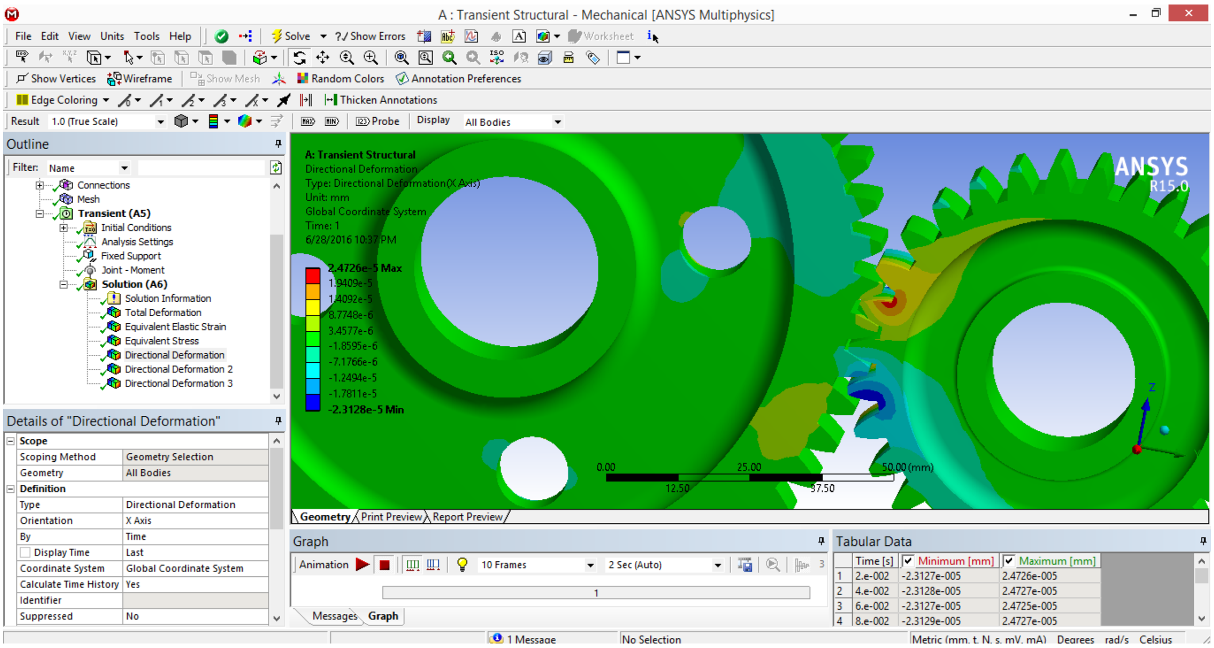


Fig.7.11. Distribuţia deplasărilor elastice după axa x

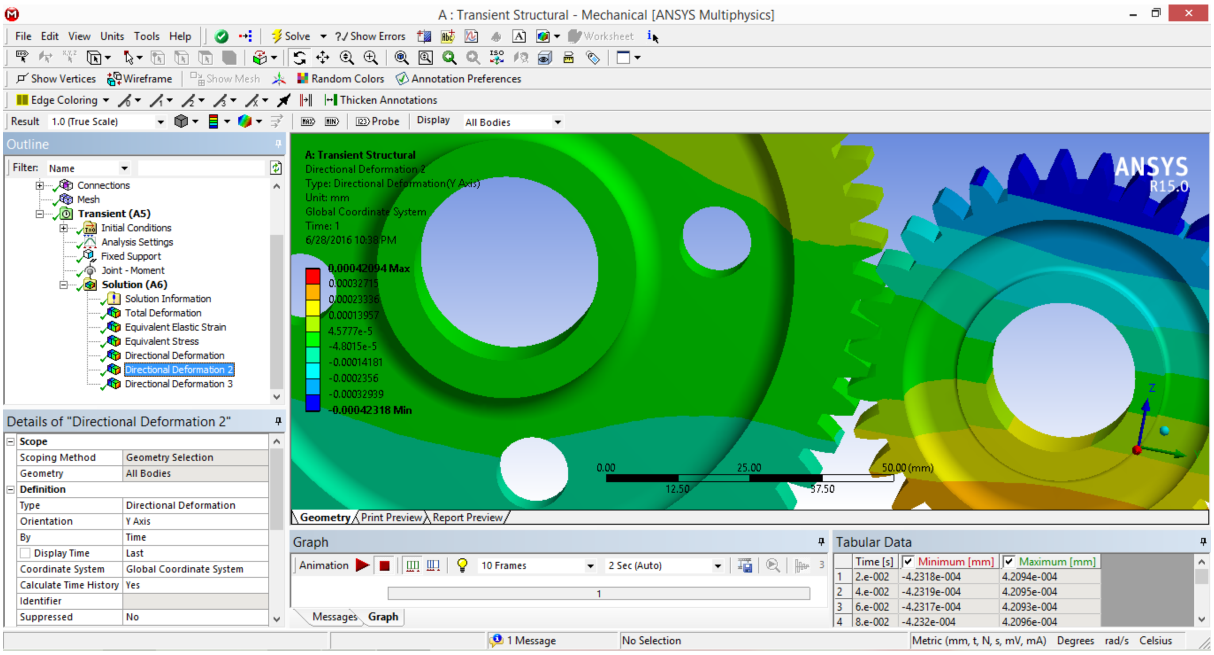


Fig.7.12. Distribuţia deplasărilor elastice după axa y

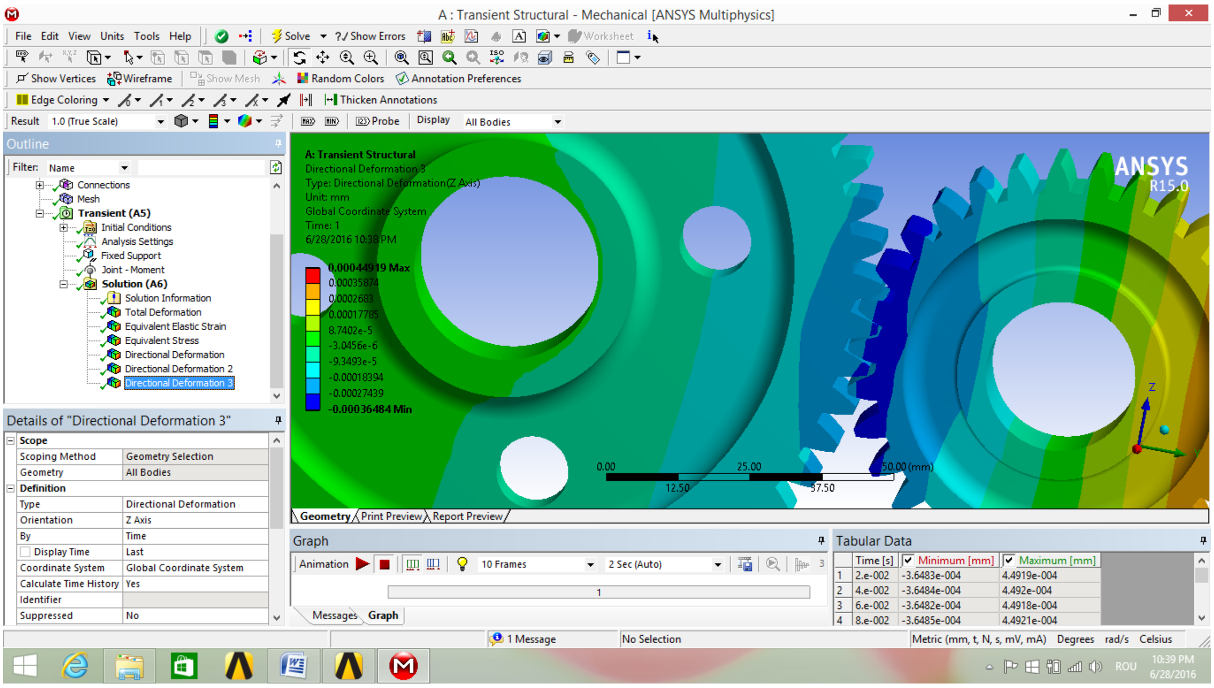


Fig.7.13. Distribuţia deplasărilor elastice după axa z

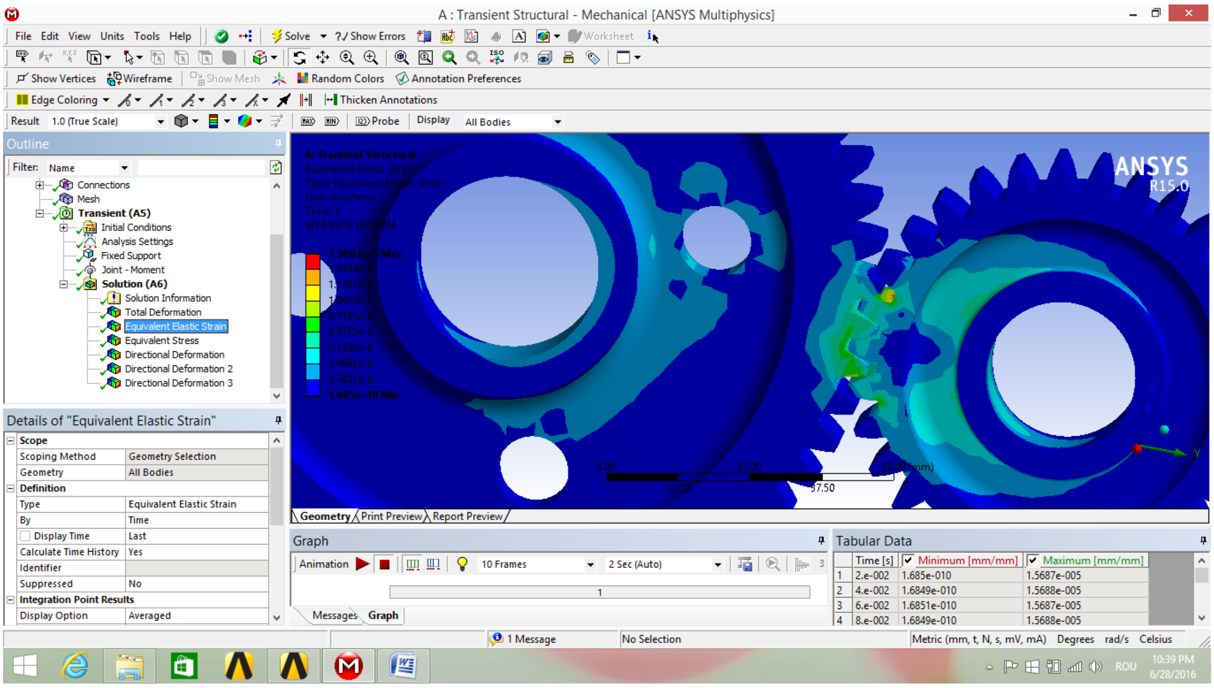


Fig.7.14. Distribuţia deformaţiilor specifice echivalente

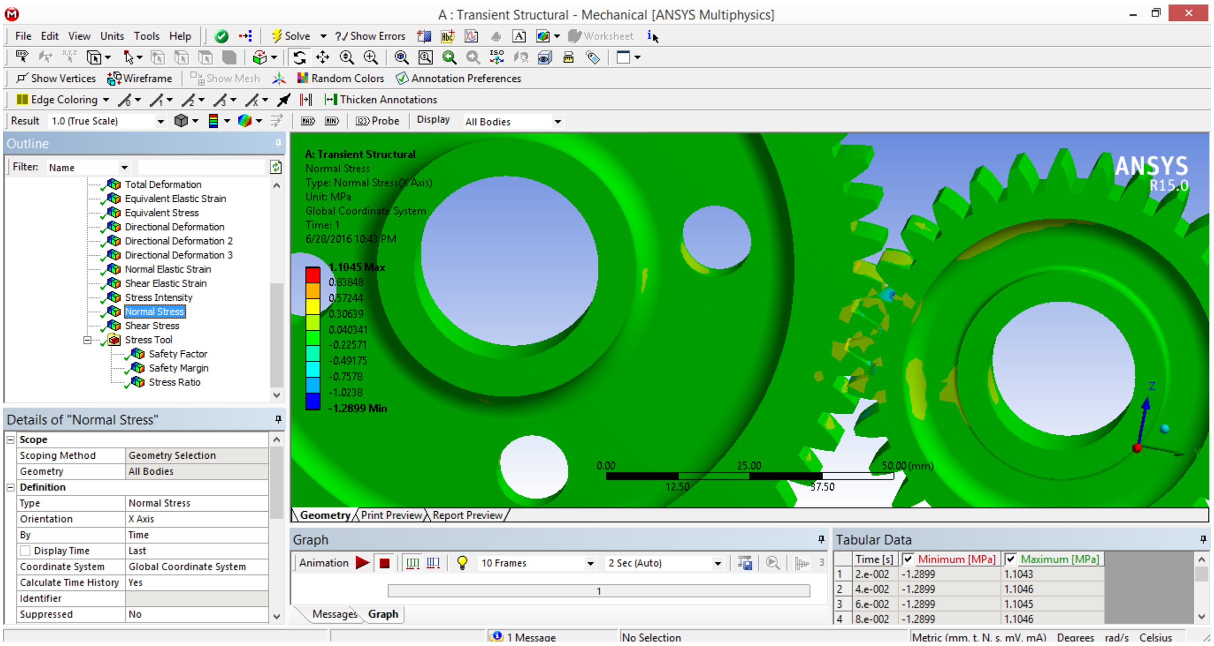


Fig.7.15. Distribuţia tensiunilor normale echivalente

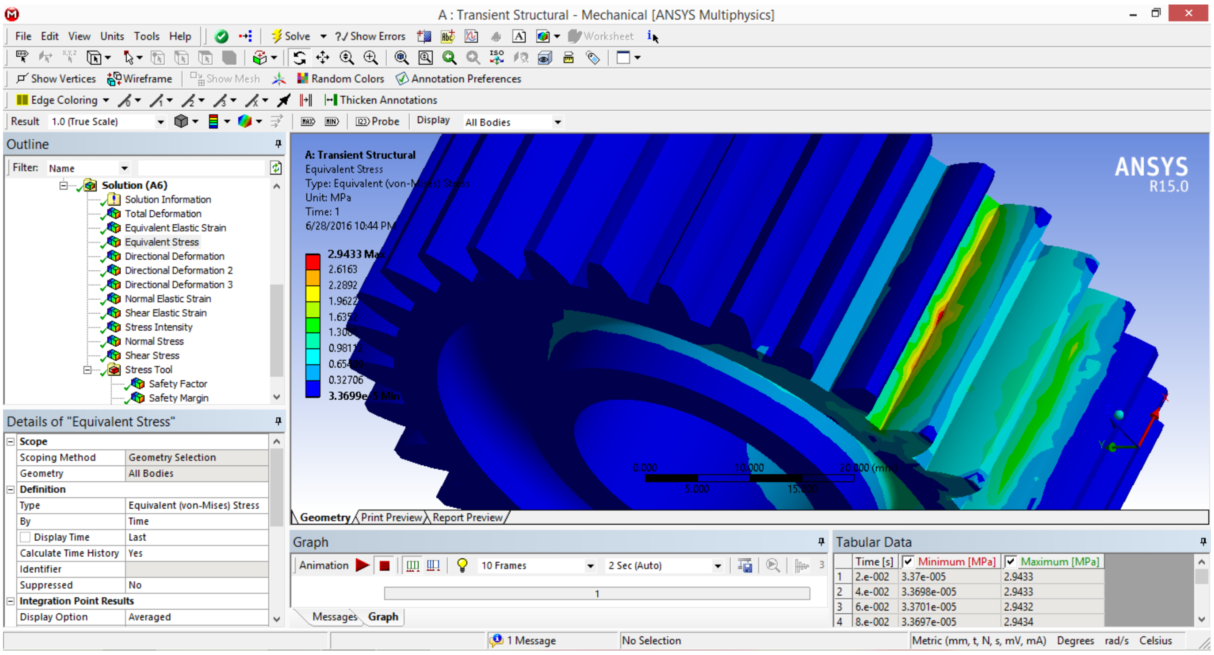


Fig.7.16. Distribuţia tensiunilor echivalente pentru pinion.

7.2. Analiza cu elemente finite a solicitărilor angrenajului conic al reductorului

Pentru a studia starea de tensiuni şi deformaţii a angrenajului conic al reductorului, am utilizat deasemenea programul de analiză cu elemente finite ANSYS Workbench. Etapele parcurse pentru studiul cu elemente finite în regim static structural al angrenajului conic sunt detaliate în cele ce urmează.

Am importat în programul ANSYS modelul tridimensional al angrenajului conic, model fiind prezentat în figura 7.17.

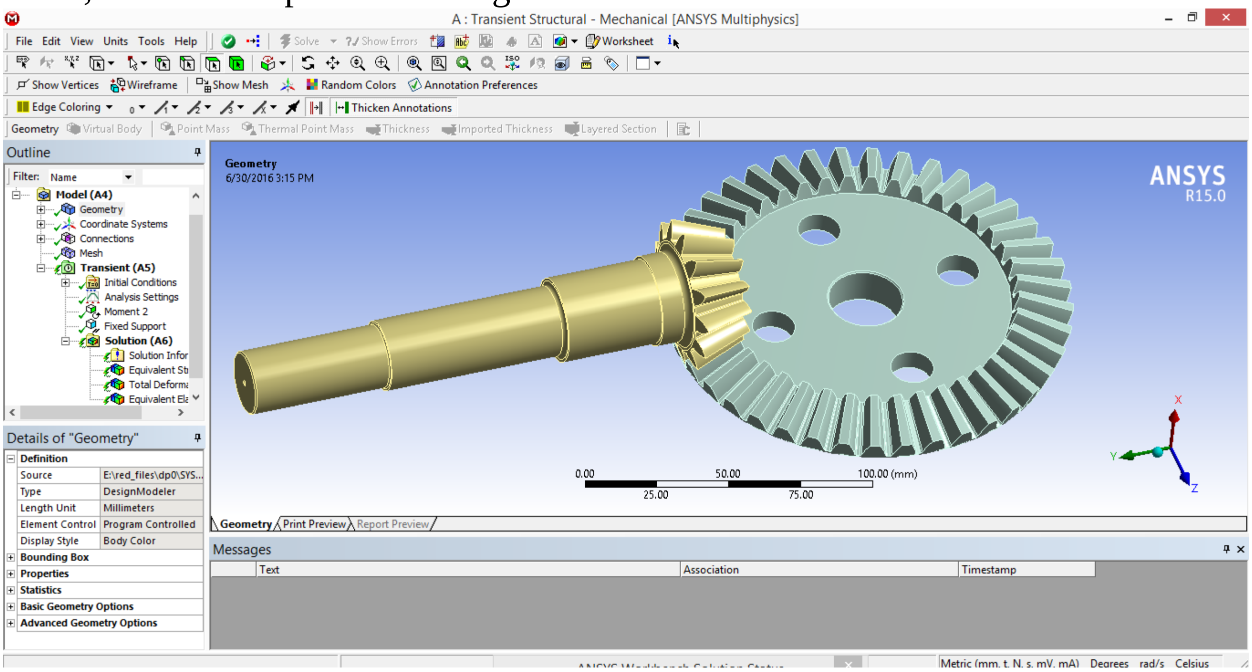


Fig.7.17. Modelul geometric al angrenajului conic al reductorului

Am definit proprietăţile de material ale roţilor dinţate, roţile dinţate sunt realizate din oţelul aliat 41MoCr11.

Următoarea etapă a constat în definirea cuplelor cinematice: cuplele de rotaţie corespunzătoare lagărelor cu rulmenţi, precum şi definirea contactului danturii angrenajului conic.

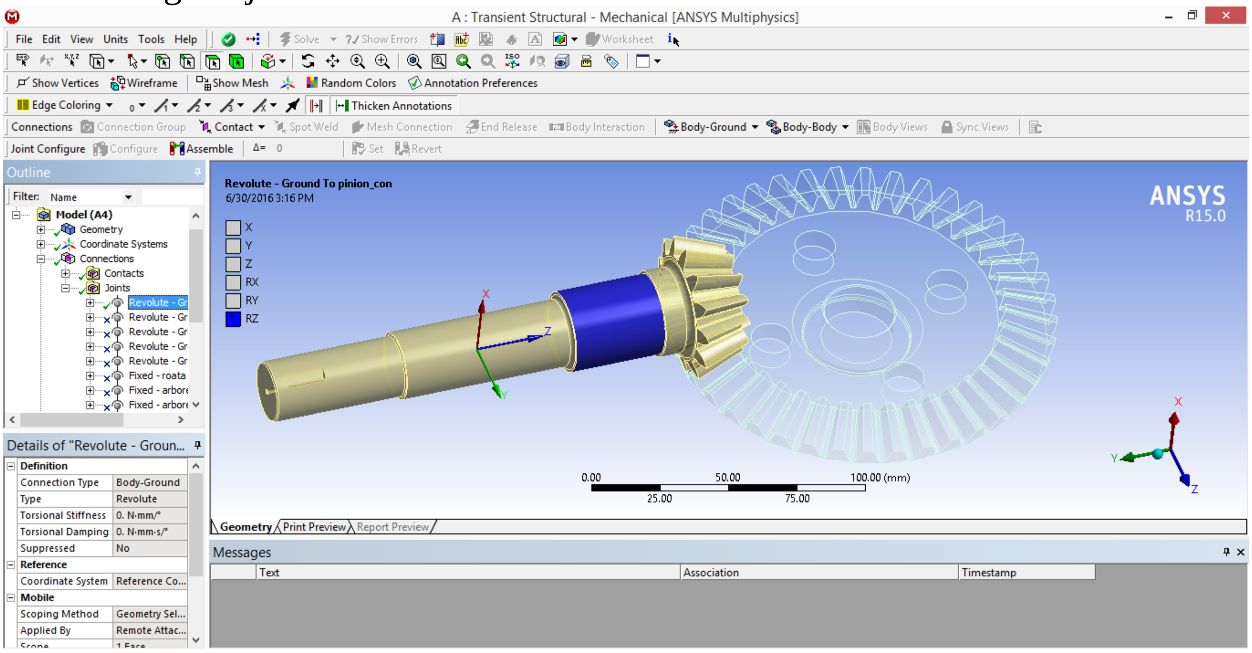


Fig. 7.18. Definirea cuplei de rotaţie dintre pinion şi bază

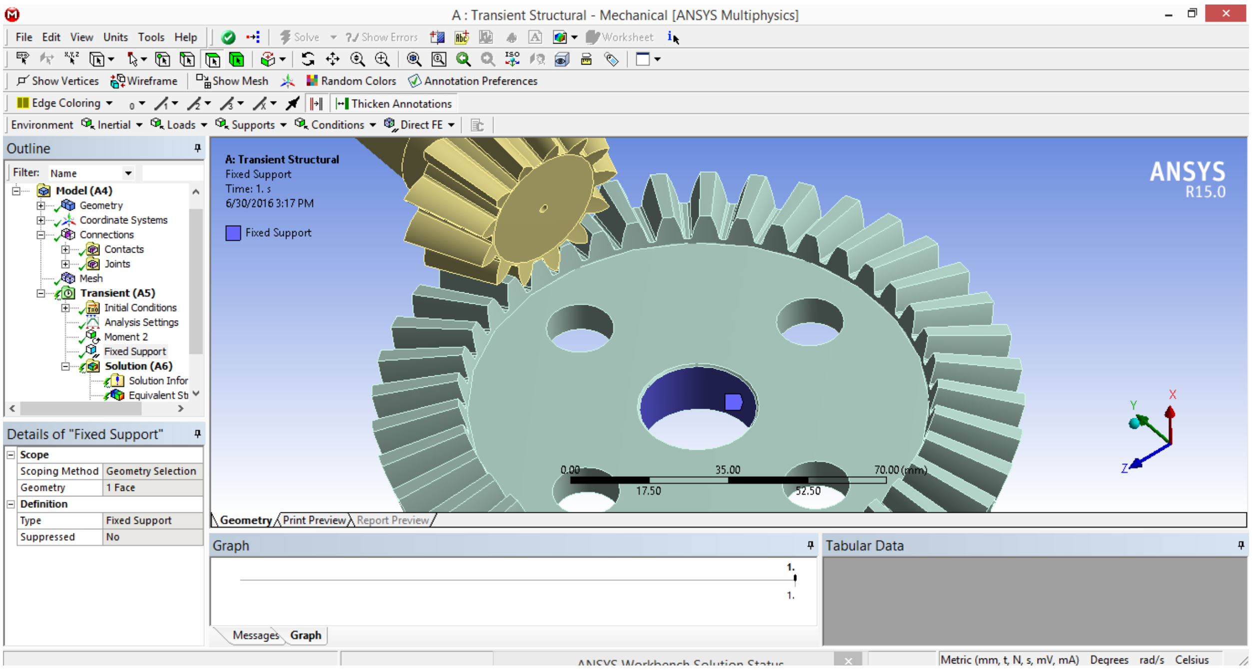


Fig. 7.19. Definirea cuplei fixe dintre roată şi bază

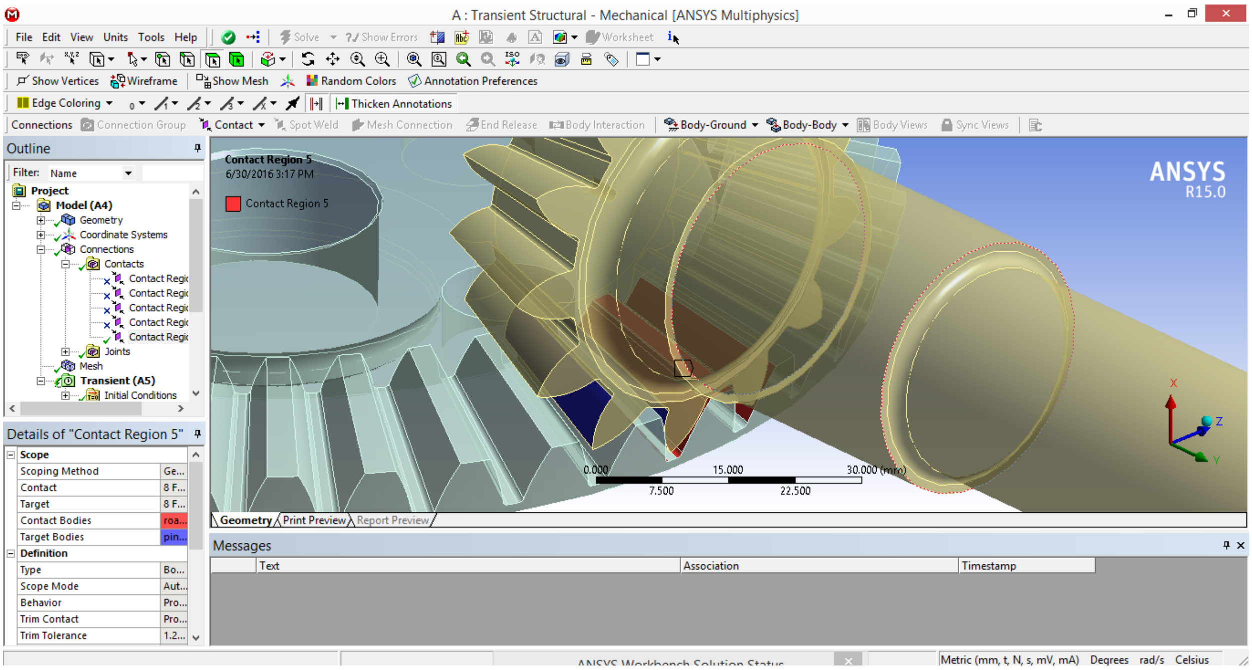


Fig. 7.20. Definirea contactului dintre dinţii angrenajului

În etapa următoare am realizat discretizarea în elemente finite tetraedale ale roţilor angrenajului conic.

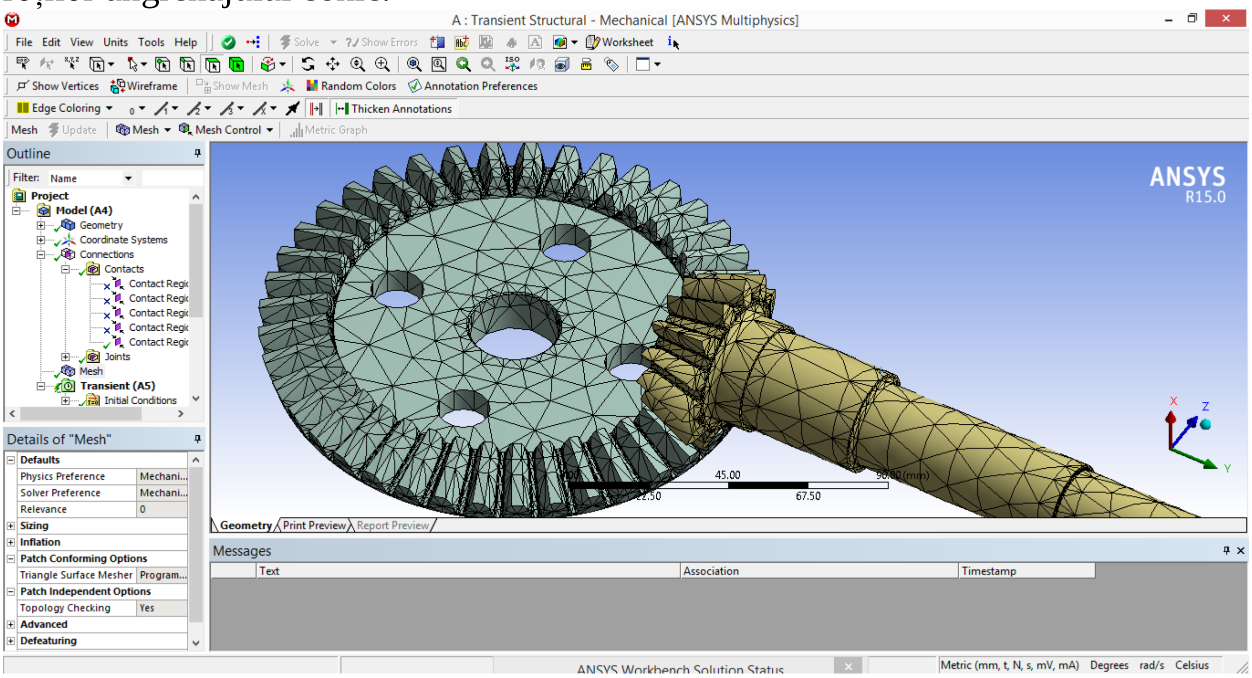


Fig. 7.21. Discretizarea în elemente finite a angrenajului conic

În etapa următoare am definit încărcările, adică am introdus un moment motor, de 20 Nm, conform reprezentării din figura 7.22. La roata conică de ieşire am realizat fixarea suprafeţei cilindrice care transmite momentul la arborele II.

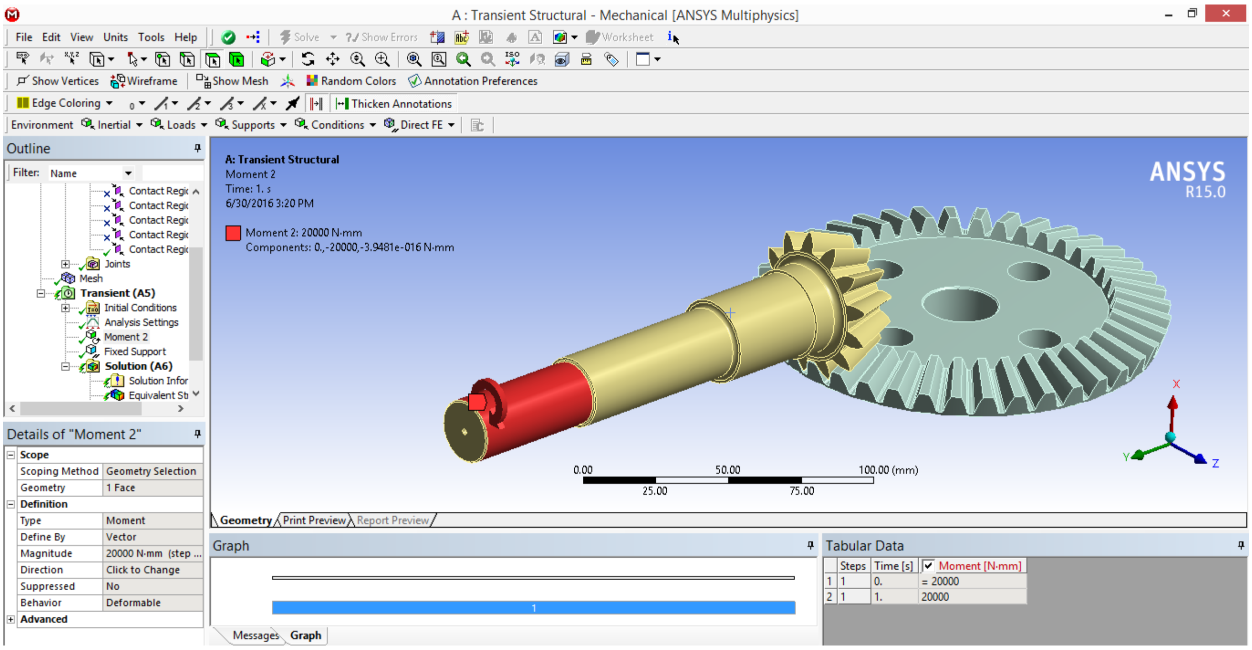


Fig.7.22. Aplicarea momentului motor asupra arborelui de intrare

După parcurgerea acestor etape, am rulat analiza în regim transient structural, timpul necesar pentru efectuarea acesteia pe un computer Intel Core I3, 1.7 Ghz a fost datorită complexităţii modelului de aproximatix 12 ore.

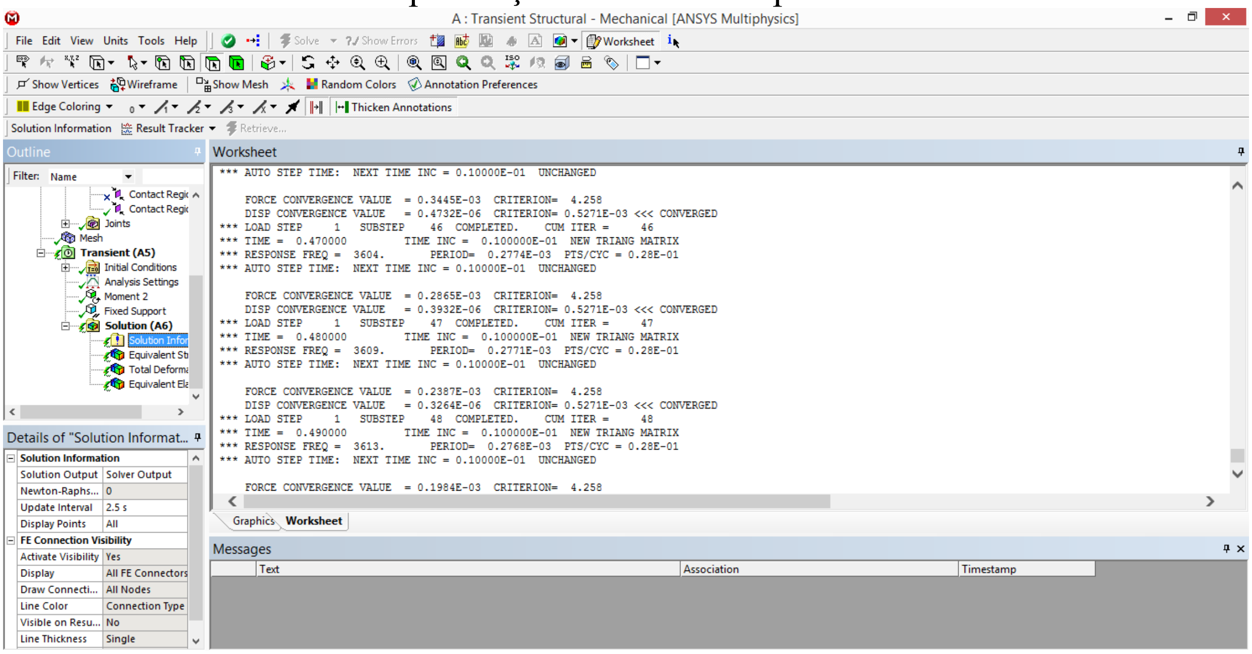


Fig.7.23. Rularea simulării în regim transient structural

Conform figurii 7.24 unde este prezentată distribuţia tensiunilor echivalente după metoda von-Misses, se observă că tensiunea maximă este de aproximativ 17.4 Mpa, în zona de contact a flancurilor dinţilor.

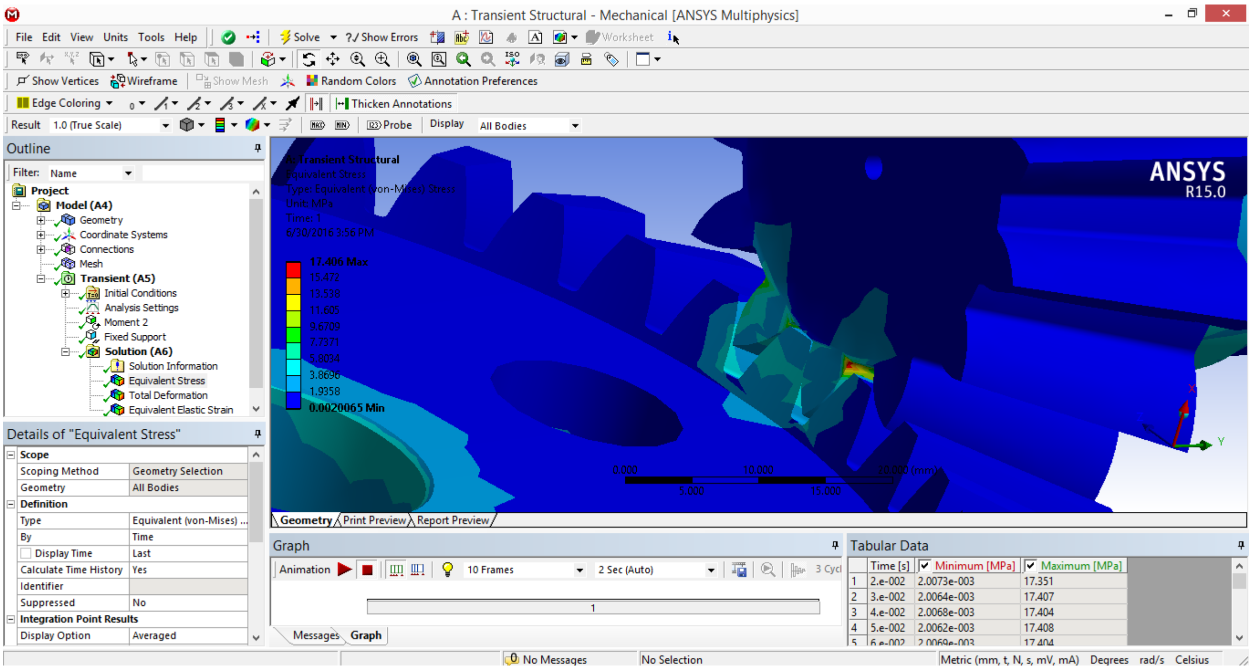


Fig. 7.24. Distribuţia tensiunilor echivalente, von-Misses

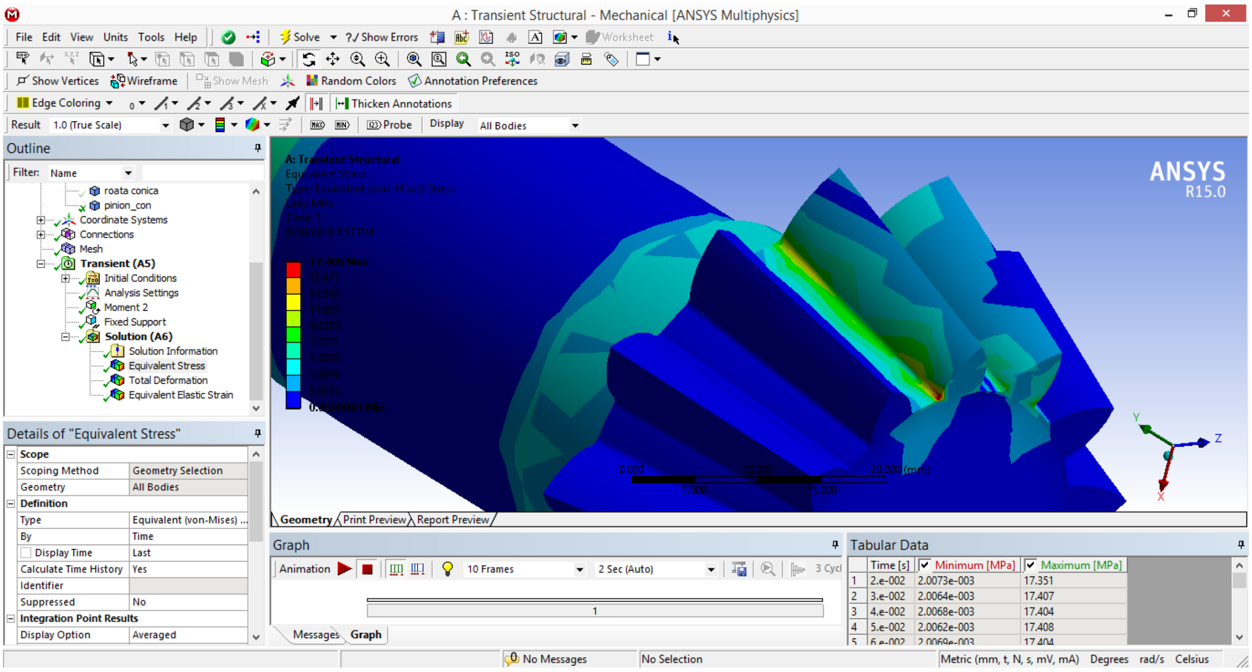


Fig.7.25. Distribuţia tensiunilor echivalente, von-Misses (detaliu)

Distribuţia deplasărilor elastice rezultante este prezentată în figura 7.26. Conform figurii se observă că deplasările elastice rezultante în zona de contact a dinţilor angrenajului cilindric, sunt cuprinse între 0,00172mm şi 0,00175 mm.

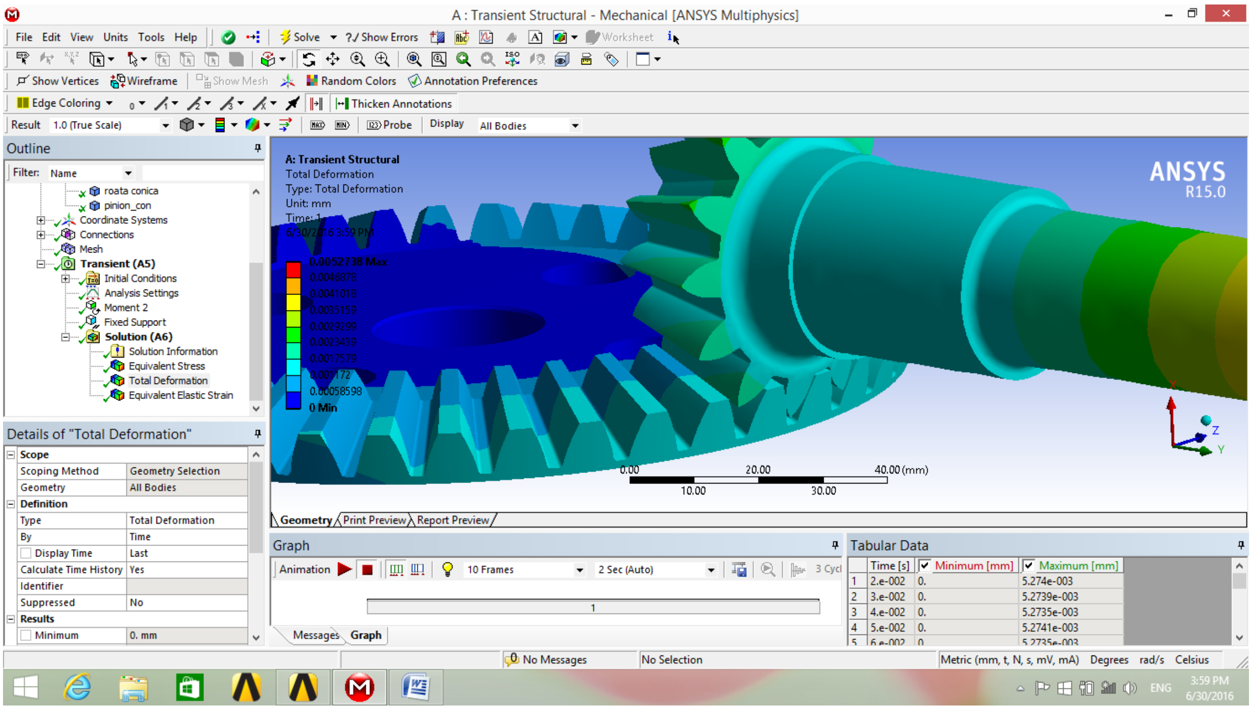


Fig.7.26. Distribuţia deplasărilor elastice rezultante

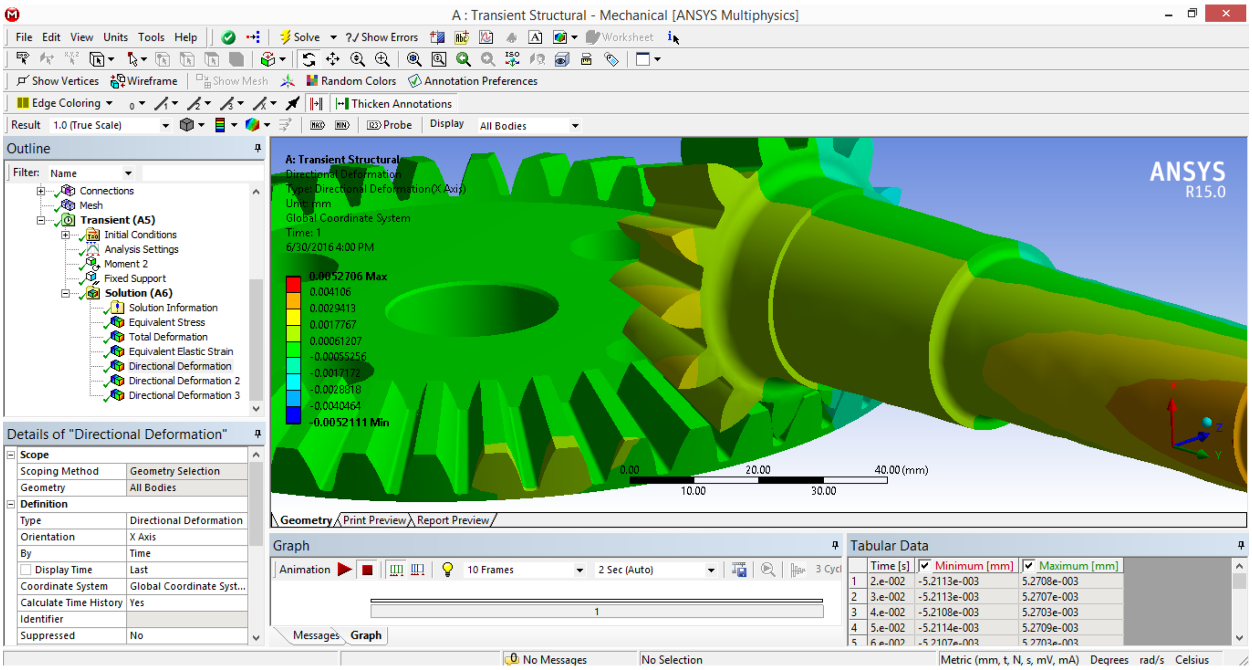


Fig.7.27. Distribuţia deplasărilor elastice după axa x

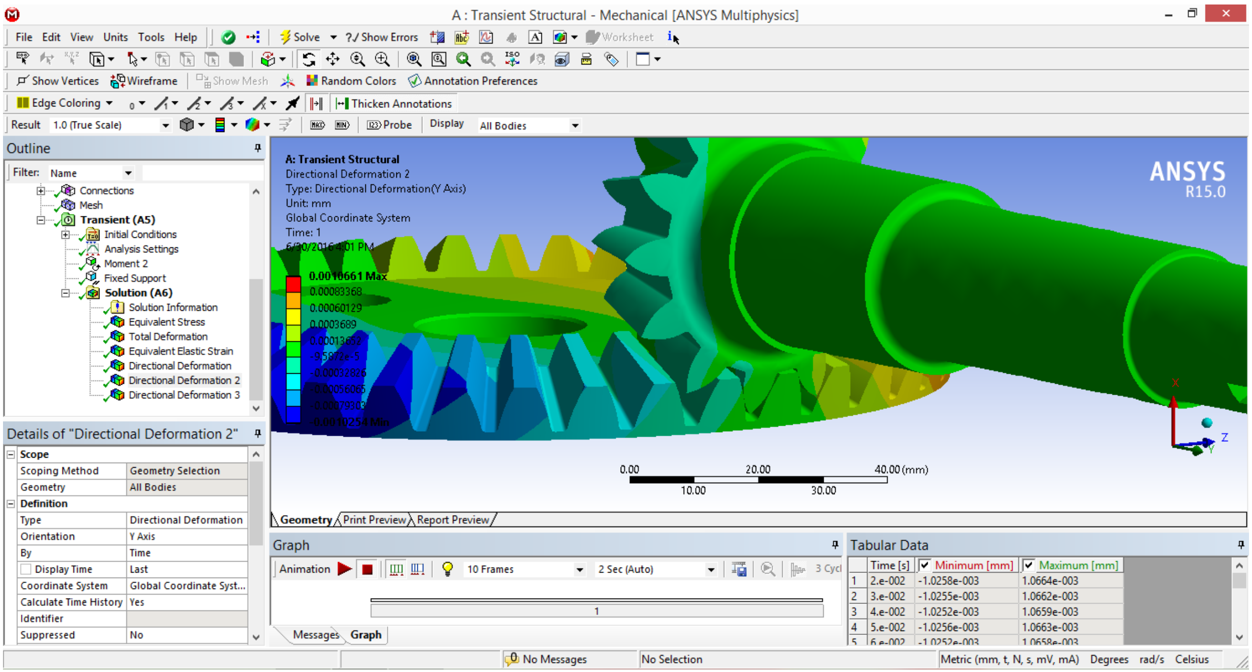


Fig.7.28. Distribuţia deplasărilor elastice după axa y

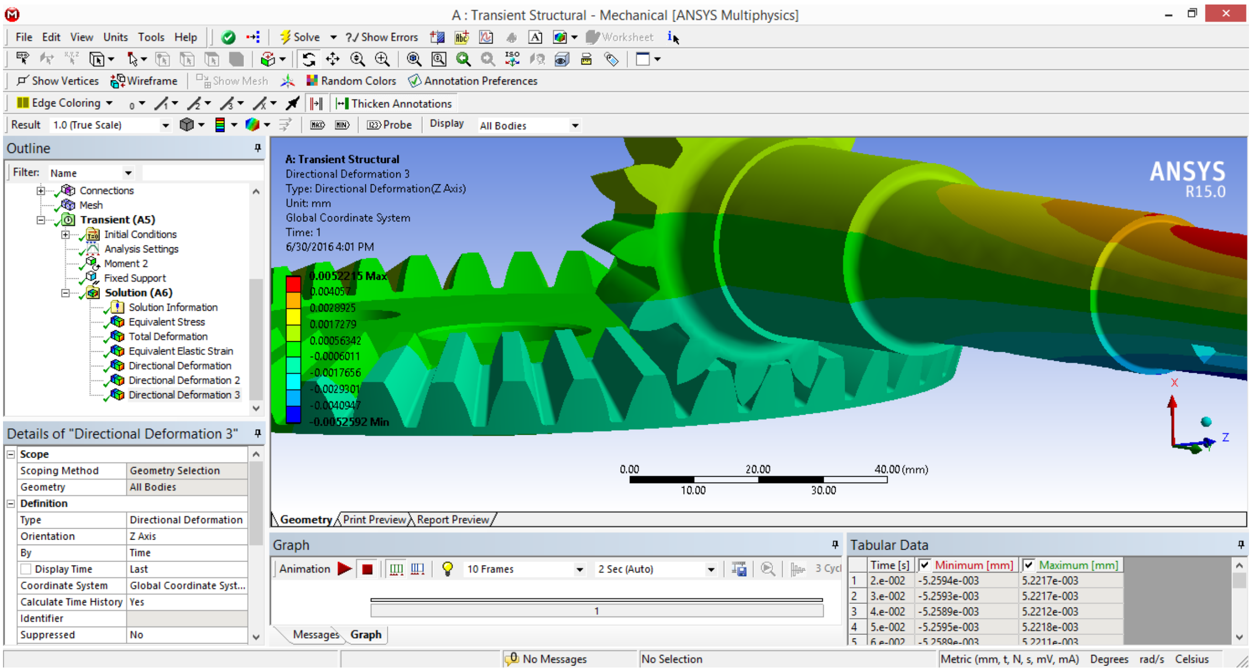


Fig.7.29. Distribuţia deplasărilor elastice după axa z

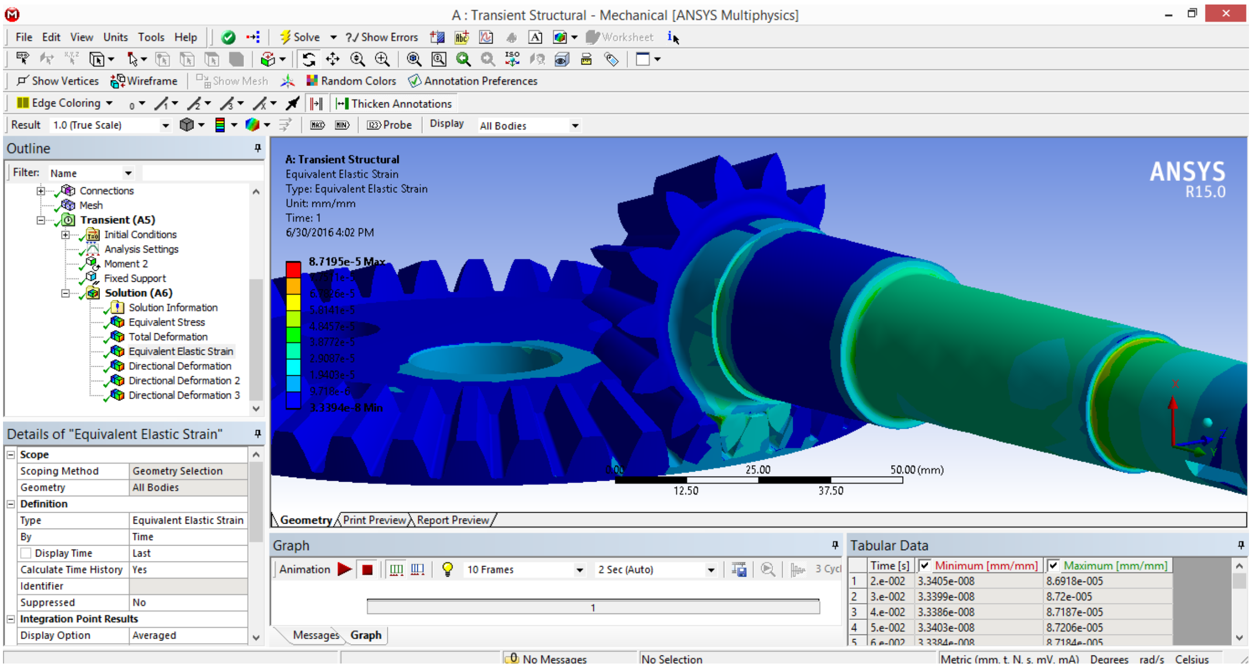


Fig.7.30. Distribuţia deformaţiilor specifice echivalente

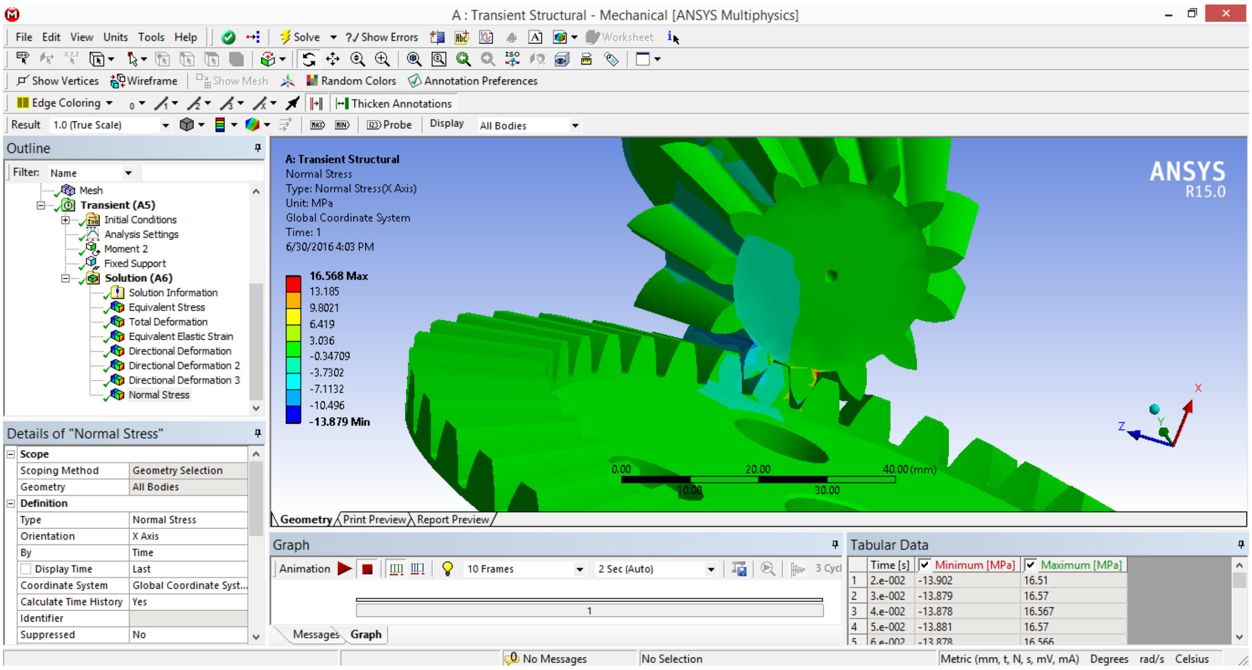


Fig.7.31. Distribuţia tensiunilor normale echivalente

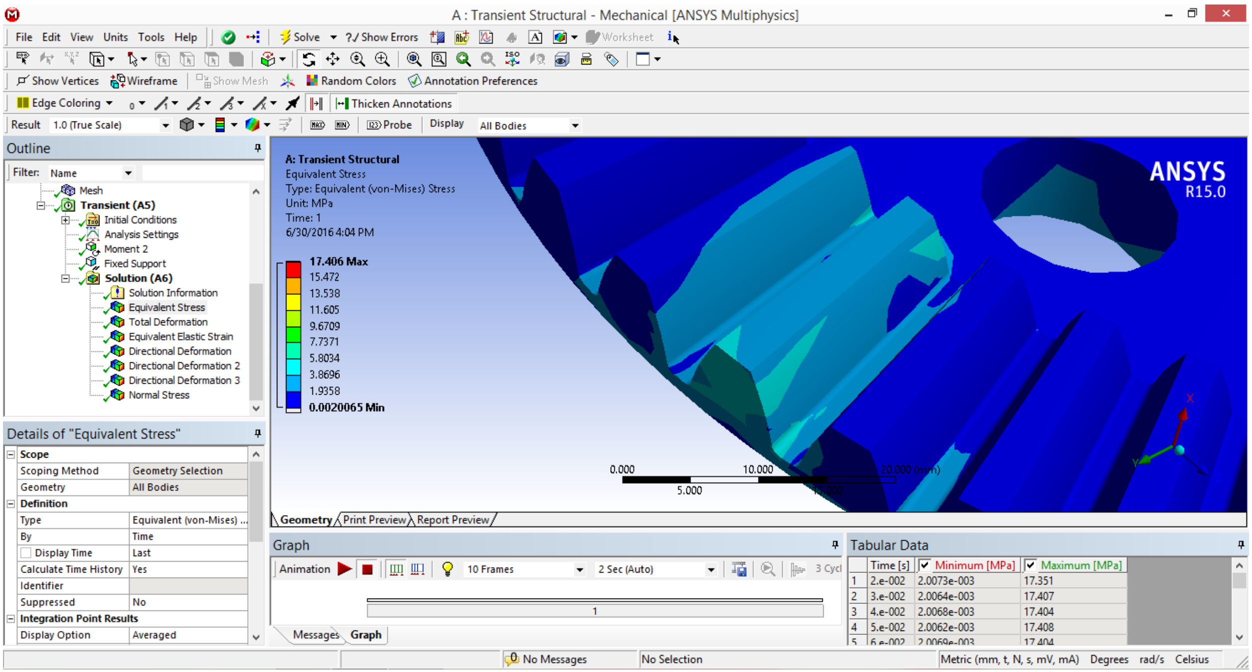


Fig.7.32. Distribuţia tensiunilor echivalente pentru roata conică.

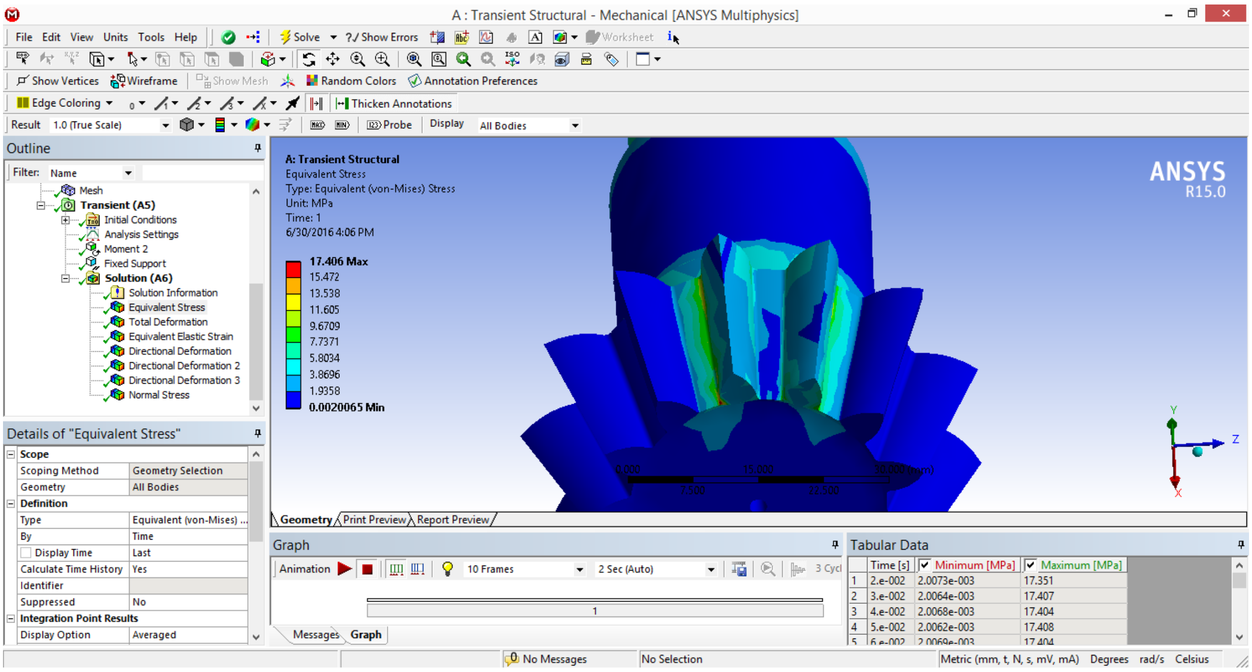


Fig.7.33. Distribuţia tensiunilor echivalente pentru pinionul conic.

8. Analiza comportării în regim dinamic a angrenajelor reductorului, cu programul ADAMS

În acest capitol este studiat comportamentul în regim dinamic al angrenajelor reductorului. Pentru aceasta, modelul CAD al reductorului a fost transferat ca un fişier parasolid în programul ADAMS, unde ne-am propus sa studiem forţele de contact care apar în timpul angrenarii, precum şi alţi parametri cinematici şi dinamici.

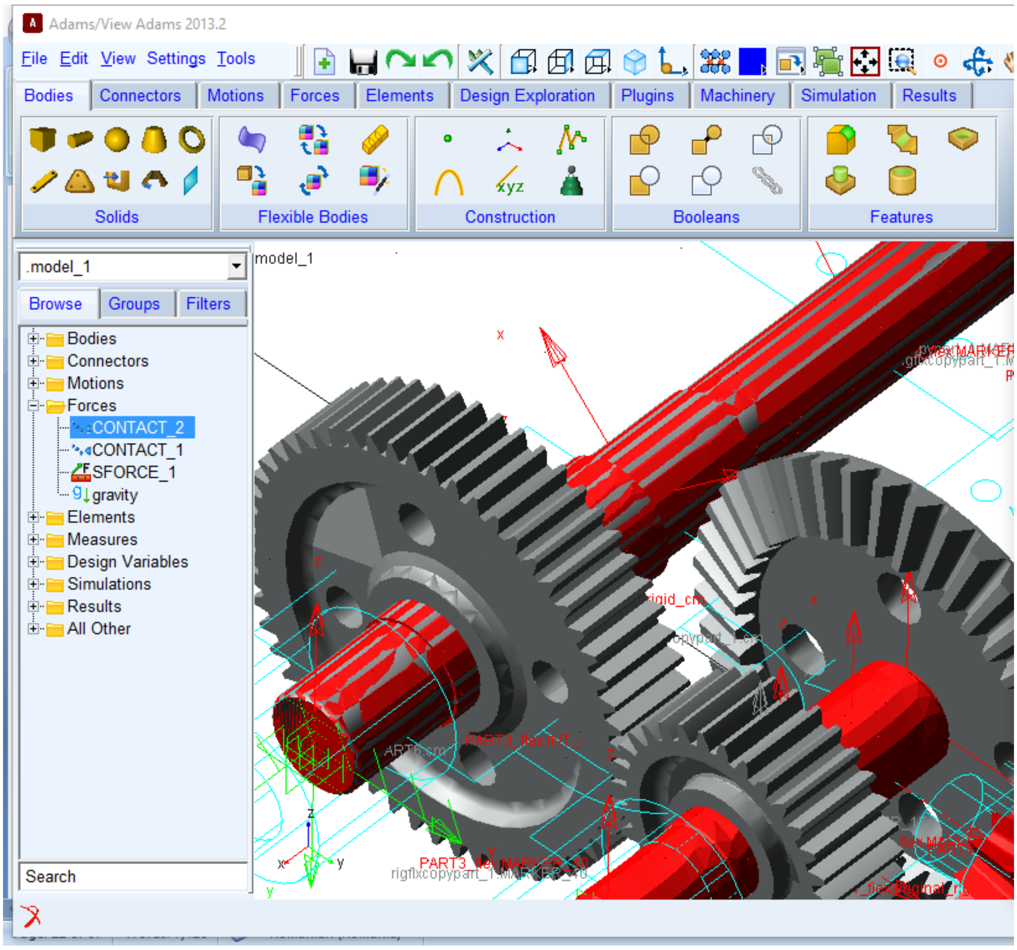


Fig.8.1. Modelul dinamic în ADAMS al reductorului conico-cilindric

Pentru a defini angrenajele conic şi cilindric am definit contactul dintre corpurile celor 2 perechi de roţi dinţate în angrenare. Modelarea contactului a fost de tip impact, definind rigiditatea corpurilor, amortizarea, precum şi exponentul forţei de contact, după modalitatea indicată în figura 8.2.

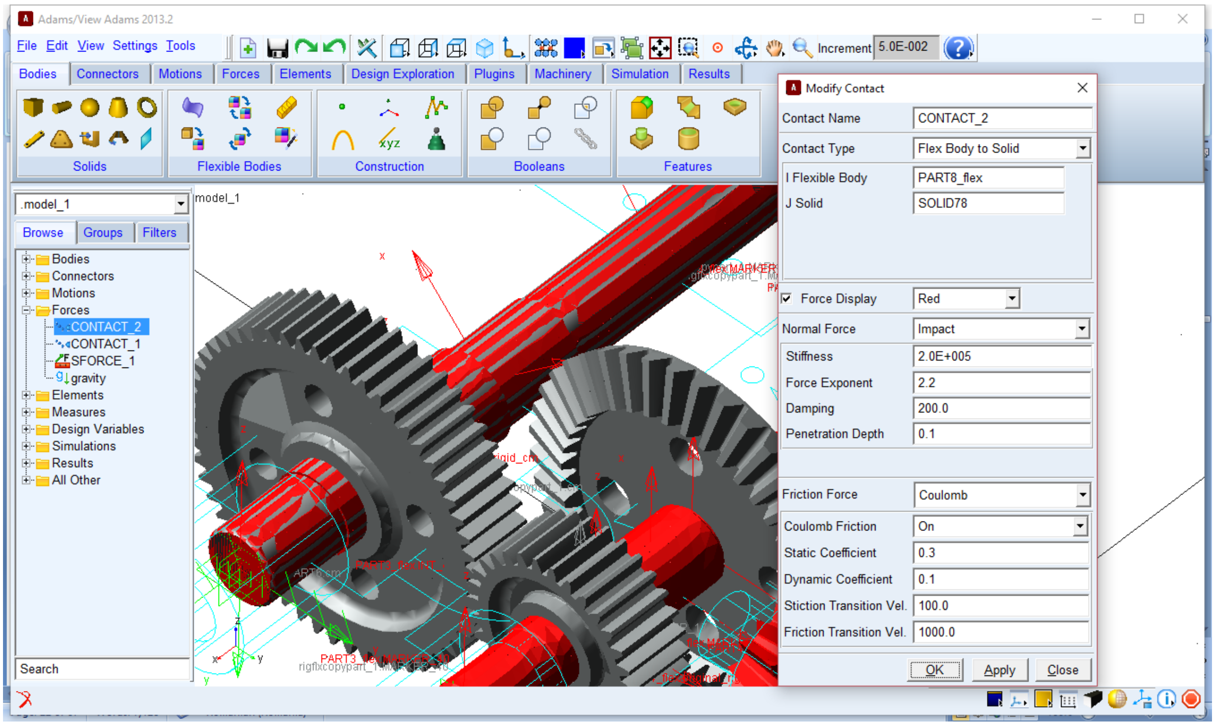


Fig.8.2. Modalitatea de definire a contactului dinţilor roţilor

Legea de mişcare a arborelui de intrare în reductor a fost definită sub forma unei viteze unghiulare de 157 rad/sec, ca în figura 8.3.

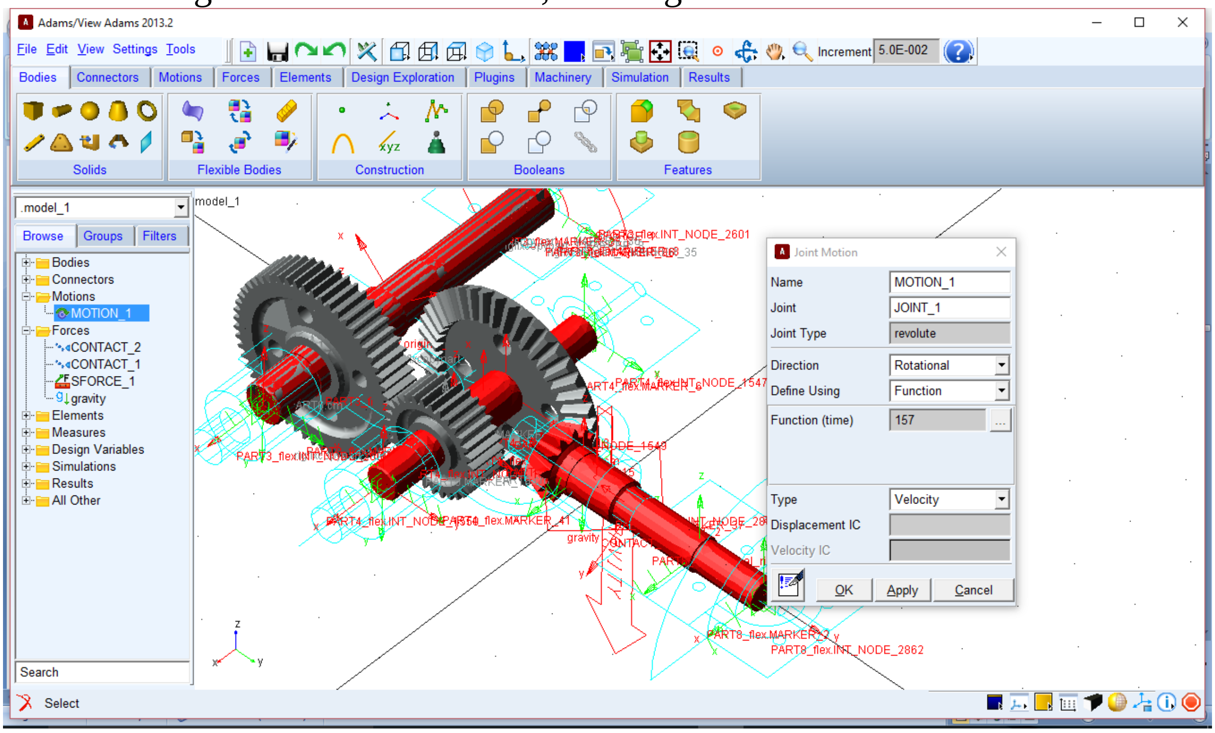


Fig.8.3. Legea de mişcare a arborelui de intrare.

Pe arborele de ieşire am definit un moment rezistent de 200 Nm, conform figurii 8.4.

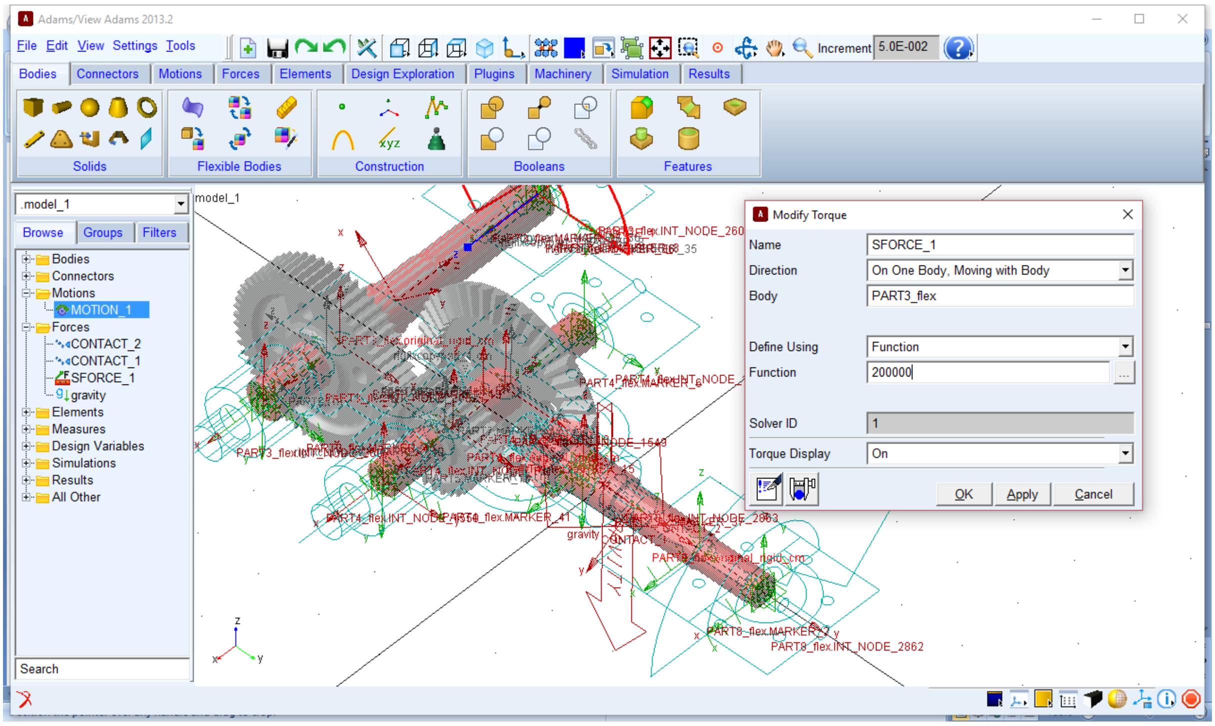


Fig. 8.4. Definirea momentului rezistent pe arborele de ieşire

După definirea cuplelor conform structurii sistemului, a legii de mişcare şi a încărcării, în cazul de faţă a momentului rezistent la arborele de ieşire am realizat rularea simulării cinematice, în urma căreia după postprocesarea rezultatelor, vom prezenta în continuare o parte din ele.

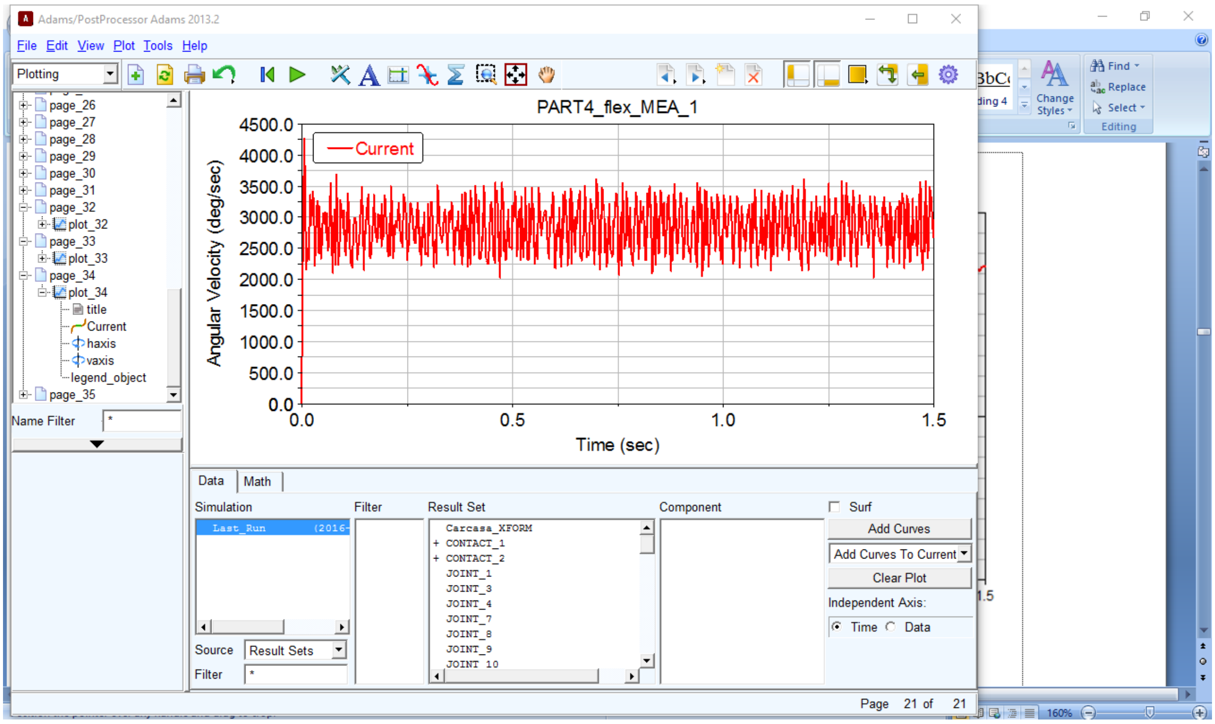


Fig.8.5. Legea de variaţie a vitezei unghiulare a arborelui II

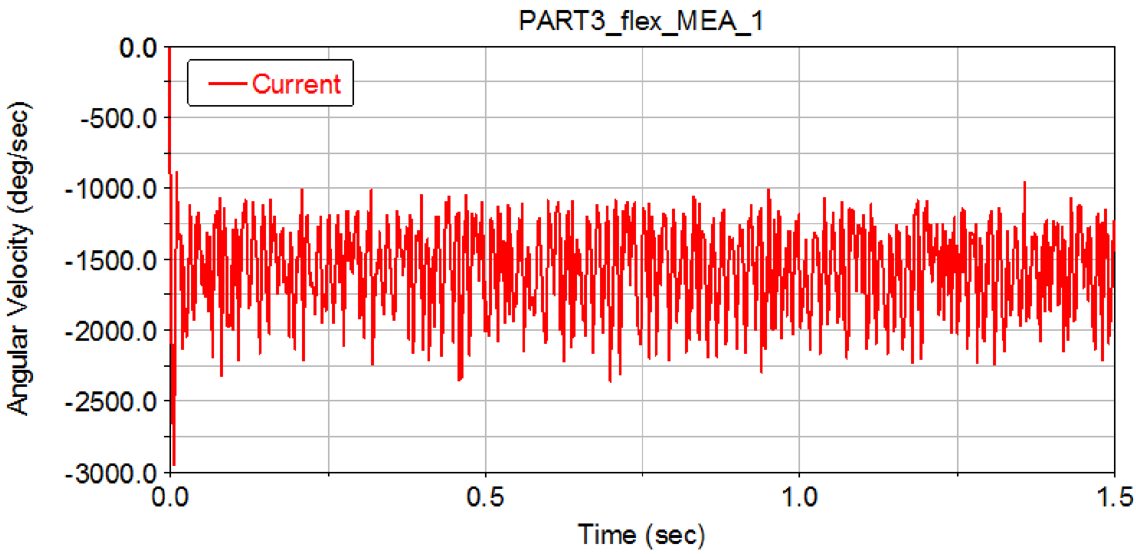


Fig.8.6. Legea de variaţie a vitezei unghiulare a arborelui III

Încontinuare sunt prezentate legi de variaţie ale forţelor de legătură din cuplele de rotaţie, prin care se modelează lagărele cu rulmenţi. Pentru lagărul pinionului conic, forţele de legătură sunt prezentate în figurile 8.8 şi 8.9, iar orientarea axelor cuplei este conform celei prezentate în figura 8.7.

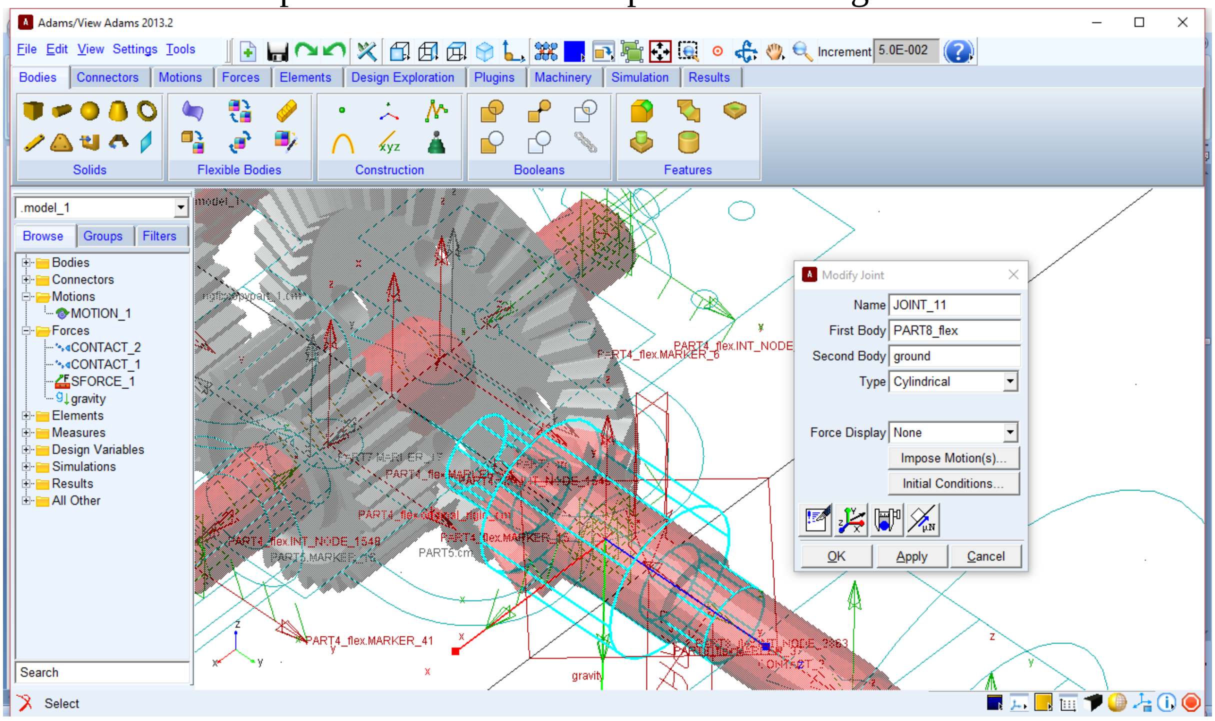


Fig.8.7. Poziţionarea axelor cuplei de rotaţie B a pinionului conic

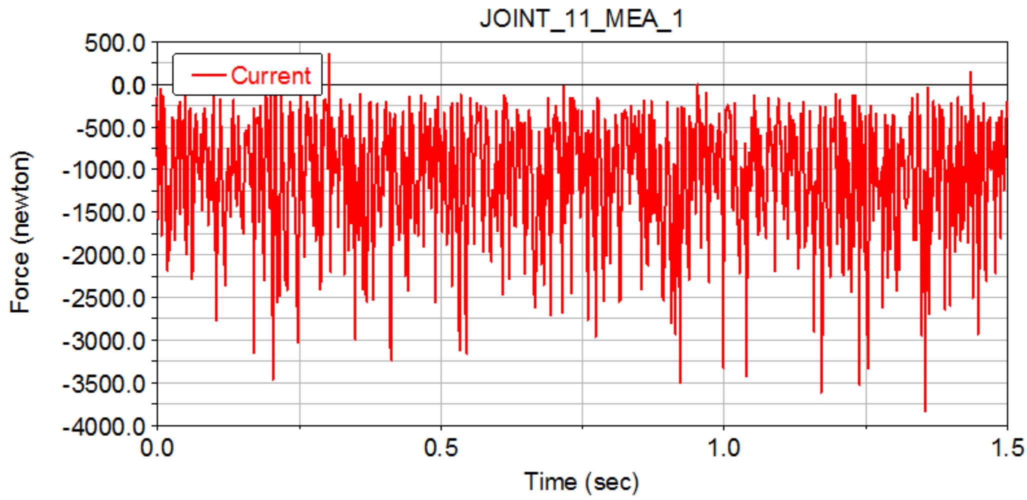


Fig.8.8. Legea de variaţie a reacţiunii din lagărul B, după axa x

După axa y forța de legătura este 0, deoarece avem cuplă cilindrică, care permite translația după această axă.

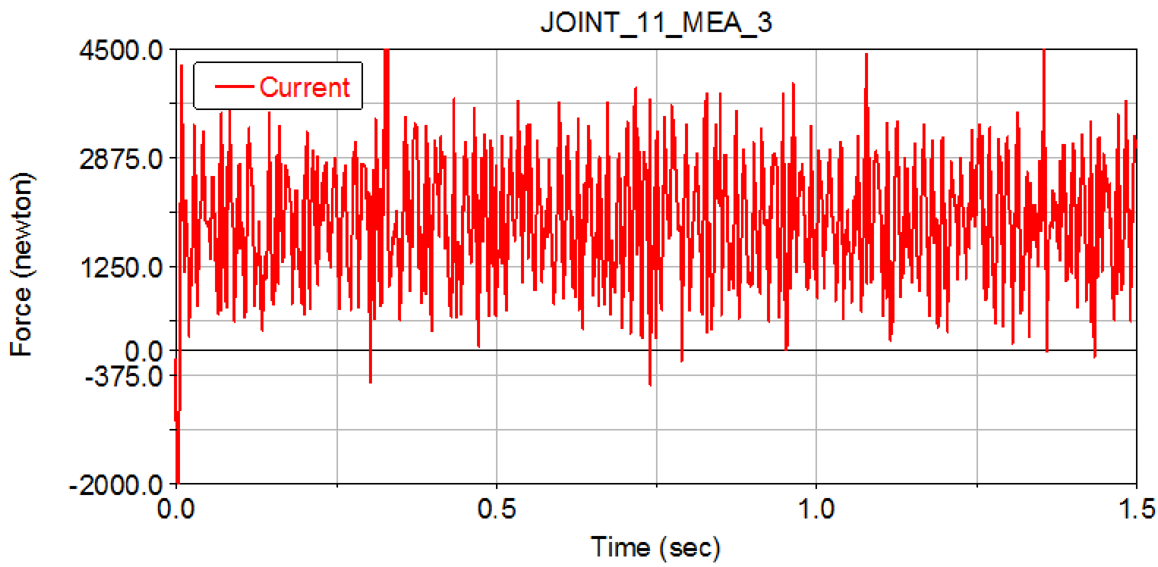


Fig. 8.9. Legea de variaţie a reacţiunii din lagărul B, după axa z

Pentru lagărul cu rulment D, poziţionarea axelor cuplei de rotaţie este prezentată în figura 8.10, iar reacţiunile din cele două plane sunt prezentate în figurile 8.11 şi 8.12.

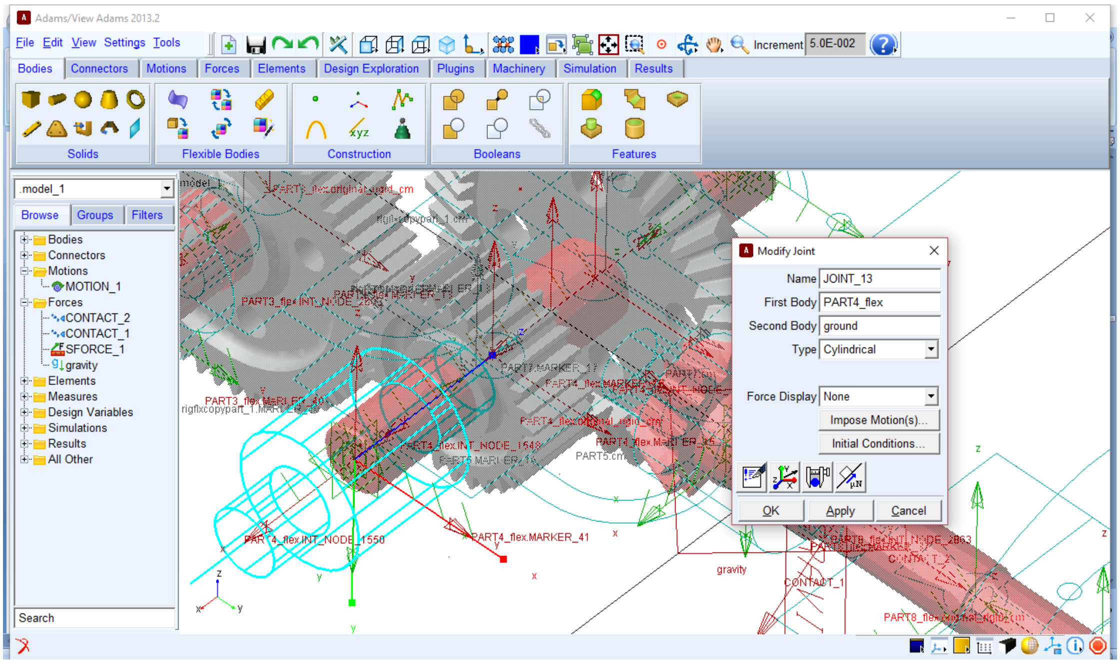


Fig.8.10. Poziţionarea axelor lagărului D

După axa x, forța de legătură este 0, deoarece este axa de rotație și translație a cuplei cilindrice.

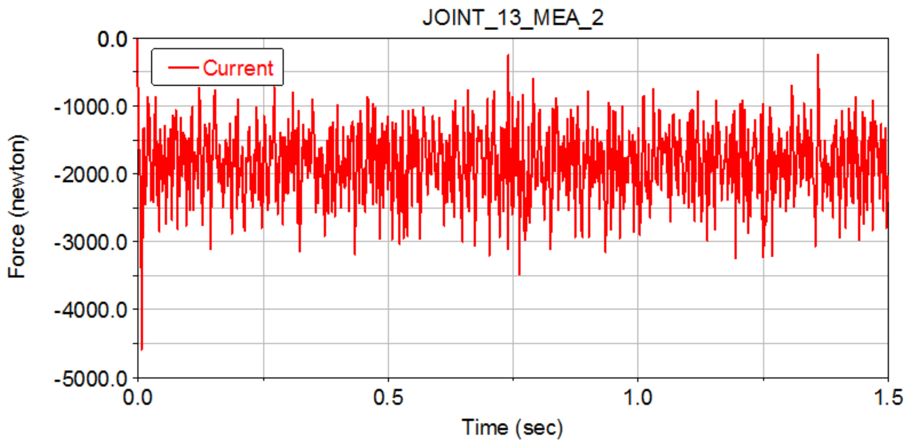


Fig. 8.11. Legea de variaţie a reacţiunii din lagărul D, după axa y

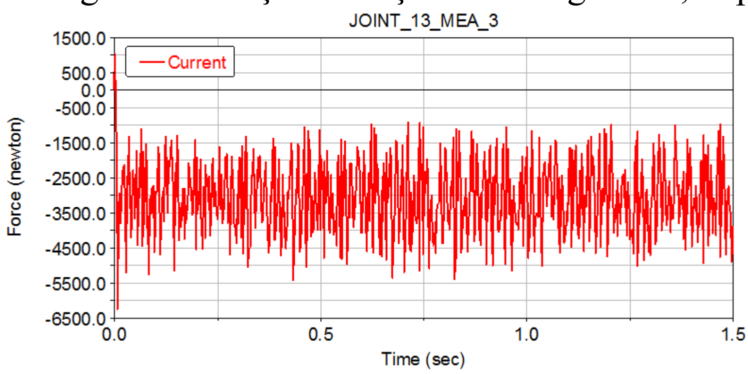


Fig.8.12. Legea de variaţie a reacţiunii din lagărul D, după axa z

Forţele de contact care apar în timpul angrenării pinionului conic cu roata, sunt prezentate în continuare, componentele având direcţia conform orientării sistemului de axe indicat în figura 8.13, axa y fiind axa de rotaţie a arborelui picionului conic, axa x, este paralelă cu arborii II şi III, axa z este perpendiculară pe axele arborilor II şi III, care au axele paralele.

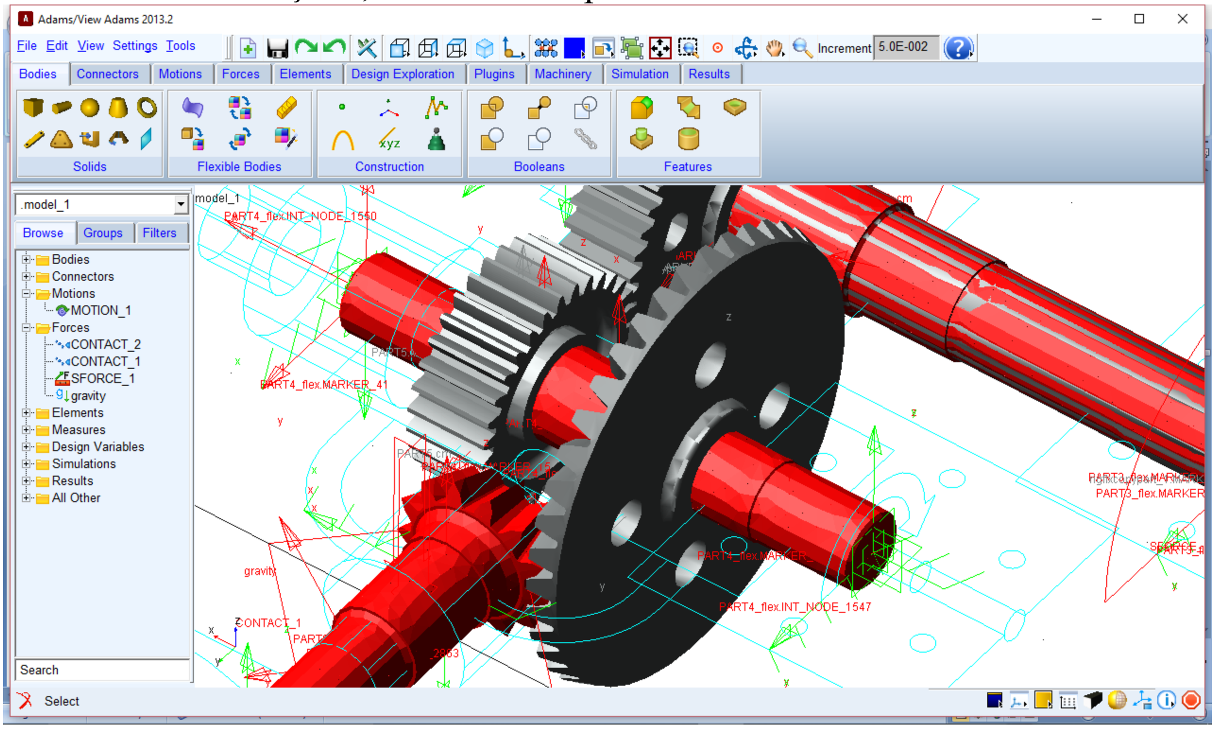


Fig.8.13. Orientarea axelor sistemului fix, în raport cu care se reprezintă forţele de contact din angrenajul conic

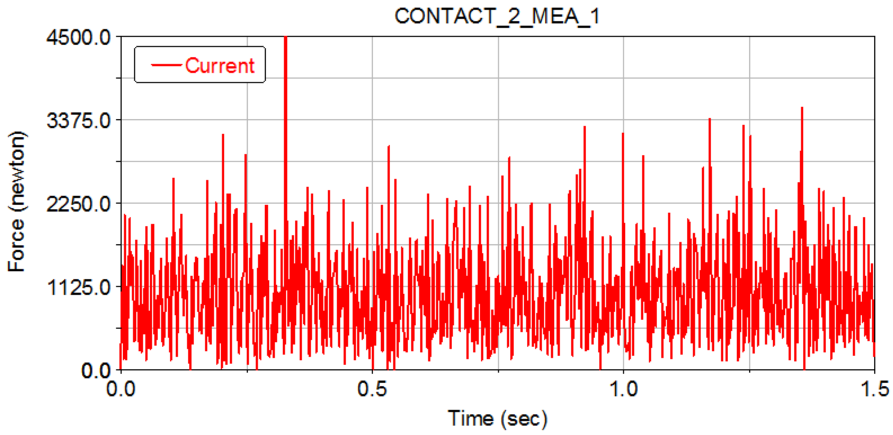


Fig.8.14. Variaţie forţei de contact din angrenajul conic, după axa x

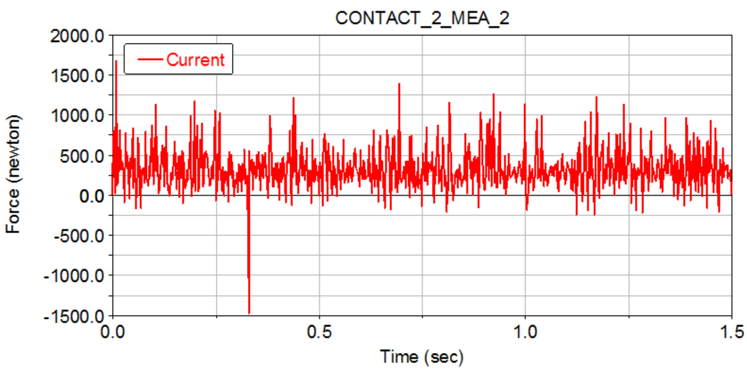


Fig.8.15. Variaţie forţei de contact din angrenajul conic, după axa y

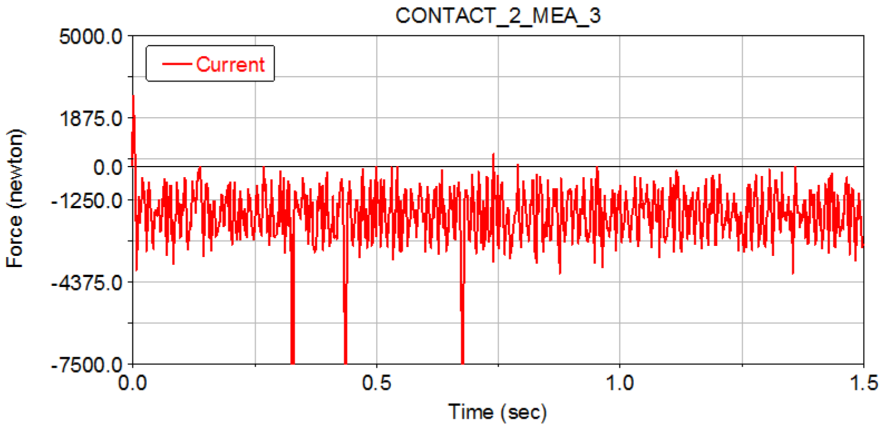


Fig.8.16. Variaţie forţei de contact din angrenajul conic, după axa z

Observând modul de variaţie şi mărimile forţelor de contact, se remarcă faptul că cea mai mare valoare a forţei de contact de aproximativ 3000 N, este după axa z, ceea ce este normal, pentru că după acea direcţie apare şi forţa tangenţială în angrenaj.

Pentru angrenajul cilindric reprezentarea forţelor de contact se face în raport cu acelaşi sistem de referinţă ca cel indicat în figura 8.17, în cazul acesta forţele tangenţiale în agrenajul cilindric, având direcţia axei z.

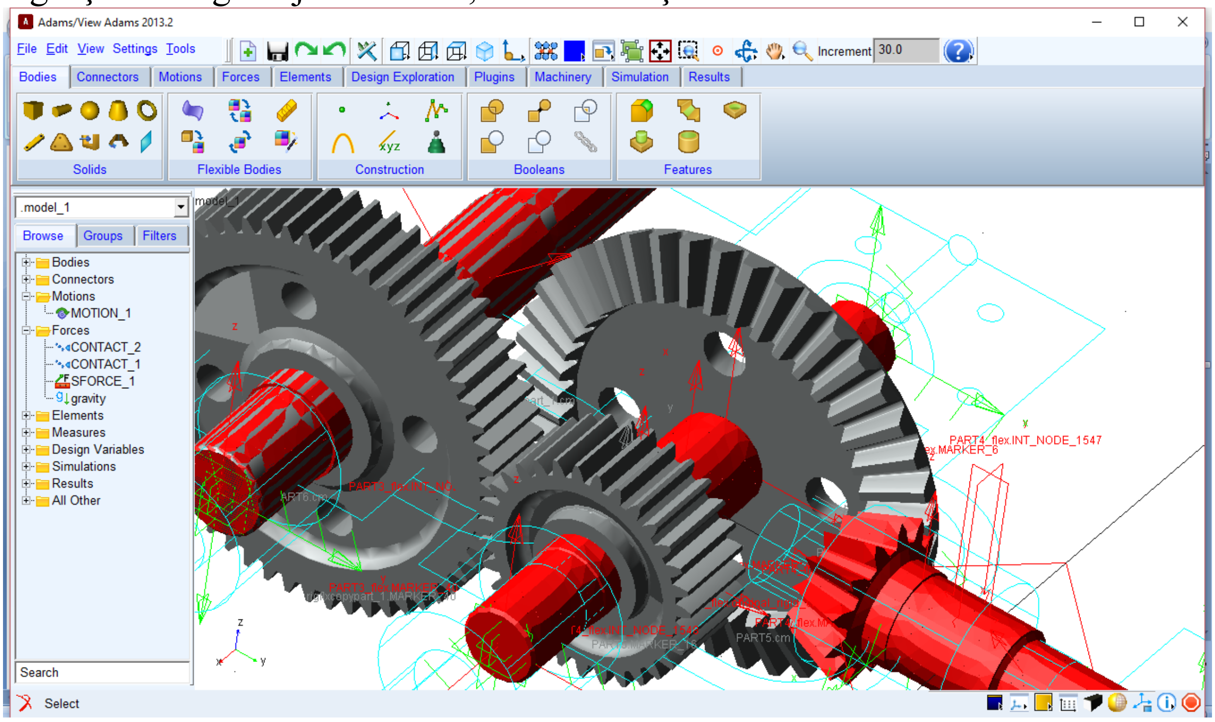


Fig.8.17. Orientarea axelor sistemului fix, în raport cu care se reprezintă forţele de contact din angrenajul cilindric

Pentru că angrenajul cilindric este cu dinţi drepţi, după axa x forţa de contact are valori reduse.

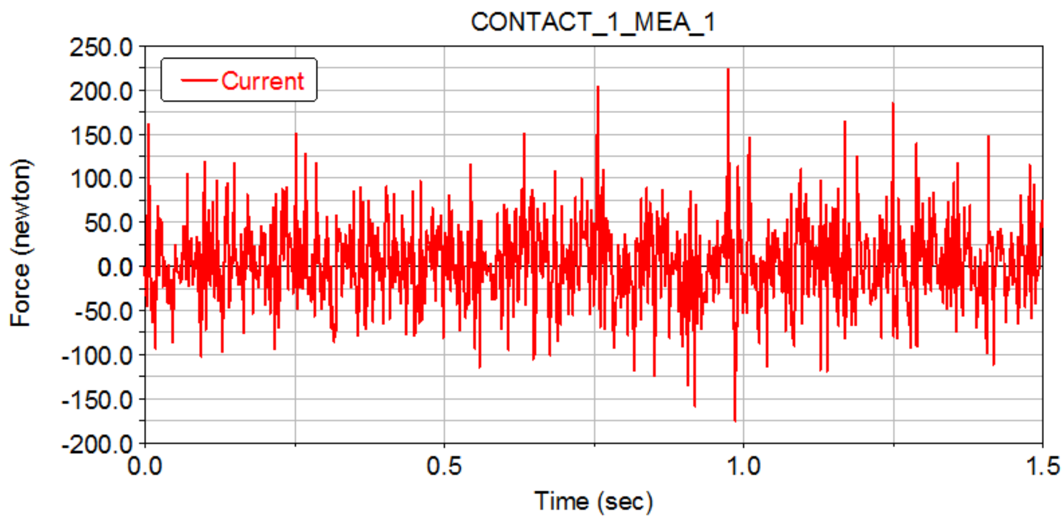


Fig.8.18. Variaţie forţei de contact din angrenajul cilindric, după axa x

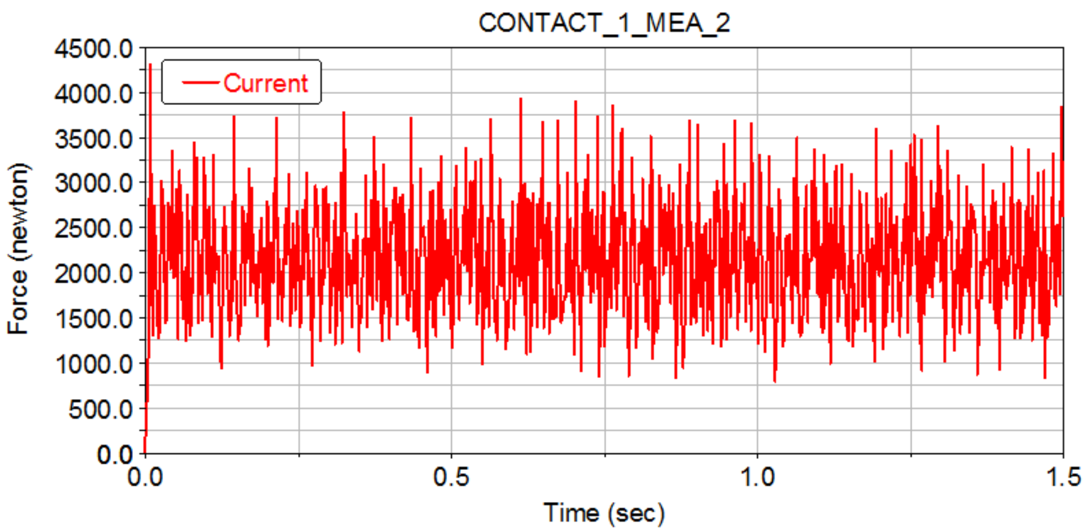


Fig.8.19. Variaţie forţei de contact din angrenajul cilindric, după axa y

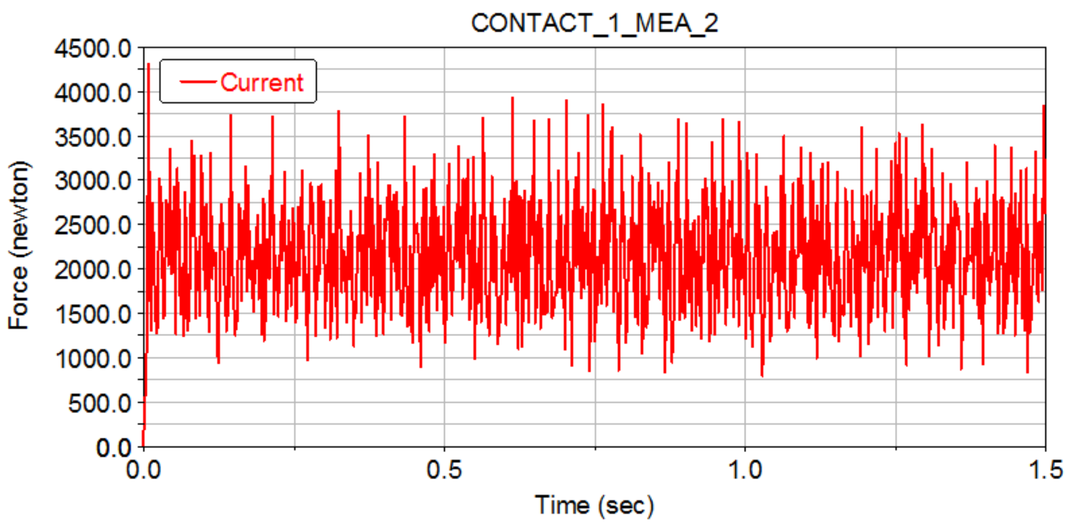


Fig.8.20. Variaţie forţei de contact din angrenajul cilindric, după axa z

Variația momentului de torsiune pe arborele de intrare este prezentată în fig. 8.21.

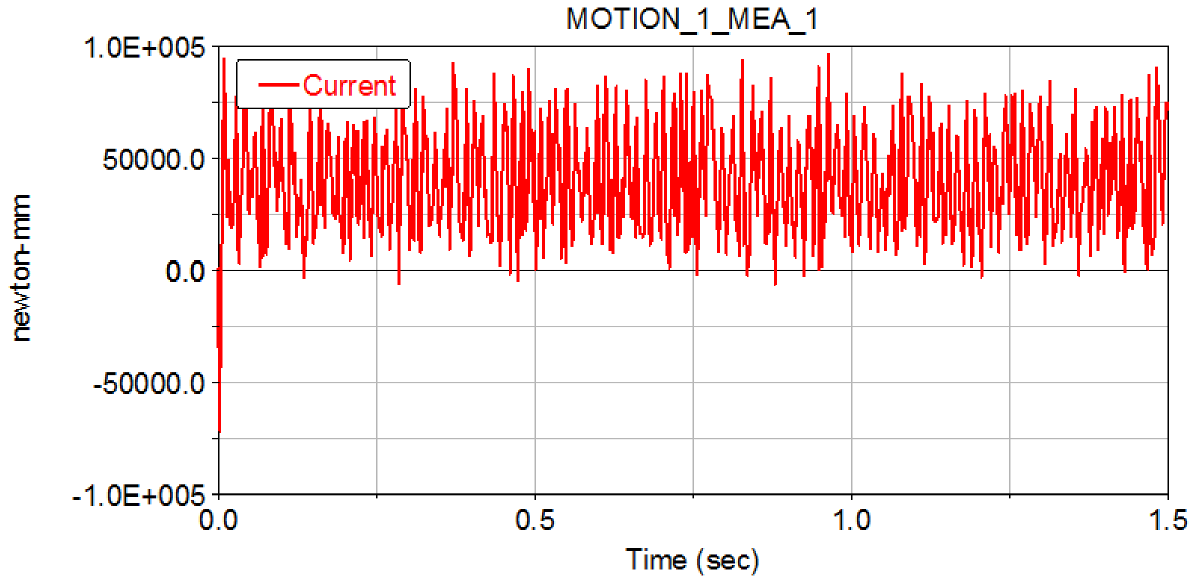


Fig. 8.21. Variația momentului de torsiune pe arborele de intrare.

Pentru că arborii reductorului lucrează la turaţii ridicate, cea mai mare fiind de 157 rad/sec, este necesar să facem un studiu al rigidităţii arborelui, să studiem deformaţiile încovoietoare. Pentru acest lucru, am considerat flexibilitatea arborelui I, II şi III (un solid deformabil, aşa cum este în realitate) şi în capitolul următor vom realiza un studiu modal-dinamic al acestor arbori.

9. Analiza modal dinamică cu soft-ul MSC.ADAMS a arborilor reductorului

9.1.Suprapunerea modală [8]

Se consideră numai deformaţiile mici, liniare, ale corpurilor, relative la un sistem de referinţă local.

Discretizarea unui corp flexibil, într-un model cu elemente finite, permite înlocuirea numărului infinit de grade de libertate, cu un număr finit, dar foarte mare de grade de libertate reprezentat de elementele finite. Deformaţiile liniare ale nodurilor acestui element discretizat, u, pot fi aproximate ca o combinaţie liniară, a unui număr mic de vectori de formă, (sau forme modale), ϕ.

$$u = \sum_{i=1}^{M} \phi_i \cdot q_i \qquad (9.1)$$

unde: M, numărul de forme modale (moduri de vibraţie).

Factorul de scală sau de amplitudine, q, sunt coordonatele modale.

Ecuaţia (9.1) este frecvent prezentată într-o formă matricială:

$$u = \varphi \cdot q \qquad (9.2)$$

unde: q este vectorul coordonatelor modale şi modurile ϕ_i se vor pune în coloanele matricii funcţiilor de formă ϕ.

După trunchierea modală, ϕ devine o matrice pătratică. Matricea modală ϕ este transformarea de la setul mic de coordonate modale q, la setul mai mare de coordonate fizice, u.

Se ridică întrebarea: Cum facem selecţia funcţiilor de formă, astfel încât cantitatea maximă de deformaţie care ne interesează, să poată fi calculată cu un număr minim de coordonate modale, adică optimizarea bazei modale.

9.1.2.Modul de sinteză al componentelor – Metoda Craig-Bampton

Metoda Craig-Bampton se bazează pe o schemă foarte simplă. Gradele de libertate ale sistemului sunt partiţionate în grade de libertate la limită, u_B, şi gradele de libertate interioare, u_I. Sunt definite două seturi de funcţii de formă după cum urmează:

Modurile de constrângere. Aceste moduri sunt formele statice obţinute dând fiecărui grad de libertate de graniţă o deplasare unitară, în timp ce celelalte grade de libertate sunt menţinute fixe. Baza modurilor constrânse, deschide complet toate posibilităţile de mişcare ale gradelor de libertate de graniţă, cu o corespondenţă de unu la unu între coordonatele modale ale modurilor constrânse, şi deplasările gradelor de libertate corespunzătoare $q_C = q_B$.

Fig. 9.1. Două moduri constrânse pentru partea din stânga a barei, care are puncte de prindere la cele două capete

Fig. 9.1. arată modul constrâns corespunzător translaţiei cu o unitate, în timp ce figura din dreapta corespunde rotaţiei cu o unitate.

Modurile normale pentru graniţe fixe. Aceste moduri sunt obţinute prin fixarea gradelor de libertate la limită şi calculând soluţia proprie. Sunt atâtea moduri normale pentru graniţe fixe. Aceste moduri definesc expansiunea modală a gradelor de libertate interioare. Calitatea acestei expansiuni modale este proporţională cu numărul de moduri reţinute.

Fig.9.2. Două moduri normale pentru graniţe fixe pentru o bară care are puncte de prindere la cele două capete

Relaţia dintre gradele de libertate fizice, modurile Craig-Bampton şi coordonatele lor modale sunt ilustrate de ecuaţiile următoare:

$$u = \begin{Bmatrix} u_B \\ u_I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \phi_{IC} & \phi_{IN} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_C \\ q_N \end{Bmatrix} \tag{9.3}$$

unde: u_B sunt gradele de libertate de graniţă;

u_I - sunt gradele de libertate interioare;

I, 0 sunt matricea unitate şi matricea zero;

ϕ_{IC} - sunt deplasările fizice;

ϕ_{IN} - sunt deplasările fizice ale gradelor de libertate interioare în modurile normale.

q_C - coordonatele modale ale modurilor constrânse;

q_N - coordonatele modale ale modurilor normale cu graniţe fixe.

Rigidităţile generalizate şi matricile de masă corespunzătoare bazei modale Craig-Bampton, sunt obţinute pe calea transformărilor modale.

Transformarea rigidităţilor este:

$$\hat{K} = \Phi^T K \Phi = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} K_{BB} & K_{BI} \\ K_{IB} & K_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{K}_{CC} & 0 \\ 0 & \hat{K}_{NN} \end{bmatrix} \tag{9.4}$$

În timp ce transformarea maselor este:

$$\hat{M} = \Phi^T M \Phi = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} K_{BB} & K_{BI} \\ K_{IB} & K_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{M}_{CC} & \hat{M}_{NC} \\ \hat{M}_{CN} & \hat{M}_{NN} \end{bmatrix} \tag{9.5}$$

unde indicii I, B, N şi C semnifică gradele de libertate interne, modurile normale ale gradelor de libertate la limită şi respectiv modurile constrânse. Simbolul $\hat{}$ pentru K înseamnă că acestea sunt rigidităţi şi mase generalizate.

Ecuaţiile (9.4) şi (9.5) au următoarele proprietăţi importante: $\hat{M}_{NN}$ şi $\hat{K}_{NN}$ sunt matrici diagonale pentru că ele sunt asociate cu vectori proprii. $\hat{K}$ este un bloc diagonal. Nu este nici o cuplare prin rigiditate între modurile constrânse şi modurile normale pentru graniţe fixe.

În schimb, $\hat{M}$ este un bloc diagonal, pentru că sunt cupluri de inerţie între modurile constrânse şi modurile normale cu graniţe fixe.

9.1.3.Modul normalizării formei [8]

Într-o primă etapă baza modală Craig-Bampton are câteva deficienţe care o fac inutilizabilă direct în simularea dinamică a unui sistem. Acestea sunt:

1. În modurile de constrângere Craig-Bampton sunt 6 grade de libertate ale corpului rigid, care trebuie eliminate înainte de analiza ADAMS, pentru că ADAMS furnizează propriile grade de libertate corpului rigid.
2. Modurile de constrângere Craig-Bampton sunt rezultatul unei condensări statice. În consecinţă aceste moduri nu ne spun despre conţinutul frecvenţei dinamice cu care ele trebuie să contribuie la corpul rigid. Este puţin probabilă simularea cu succes a unui sistem neliniar, cu o valoare a frecvenţei necunoscută.
3. Modurile de constrângere Craig-Bampton nu pot fi dezactivate pentru că ar fi echivalent cu aplicarea unei constrângeri pe sistem.

Modurile Craig-Bampton nu sunt un set ortogonal de moduri, aşa cum este evidenţiat de faptul că matricile de rigiditate şi masă generalizate $\hat{K}$ şi $\hat{M}$, întâlnite în ecuaţiile (9.4) şi (9.5) nu sunt diagonale.

Prin rezolvarea problemei valorilor proprii:

$$\hat{K}q = \lambda \hat{M}q \qquad (9.6)$$

obţinem vectorii proprii pe care îi aranjăm într-o matrice de transformare, care transformă baza modală Craig-Bampton, într-o bază modală ortogonală, cu coordonatele modale $q*$.

$$Nq* = q \qquad (9.7)$$

Efectul asupra relaţiei de suprapunere este:

$$u = \sum_{i=1}^{M} \Phi_i q_i = \sum_{i=1}^{M} \Phi_i Nq* = \sum_{i=1}^{M} \Phi_i^* q* \qquad (9.8)$$

unde Φ_i^* sunt funcţiile de formă Craig-Bampton ortogonalizate.

Funcţiile de formă ortogonalizate Craig-Bampton nu sunt vectori proprii ai sistemului original. Ei sunt vectori proprii ai reprezentării Craig-Bampton a sistemului şi au doar o frecvenţă naturală asociată cu ei. Este dificilă o descriere fizică a acestor funcţii de formă , dar în general se observă următoarele:

- Funcţiile de formă normale cu graniţe fixe sunt înlocuite cu o aproximaţie a vectorilor proprii a corpului neconstrâns. Aceasta este o aproximaţie pentru că, se bazează numai pe modurile Craig-Bampton. Despre aceste moduri, 6 moduri sunt uzual moduri ale corpului rigid.
- Funcţiile de formă constrânse sunt înlocuite cu un vector propriu de contur.

9.2. Flexibilitatea modală

Suprapunerea modală este valorificată în două domenii esenţiale:

• Cinematica flexibilă a marcherilor;

• Ecuaţiile de mişcare ale corpurilor flexibile.

9.2.1. Cinematica markerilor corpului flexibil

Cinematica marcherilor se referă la poziţia, orientarea, viteza şi acceleraţia marcherilor. ADAMS utilizează cinematica markerilor în trei domenii esenţiale:

• Poziţia markerilor şi orientarea trebuie cunoscute pentru a satisface constrângeri ca cele impuse în elementele JOINT şi JPRIM.

• Pentru a proiecta forţele punctiforme aplicate coordonatelor generalizate ale markerilor corpului flexibil.

• Măsurile markerilor (spre exemplu DX, WZ, PHI, $ACCX$ şi aşa mai departe), necesită informaţii despre poziţia, orientarea, viteza şi acceleraţia markerilor.

Poziţii

Poziţia instantanee a unui marker care este ataşat unui nod P, pe un corp flexibil, B, este suma a trei vectori (figura 9.3).

$$r_p = \vec{x} + \vec{s}_p + \vec{u}_p \tag{9.9}$$

unde: $\vec{x}$ este vectorul de poziţie de la originea sistemului de referinţă fix, la originea sistemului de referinţă local, B al corpului flexibil.

$\vec{s}_p$ - vectorul de poziţie al locaţiei nedeformate a punctului P, în raport cu sistemul de referinţă local ataşat corpului B;

$\vec{u}_p$ - este translaţia vectorului de deformaţie al punctului P, vectorul de poziţie de la locaţia punctului nedeformat la locaţia deformată;

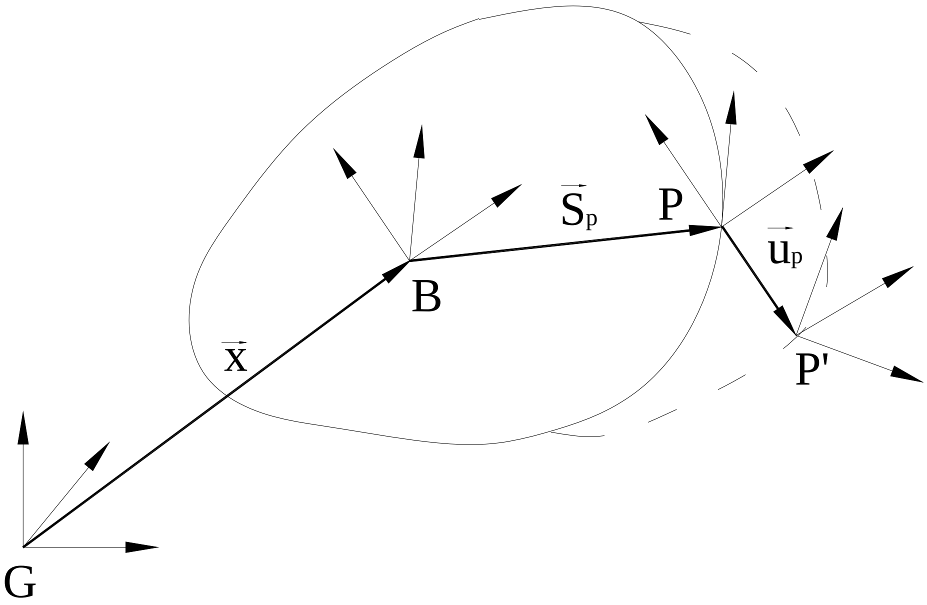


Fig. 9.3. Vectorul de poziţie al punctului de deformaţie P' al unui corp flexibil relativ la un sistem de referinţă ataşat corpului B şi bazei fixe G **[8]**

Dacă rescriem ecuaţia (9.9) într-o formă matricială, exprimată în raport cu sistemul de coordonate de bază:

$$r_p = x + {}^{G}A^{B}\left(s_p + u_p\right) \tag{9.10}$$

unde: x este vectorul de poziţie, de la originea sistemului fix, la originea sistemului de referinţă local ataşat corpului flexibil B, exprimat în sistemul de coordonate fix (de bază).

Elementele vectorului $\vec{x}$, x, y şi z, sunt coordonatele generalizate ale corpului flexibil.

s_p este vectorul de poziţie de la sistemul de referinţă local B la punctul P, exprimat în sistemul de coordonate local al corpului, care este constant.

${}^{G}A^{B}$ - este matricea de transformare de la sistemul de referinţă local din B la sistemul de bază. Această matrice este cunoscută ca fiind formata cu cosinuşii directori ai sistemului de referinţă local în raport cu cel fix.

Orientarea este calculată utilizând unghiurile lui Euler, Ψ, θ şi Φ.

Unghiurile lui Euler sunt coordonatele generalizate ale corpului flexibil.

u_p este vectorul deformaţiei de translaţie al punctului P, de asemenea exprimat în sistemul de coordonate local ataşat corpului. Vectorul deformaţie este o suprapunere a funcţiilor de formă:

$$u_p = \Phi_p q \tag{9.11}$$

unde: Φ_p, este porţiunea din matricea funcţiilor de formă care corespunde gradelor de libertate de translaţie ale nodului P.

Dimensiunea matricii Φ_p este $3xM$, unde M este numărul de funcţii de formă. Coordonatele funcţiilor de formă q_i, $(i = 1...M)$ sunt coordonatele generalizate ale corpului flexibil.

Deci coordonatele generalizate ale corpului flexibil sunt:

$$\xi = \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \\ \psi \\ \theta \\ \phi \\ q_i,\ (i=1...M) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x \\ \psi \\ q \end{Bmatrix} \tag{9.12}$$

Viteze

Pentru calcularea energiei cinetice, calculăm viteza de translaţie instantanee a punctului P în raport cu sistemul de referinţă global, care este obţinută prin diferenţierea relaţiei (9.10) în raport cu timpul.

$$v_p = \dot{x} + {}^{G}\dot{A}^{B}\left(s_p + u_p\right) + {}^{G}A^{B}\dot{u}_p \tag{9.13}$$

Utilizând relaţia:

$${}^{G}\dot{A}^{B}\, s = {}^{G}A^{B}\left({}^{G}\omega_B^B \text{ x } s\right) = {}^{G}A^{B}\,{}^{G}\tilde{\omega}_B^B s = -{}^{G}A^{B}\tilde{s}\,{}^{G}\tilde{\omega}_B^B \tag{9.14}$$

unde: $G\omega_B^B$ - este viteza unghiulară a corpului, relativă faţă de sistemul fix (exprimată în coordonatele corpului).

Putem scrie:

$$v_p = \dot{x} - {}^G A^B \left(s_p + u\right) B \dot{\psi} + {}^G A^B \Phi_p \dot{q} \tag{9.15}$$

Introducem relaţia:

$$G\omega_B^B = B\dot{\psi} \tag{9.16}$$

care relaţionează viteza unghiulară la derivata în raport cu timpul a stării de orientare.

Orientare

Pentru a satisface constrângerile unghiulare, se evaluează instantaneu orientarea markerilor unui corp flexibil, pe măsură ce corpul se deformează. Pe măsură ce corpul se deformează, markerul se roteşte prin unghiuri relative mici, faţă de cadrul de referinţă. La fel ca deformaţiile de translaţie, aceste unghiuri sunt obţinute folosind o suprapunere modală, similar cu (9.11).

$$\theta_p = \Phi_p^* q \tag{9.17}$$

unde: Φ_p^* este partea din matricea funcţiilor de formă care corespunde gradelor de libertate de rotaţie ale nodului P. Dimensiunea matricii Φ_p^* este $3\mathrm{x}M$, unde M este numărul funcţiilor de formă.

Orientarea markerului J în raport cu baza este reprezentată de matricea de transformare Euler, ${}^G A^J$. Această matrice este produsul celor trei matrice de transformare:

$${}^G A^J = {}^G A^B \, {}^B A^P \, {}^P A^J \tag{9.18}$$

unde: ${}^G A^B$ - este matricea de transformare a coordonatelor de la sistemul de referinţă local ataşat corpului, în B, la cel de bază sau global;

${}^B A^P$ - este matricea de transformare, în timpul schimbării orientării datorită deformării nodului P;

${}^P A^J$ - este matricea de transformare constantă, care a fost definită de utilizator, când a fost plasat markerul pe corpul flexibil.

Matricea ${}^B A^P$ este importantă. Cosinuşii directori pentru un vector cu unghiuri mici, θ_p sunt:

$${}^B A^P = \begin{bmatrix} 1 & -\theta_{pz} & \theta_{py} \\ \theta_{pz} & 1 & -\theta_{pz} \\ -\theta_{py} & \theta_{pz} & 1 \end{bmatrix} = I + \tilde{\theta}_p \tag{9.19}$$

unde $\sim$ denotă operatorul antisimetric.

$$a\mathrm{x}b = \begin{bmatrix} 0 & -a_z & a_y \\ a_z & 0 & -a_x \\ -a_y & a_x & 0 \end{bmatrix} b = \tilde{a}b = -b\tilde{a} \tag{9.20}$$

Vitezele unghiulare

Viteza unghiulară a unui marker, J, al unui corp flexibil, este suma vitezelor unghiulare ale corpului şi a vitezelor unghiulare din timpul deformării.

$$ {}^{G}\omega_{B}^{J} = {}^{G}\omega_{B}^{P} = {}^{G}\omega_{B}^{B} + {}^{B}\omega_{B}^{P} = {}^{G}\omega_{B}^{B} + \Phi_{P}^{*}\dot{q} \qquad (9.21)$$

9.2.2.Aplicarea încărcărilor [8]

Se face deosebire între încărcările punctiforme şi încărcările distribuite.

Forţe punctiforme şi momente

O forţă punctiformă $\vec{F}$ şi un moment punctiform $\vec{T}$ care sunt aplicate unui marcher pe un corp flexibil, trebuie să fie proiectate pe coordonatele generalizate ale sistemului.

Forţa şi momentul sunt scrise în formă matricială şi exprimate în sistemul de coordonate al marcherului K.

$$F_K = \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \end{bmatrix} \qquad T_K = \begin{bmatrix} t_x \\ t_y \\ t_z \end{bmatrix} \qquad (9.22)$$

Forţele de translaţie generalizate. Cum ecuaţiile care guvernează mişcarea sunt scrise în sistemul de referinţă global, forţele generalizate pe coordonatele de translaţie, sunt obţinute prin transformarea lui F_K la coordonatele globale.

$$Q_T = {}^{G}A^{K} F_K \qquad (9.23)$$

unde : ${}^{G}A^{K}$ este dat de ecuaţia (9.18). Forţele generalizate de translaţie sunt independente din punctul de vedere al aplicării forţei.

Un moment aplicat nu contribuie la Q_T.

Momentele generalizate. Momentul de torsiune total al unui corp flexibil datorită lui $\vec{F}$ şi $\vec{T}$ este: $\vec{T}_{tot} = \vec{T} + \vec{P} \text{x} \vec{F}$ unde $\vec{P}$ este vectorul de poziţie, de la originea sistemului de referinţă local ataşat corpului, la punctul de aplicaţie al forţei. Momentul de torsiune total, poate fi scris sub formă matricială, în raport cu sistemul de coordonate de bază, astfel:

$$T_{tot} = {}^{G}A^{K} T_K + p \text{x} {}^{G}A^{K} F_K \qquad (9.24)$$

unde p este exprimat în sistemul de coordonate de bază.

Utilizând notaţia ~ din relaţia (9.20), aceasta poate fi scrisă ca:

$$T_{tot} = {}^{G}A^{K} T_K + \tilde{p}\, {}^{G}A^{K} F_K \qquad (9.25)$$

Transformarea momentului din coordonatele fizice la coordonatele generalizate, cu unghiurile Euler ale corpului, este furnizat de matricea B din (9.16).

$$Q_R = \left[{}^{G}A^{B}\right]^{T} T_{tot} = \left[{}^{G}A^{B}\right] T \left[{}^{G}A^{K} T_K + \tilde{p}\, {}^{G}A^{K} F_K\right] \qquad (9.26)$$

Forţele modale generalizate. Forţele modale generalizate pe un corp, datorită aplicării forţelor concentrate sau momentelor concentrate în P sunt obţinute prin proiectarea încărcărilor pe funcţiile de formă:

Cum forţele F_K şi momentele T_K aplicate sunt date în raport cu markerul K, ele trebuie mai întâi scrise în raport cu sistemul de referinţă ataşat corpului flexibil.

$$F_I = {}^G A^{B\,T}\, {}^G A^K F_K \tag{9.27}$$

$$T_I = {}^G A^{B\,T}\, {}^G A^K T_K \tag{9.28}$$

şi apoi proiectate pe funcţiile de formă. Forţa este proiectată pe funcţiile de formă ce descriu translaţia, şi momentul este proiectat pe funcţiile de formă ce descriu rotaţia:

$$Q_F = \Phi_p^T F_I + \Phi_p^{*\,T} T_I \tag{9.29}$$

unde Φ_p şi Φ_p^* sunt părţile din matricea funcţiilor de formă corespunzătoare gradelor de libertate de translaţie şi unghiulare ale punctului P.

Se observă că matricea funcţiilor de formă Φ este definită numai în noduri, forţele punctiforme şi momentele punctiforme pot fi aplicate numai pe noduri.

Încărcările distribuite. Încărcările distribuite pot fi generate în ADAMS ca un tablou de încărcări punctiforme, dar aceasta nu reprezintă o soluţie eficientă. Ca o alternativă, încărcările distribuite pot fi create în ADAMS, utilizând elementele MFORCE. Comanda MFORCE permite aplicarea oricărui vector încărcare distribuită.

Mai întâi se examinează coordonatelor fizice din ecuaţia de mişcare :

$$M\ddot{x} + Kx = F \tag{9.30}$$

unde M şi K sunt matricile maselor şi rigidităţilor, pentru componenta flexibilă, x şi F sunt, vectorul forţelor nodale, respectiv vectorul încărcărilor.

Ecuaţia (9.30) este transformată în coordonatele funcţiilor de formă q, utilizând matricea funcţiilor de formă Φ.

$$\Phi^T M \Phi \ddot{q} + \Phi^T K \Phi q = \Phi^T F \tag{9.31}$$

Această formă modală a ecuaţiei se simplifică la:

$$\hat{M}\ddot{q} + \hat{K}q = f \tag{9.32}$$

unde: $\hat{M}$ şi $\hat{K}$ sunt matricile masei şi rigidităţii generalizate, şi f este vectorul încărcărilor nodale.

Forţele aplicate, este posibil să aibă o rezultantă globală şi un moment rezultant. Acestea apar ca încărcări ale unui corp rigid, şi sunt tratate în ADAMS ca forţe punctiforme şi momente în sistemul de referinţă local.

Proiectarea vectorului forţelor nodale pe coordonatele funcţiilor de formă:

$$f = \Phi^T F \tag{9.33}$$

este o operaţie costisitoare computaţional, care ridică probleme când F este o funcţie arbitrară de timp. ADAMS rezolvă această problemă, introducând dependenţa simplificatoare, aceea că dependenţa spaţială şi cea de timp pot fi separate, încărcările pot fi vizualizate ca o combinaţie liniar variabilă a unui număr arbitrar de cazuri de încărcare statică.

$$F(t)=s_1(t)F_1+...+s_n(t)F_n \tag{9.34}$$

Forma funcţiilor de formă ale încărcării:

$$f(t)=s_1(t)f_1+...+s_n(t)f_n \tag{9.35}$$

unde vectorii f_1 la f_n sunt n cazuri diferite de vectori de încărcare. Fiecare caz de vector de încărcare conţine o intrare pentru fiecare funcţie de formă.

O definiţie mult mai generoasă a lui f permite lui f să aibă o dependenţă explicită a răspunsului de sistem, pe care o vom nota ca $f(q,t)$, unde q reprezintă acum toate stările sistemului, nu numai acelea ale corpului flexibil.

Ecuaţia pentru forţa modală poate fi scrisă ca:

$$f(q,t)=s_1(q,t)t_1+...+s_n(q,t)t_n \tag{9.36}$$

Forţele reziduale şi vectorii reziduali. S-a făcut presupunerea că proiecţia modală a forţelor aplicate:

$$f=\Phi^T F \tag{9.37}$$

este exhaustivă. În unele cazuri, o anumită cantitate de forţe rămâne neproiectată. Ne referim la aceste forţe ca la forţele reziduale. Cineva poate gândi despre aceasta că este încărcarea care a fost proiectată pe funcţiile de formă de ordin superior, neglijate. Valoarea forţelor reziduale poate fi evaluată ca:

$$\Delta F=F-\left[\Phi^T\right]^{-1}f \tag{9.38}$$

Cu forţa reziduală se asociază vectorul rezidual, care poate fi gândit ca o formă deformată a corpului flexibil, când îi este aplicată forţa reziduală. Vectorul rezidual poate fi tratat ca o funcţie de formă şi adăugat formei modale Craig-Bampton. Această bază calculează complet încărcările aplicate. Fără această îmbunătăţire forţele reziduale sunt pierdute ireparabil.

Sunt două cazuri de încărcare unde forţele de încărcare nu sunt o problemă:

• Forţele punctiforme sau momentele pe nodurile limită Craig-Bampton. Natura bazei modale Craig-Bampton este aceea că încărcările punctiforme pe nodurile de graniţă se proiectează perfect pe nodurile corespondente constrânse.

• Încărcări uniform distribuite. Încărcările uniform distribuite se proiectează perfect pe gradele de libertate ale corpului rigid. Este un caz general de trunchiere a forţelor care trebuie menţionat. Acest caz este cel mai bine ilustrat prin considerarea unui nod al unui element, cu o rigiditate incompletă, aşa cu se întâlneşte la elementele de tip solid sau la elementele de tip shell. Aplicarea unei încărcări pe acest nod duce la o singularitate în analiza FEM. Când sunt generate modurile Craig-Bampton pentru acest model, ele vor împărţi un atribut comun – intrările funcţiilor de formă pentru acest grad de libertate sunt zero, la toate funcţiile. În consecinţă, orice încercare în ADAMS de a aplica o încărcare pe acest grad de libertate va eşua, pentru că încărcarea nu se proiectează pe nici una dintre funcţiile de formă şi structura va apărea infinit rigidă. Se recomandă să nu se aplice nici o încărcare în ADAMS care nu a putut fi aplicată în soft-urile FEM.

9.2.3.Ecuaţiile de mişcare ale corpului deformabil [8]

Ecuaţiile care guvernează un corp flexibil sunt derivate din ecuaţiile lui Lagrange:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\xi}}\right)-\frac{\partial L}{\partial \xi}+\frac{\partial F}{\partial \dot{\xi}}+\left[\frac{\partial \Psi}{\partial \xi}\right]^{T}\lambda - Q = 0 \qquad (9.39)$$
$$\Psi = 0$$

unde: L este lagrangeianul, definit: $L = T - V$, T şi V reprezintă energia cinetică, respectiv potenţială;

F este funcţia de disipare a energiei definită mai jos;

Ψ sunt ecuaţiile de constrângere;

λ sunt multiplicatorii lui Lagrange pentru constrângeri;

ξ sunt coordonatele generalizate definite în relaţiile (9.12);

Q sunt forţele generalizate aplicate (forţele aplicate proiectate pe ξ).

Viteza din relaţia (4.15) poate fi exprimată în termenii derivatei în raport cu timpul, ai vectorului de stare ξ.

$$v_p = \left[I - {}^{G}A^{B}\left(s_p + u\right)B\,{}^{G}A^{B}\Phi_p\right]\dot{\xi} \qquad (9.40)$$

Energia cinetică pentru un corp flexibil este dată de:

$$T = \frac{1}{2}\int_V \rho v^T v dV \approx \frac{1}{2}\sum_p m_p v_p^T v_p + {}^{G}\omega_P^{B^T} I_p\, {}^{G}\omega_P^{B} \qquad (9.41)$$

unde: m_p şi I_P sunt masele nodale şi tensorul de inerţie nodal al nodului P.

I_P este uneori o cantitate neglijabilă, exemplu: barele, grinzile, carcasele sunt folosite în modelul cu componente flexibile.

Înlocuind prin v şi ω, şi simplificând, obţinem energia cinetică în coordonatele generalizate şi matricea maselor generalizate.

$$T = \frac{1}{2}\dot{\xi}^T M(\xi)\dot{\xi} \qquad (9.42)$$

Pentru claritatea prezentării se partiţionează matricea maselor $M(\xi)$, în matrici bloc 3x3.

$$M(\xi) = \begin{bmatrix} M_{tt} & M_{tr} & M_{tm} \\ M_{tr}^T & M_{rr} & M_{rm} \\ M_{tm}^T & M_{rm}^T & M_{mm} \end{bmatrix} \qquad (9.43)$$

unde indicii t, r şi m semnifică translaţia, rotaţia şi respectiv gradele de libertate modale.

Expresia pentru matricea maselor $M(\xi)$ se simplifică la o expresie în 9 invarianţi de inerţie:

$$M_{tt} = L^{-1}I\,; \quad M_{tr} = -A\left[L^2 + L_j^3 q_j\right]B$$
$$M_{tm} = AL^3; \quad M_{rr} = B^T\left[L^7 - \left[L_j^8 + L_j^{8T}\right]q_j - T_{ij}^9 q_i q_j\right]B$$

$M_{rm} = B^T \left[L^4 + L_j^5 q_j\right]; M_{mm} = L_6$

Este evidentă dependenţa explicită a matricei maselor de coordonatele modale. Dependenţa în coordonatele de orientare ale sistemului, se datorează matricilor de transformare A şi B.

Invarianţii de inerţie sunt calculaţi din cele N noduri ale modelului cu elemente finite, pe baza informaţiei despre fiecare nod m_p, locaţia sa nedeformată s_p, şi participarea sa la componentele funcţiilor de formă Φ_p. Forma discretă a componenţilor de inerţie este furnizată în tabelul 9.1.

Tabelul 9.1

$L^1 = \sum_{p=1}^{N} m_p$		$(scalar)$
$L^2 = \sum_{p=1}^{N} m_p s_p$		$3\,X\,1$
$L_j^3 = \sum_{p=1}^{N} m_p \Phi_p$	$j = 1,...,M$	$3\,X\,M$
$L^4 = \sum_{p=1}^{N} m_p \tilde{s}_p \Phi_p + I_p \Phi'_p$		$3\,X\,M$
$L_j^5 = \sum_{p=1}^{N} m_p \tilde{\Phi}_{pj} \Phi_p$	$j = 1,...,M$	$3\,X\,M$
$L^6 = \sum_{p=1}^{N} m_p \Phi_p^T \Phi_p + \Phi_p'^T I_p \Phi'_p$		$(M\ X\ M)$
$L^7 = \sum_{p=1}^{N} m_p \tilde{s}_p^T \tilde{s}_p + I_p$		$(3X3)$
$L_j^8 = \sum_{p=1}^{N} m_p \tilde{s}_p \tilde{\Phi}_{pj}$	$j = 1,...,M$	$(3X3)$
$L_{jk}^9 = \sum_{p=1}^{N} m_p \tilde{\Phi}_{pj} \tilde{\Phi}_{pk}$	$j,k = 1,...,M$	$(3X3)$

Energia potenţială şi matricea de rigiditate. Frecvent energia potenţială constă din componentele gravitaţiei şi elasticităţii, în forma pătratică:

$$V = V_g(\xi) + \frac{1}{2}\xi^T K \xi \tag{9.44}$$

În termenii energiei elastice, K este matricea de rigiditate generalizată, care este în general constantă. Numai coordonatele modale, q, contribuie la energia elastică. De aceea forma lui K este:

$$K = \begin{bmatrix} K_{tt} & K_{tr} & K_{tm} \\ K_{tr}^T & K_{rr} & K_{rm} \\ K_{tm}^T & K_{rm}^T & K_{mm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{mm} \end{bmatrix} \tag{9.45}$$

unde: K_{mm} este matricea de rigiditate generalizată a componentei structurale, în raport cu coordonatele funcţiilor de formă q. Nu este matricea de rigiditate modală a elementului.

V_g este energia potenţială de gravitaţie:

$$V_g = \int_V \rho \cdot \vec{r}_p \cdot \vec{g} dV = \int_V \rho [\mathrm{x} + A(s_p + \Phi(P)q)]^T g dV \tag{9.46}$$

unde g este vectorul acceleraţiei gravitaţionale.

Forţa de gravitaţie rezultantă, f_g este:

$$f_g = \frac{\partial V_g}{\partial \xi} = \left[\left[\int_V \rho dV\right] g \left[\int_V \rho (S_p + \Phi(P)q)^T dV\right] \frac{\partial A^T}{\partial \psi} \mathrm{g} \left[\int_V \rho \Phi^T(P) dV\right] A^T g \right] \tag{4.47}$$

Matricea de disipaţie şi de amortizare. Forţele de amortizare depind de vitezele modale generalizate şi se presupun că sunt derivabile din forma pătratică:

$$F = \frac{1}{2} \dot{q}^T D \dot{q} \tag{9.48}$$

care este cunoscută ca funcţia de disipaţie Rayleigh. Matricea D conţine coeficienţii de amortizare, d_{ij}, şi în general este constantă şi simetrică.

În cazul funcţiilor de formă ortogonale, matricea de amortizare poate fi definită efectiv, utilizând o matrice diagonală a coeficienţilor de amortizare, c_i.

Aceşti coeficienţi de amortizare pot fi diferiţi pentru fiecare formă ortogonală şi pot fi definiţi în mod convenabil ca un raport al amortizării critice pentru funcţiile de formă: c_i^{cr}. Coeficientul de amortizare critică este definit ca un nivel al amortizării care elimină răspunsurile armonice, cum se vede în derivarea următoare. Considerăm oscilatorul armonic simplu, definit de modul necuplat i:

$$m_i \ddot{q}_i + c_i \dot{q}_i + k_i q_i = 0 \tag{9.49}$$

unde m_i, k_i şi c_i reprezintă masa generalizată, rigiditatea generalizată, amortizarea corespunzătoare modului i.

Presupunând că soluţia $q_i = e^{\lambda t}$, duce la soluţia caracteristică:

$$m_i \lambda^2 + c_i \lambda + k_i = 0 \tag{9.50}$$

care are soluţia:

$$\lambda = \frac{-c_i \pm j\sqrt{4m_i k_i - c_i^2}}{2m_i} \tag{9.51}$$

Amortizarea critică a modului i, este aceea care elimină partea imaginară a lui λ.

$$c_i^{cr} = 2\sqrt{k_i m_i} \tag{9.52}$$

Definind c_i, coeficientul de amortizare critică, introducem factorul de amortizare, η_i.

$$c_i = \eta_i c_i^{cr} \tag{9.53}$$

Constrângeri. Constrângerile de poziţie şi orientare pentru markerii corpurilor flexibile, sunt satisfăcute utilizând proprietăţile de cinematică ale markerilor prezentate în secţiunea 4.2.1.

Formele finale ale ecuaţiilor diferenţiale de mişcare:

$$M\ddot{\xi}+\dot{M}\dot{\xi}-\frac{1}{2}\left[\frac{\partial M}{\partial \xi}\dot{\xi}\right]^T\dot{\xi}+K\xi+D\dot{\xi}+\left[\frac{\partial \psi}{\partial \xi}\right]^T\lambda=Q \qquad (9.54)$$

unde: ξ, $\dot{\xi}$, $\ddot{\xi}$ sunt coordonatele generalizate ale corpului flexibil şi derivatele lor în raport cu timpul;

M matricea maselor corpului flexibil;

$\dot{M}$ - derivata în raport cu timpul a matricei maselor corpului flexibil;

$\frac{\partial M}{\partial \xi}$ - derivata parţială a matricei maselor în raport cu coordonatele generalizate ale corpului flexibil; este un tensor $(M+6)\mathrm{x}(M+6)\mathrm{x}(M+6)$, unde M este numărul de moduri;

K matricea de rigiditate generalizată;

f_g - forţa de gravitaţie generalizată;

D - matricea de amortizare;

ψ - ecuaţiile de constrângere algebrică;

λ - multiplicatorii lui Lagrange pentru constrângeri;

Q - forţele generalizate aplicate.

9.3. Prezentarea rezultatelor analizei modal-dinamice şi concluzii

În capitolul precedent, unde am studiat parametrii cinematici şi dinamici ai transmisiei mecanice, elementele componente ale sistemului au fost considerate ca solide rigide. În realitate în timpul funcţionării ansamblului reductor, arborii capătă deformaţii flexionale şi torsionale, datorită elasticităţii materialului. Deoarece forţele care încarcă arborii variază după un ciclu alternant simetric, iar momentul după un ciclu pulsator, variaţia acestor încărcări produce o solicitare variabilă, adică oboseala materialului. Suprapunerea spectrului frecvenţelor forţelor perturbatoare cu spectrul frecvenţelor naturale poate conduce la rezonanţă, de aceea în acest capitol am considerat necesar, studiul sistemului, considerând deformabilitatea elementelor, în special a arborilor. Rezonanţa se caracterizează prin amplitudini mari ale mişcării în anumite puncte sau zone ale transmisiei, însoţite de tensiuni mari sau deplasări relative considerabile, care pot duce la ruperi prin oboseală, funcţionare necorespunzătoare, uzură sau zgomote accentuate.

Pentru a considera deformabilitatea arborilor am realizat o analiză modal-dinamică, unde am parcurs paşii descrişi în continuare.

Arborele a fost discretizat în elemente finite de tip tetraedral, au fost definite nodurile master şi slave în funcţie de legăturile corpului în sistem, apoi s-a realizat rularea simulării dinamice, considerând flexibilitatea arborelor.

Prin postprocesarea rezultatelor, în continuare vom prezenta deformaţiile, vitezele şi acceleraţiile de deformaţie ale marker-ului corespunzător centrului de masă al arborelor, I, II şi III.

Deformaţiile centrului de masă al arborelui II

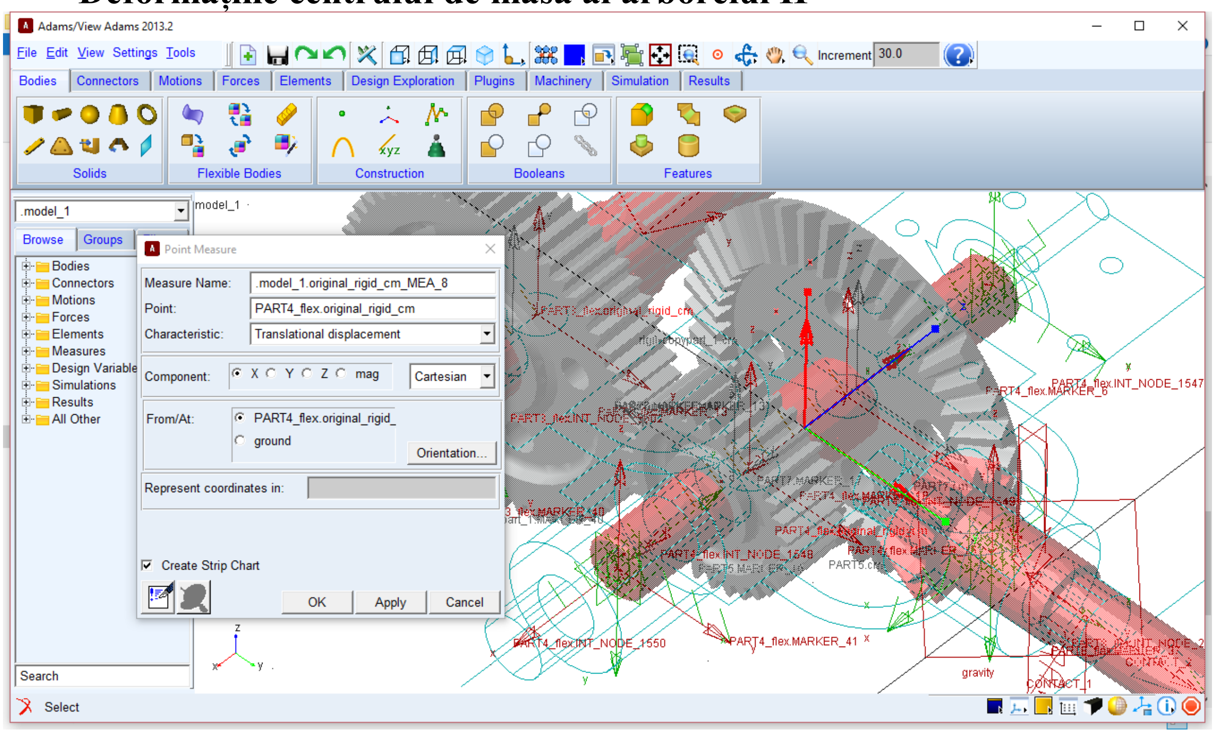


Fig. 9.4. Marker-ul ataşat centrului de masă al arborelui

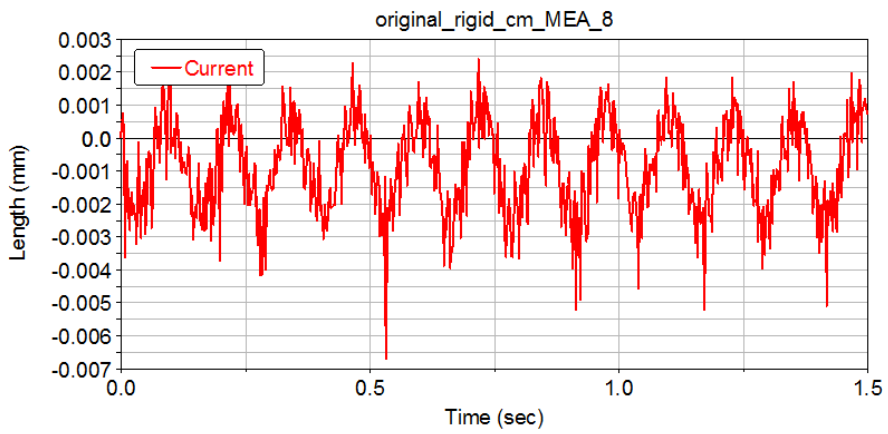


Fig.9.5. Deplasarea centrului de masă al arborelui, după axa x

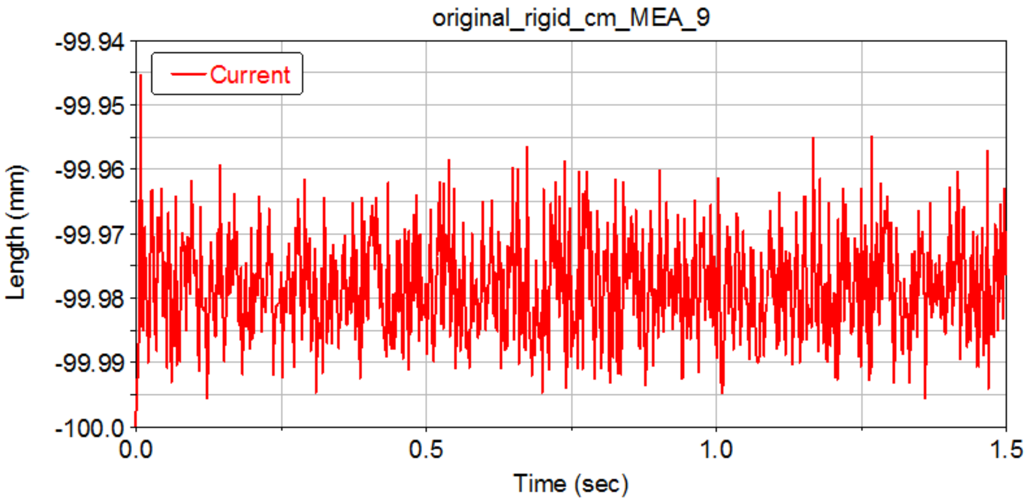


Fig.9.6. Deplasarea centrului de masă al arborelui, după axa y

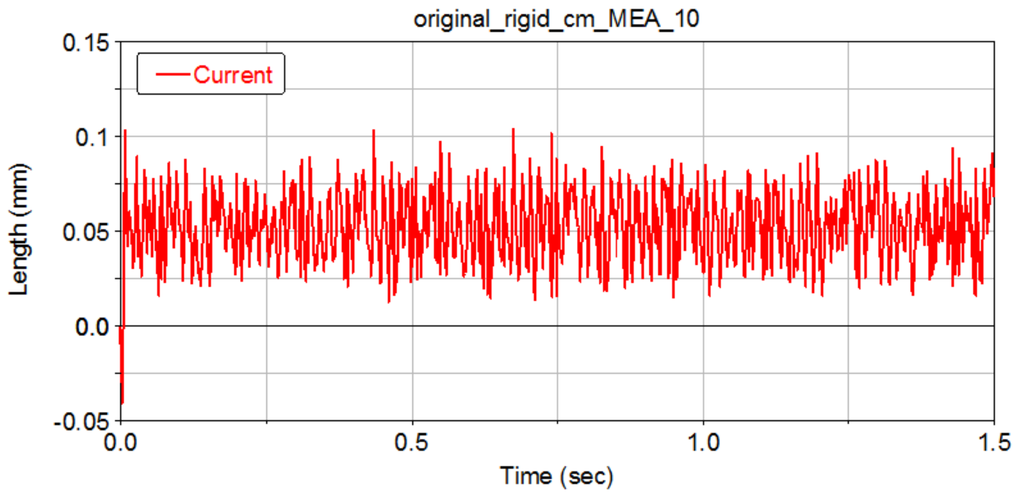


Fig.9.7. Deplasarea centrului de masă al arborelui, după axa z

Deformația de translație a marker-ului atașat centrelor de masă al arborelui II, este prezentată în continuare.

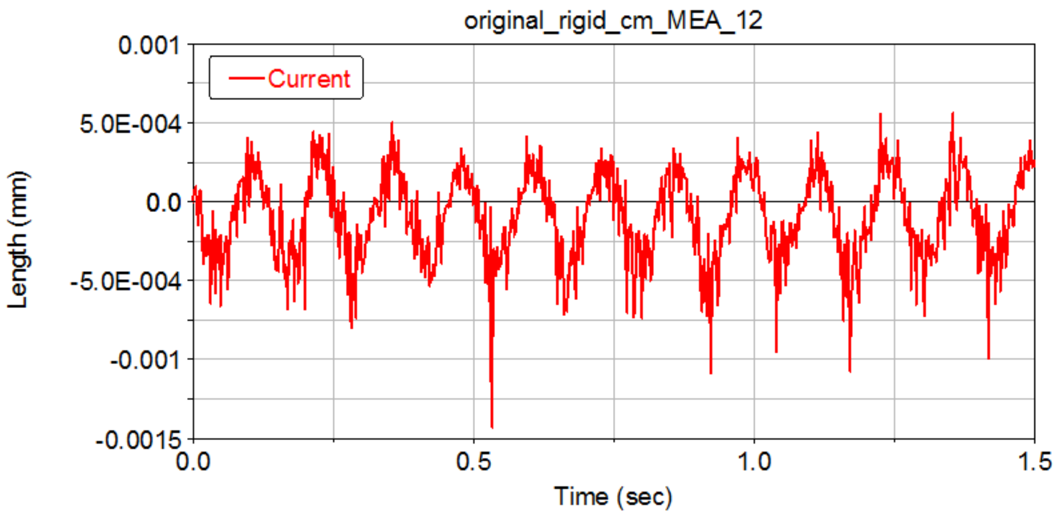


Fig.9.8. Deformația centrului de masă al arborelui, după axa x

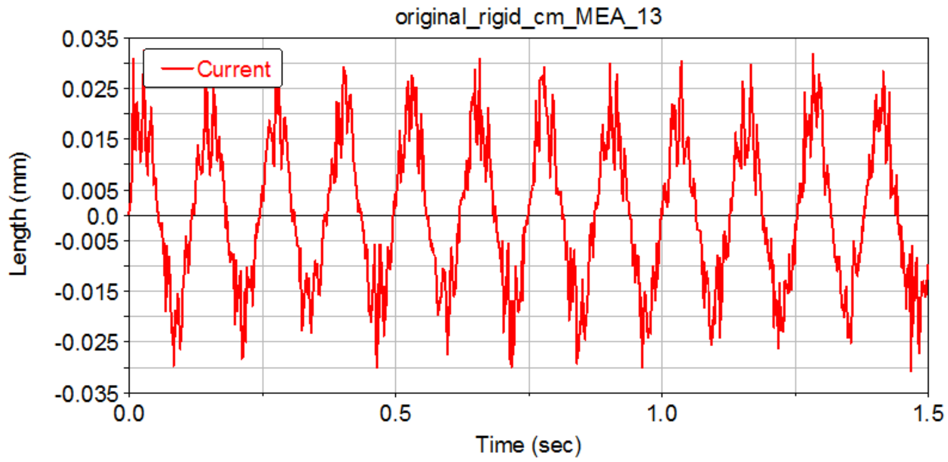


Fig.9.9. Deformația centrului de masă al arborelui, după axa y

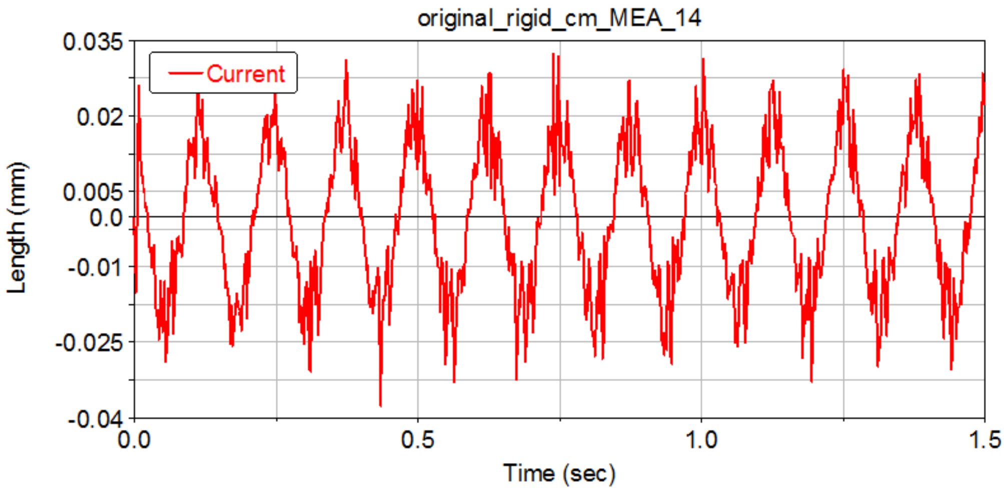


Fig.9.10. Deformația centrului de masă al arborelui, după axa z.

Vitezele de deformație ale centrului de masă al arborelui II, sunt prezentate în continuare.

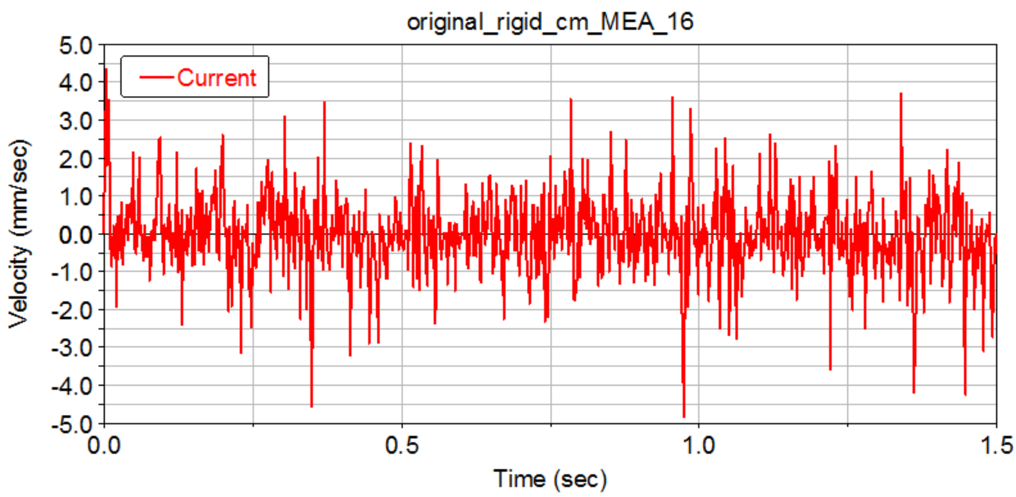


Fig.9.11. Viteza de deformație a centrului de masă al arborelui II, după axa x.

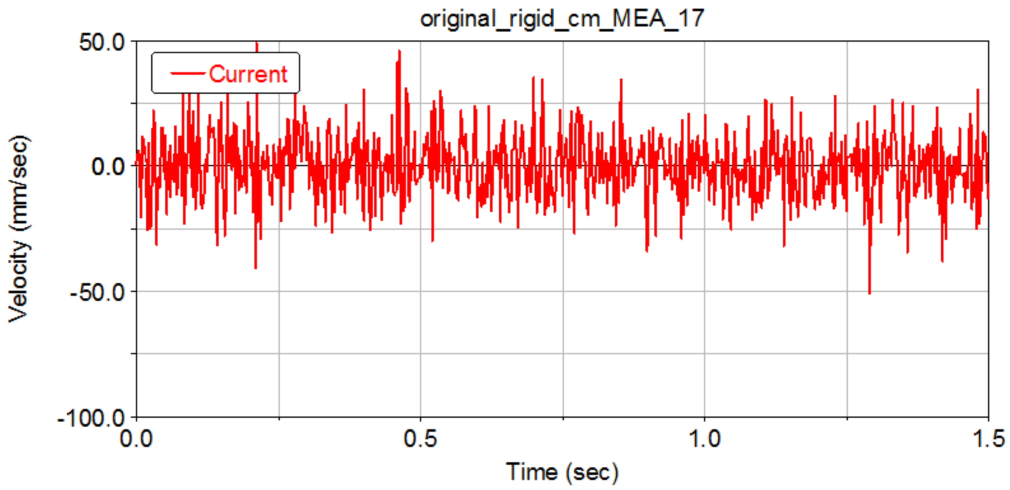


Fig.9.12. Viteza de deformație a centrului de masă al arborelui II, după axa y.

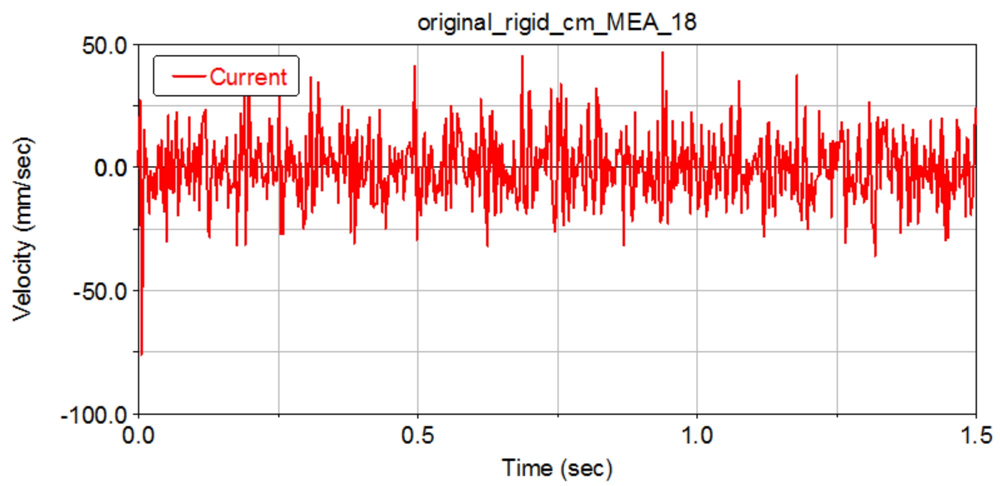


Fig.9.13. Viteza de deformație a centrului de masă al arborelui II, după axa z.

Accelerațiile de deformație ale centrului de masă al arborelui II, sunt prezentate în continuare.

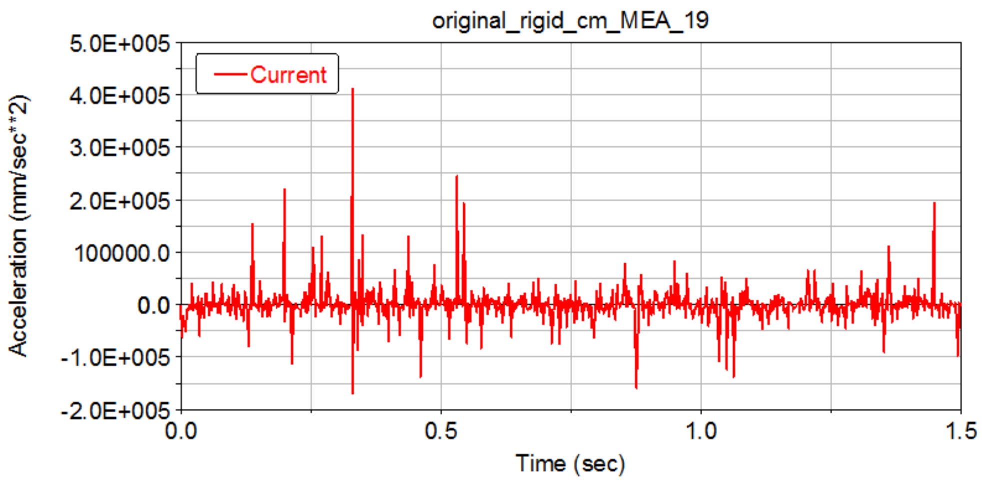


Fig.9.14. Accelerația de deformație a centrului de masă al arborelui II, după axa x.

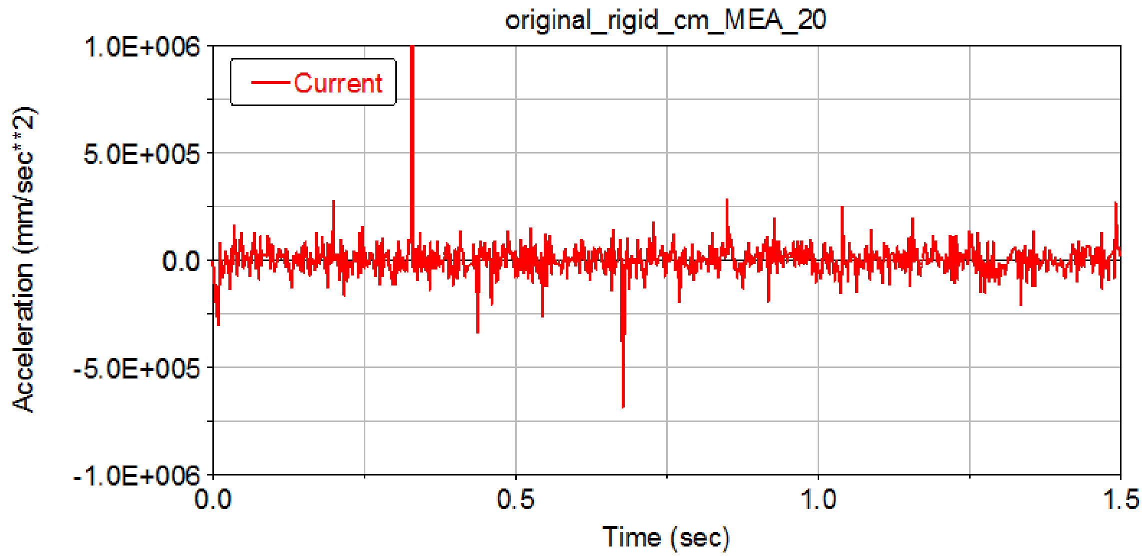


Fig.9.15. Accelerația de deformație a centrului de masă al arborelui II, după axa y.

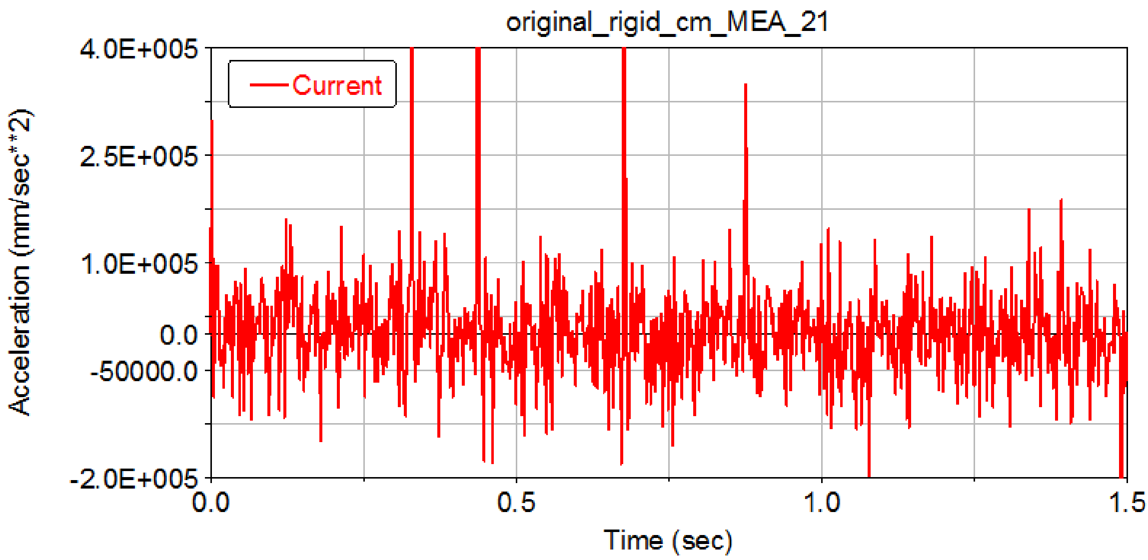


Fig.9.16. Accelerația de deformație a centrului de masă al arborelui II, după axa z.

Din interpretarea graficelor de variaţie ale deformaţiilor, se observă ca arborele prezintă deformaţii încovoietoare a căror valoare maximă este de 0,03 mm. Deformaţia încovoietoare se încadrează în limite admisibile, săgeata admisibilă pentu arbori care susţin roţi dinţate fiind dată de relaţia: $f_{\max} \le f_{adm} = (0,01...0,03)m$, m fiind modulul roţilor din angrenaj. În cazul nostru, modulul fiind 2,25 mm, săgeata admisibilă este între limitele: 0,0225...0,0675, deci săgeata maximă de 0,03 mm nu este mai mare decât cea admisibilă.

Deformațiile centrului de masă al arborelui III

Poziționarea marker-ului atașat centrului de masă al arborelui 1, este prezentată în fig. 4.17.

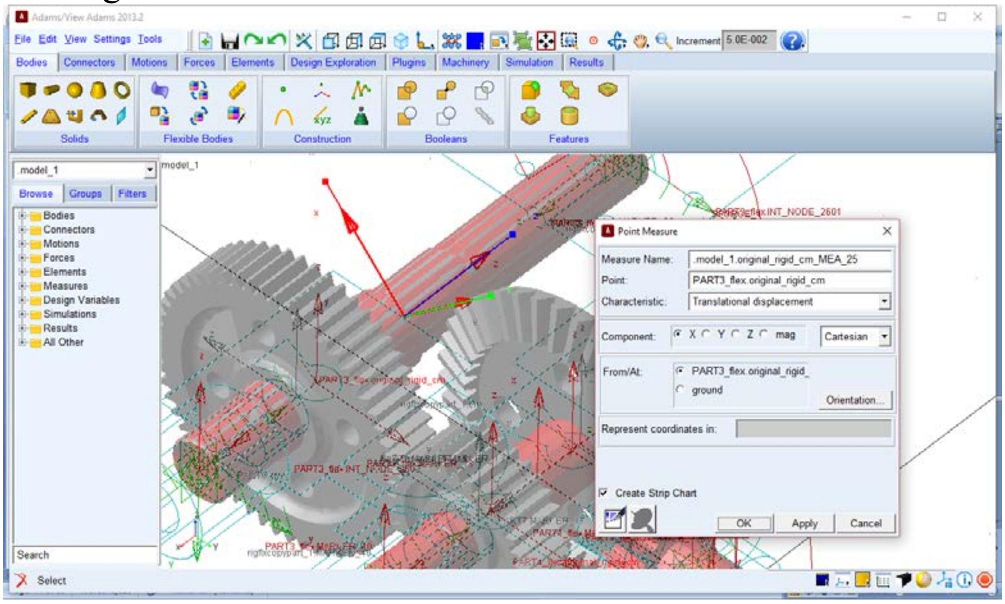


Fig.9.17. Poziționarea marker-ului atașat centrului de masă al arborelui III

Deplasările centrului de masă al arborelui III, după cele 3 axe, sunt prezentate în continuare.

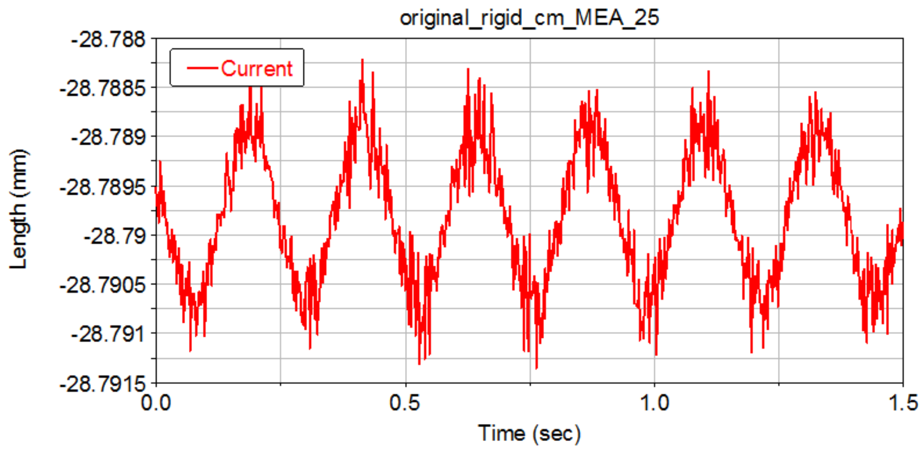


Fig.9.18. Deplasarea centrului de masă al arborelui III, după axa x.

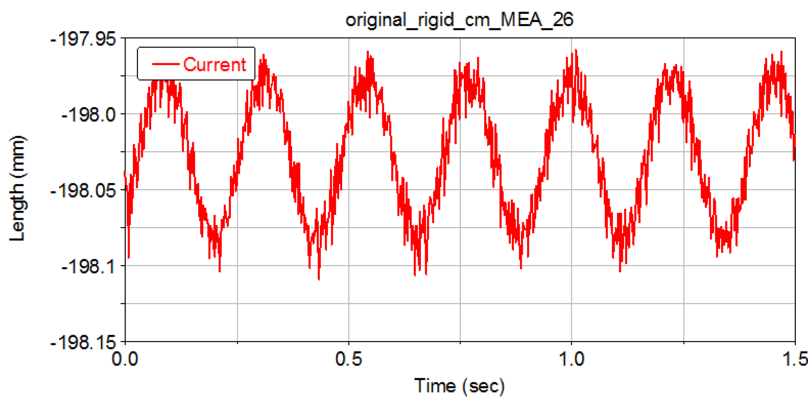


Fig.9.19. Deplasarea centrului de masă al arborelui III, după axa y.

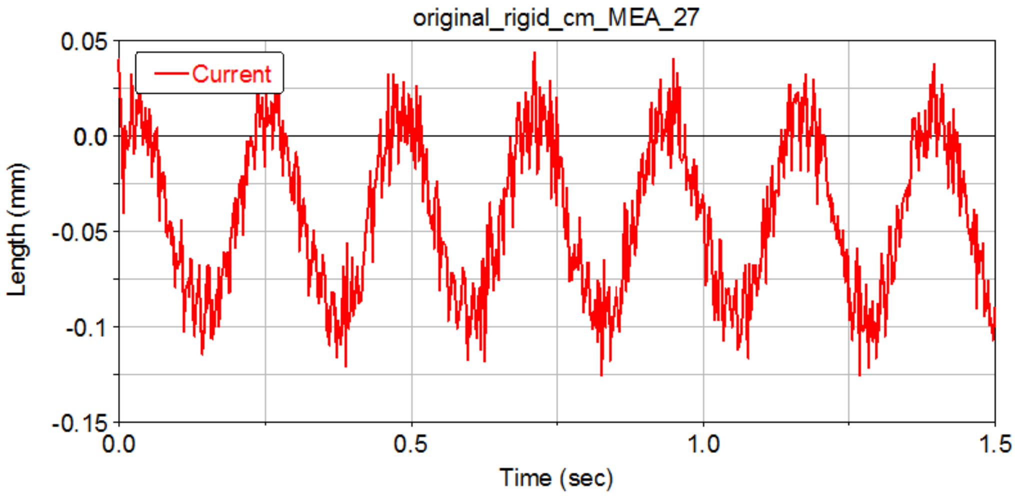


Fig.9.20. Deplasarea centrului de masă al arborelui III, după axa z.

Deformațiile de translațiile ale marker-ului atașat centrului de masă al arborelui III, sunt prezentate în continuare.

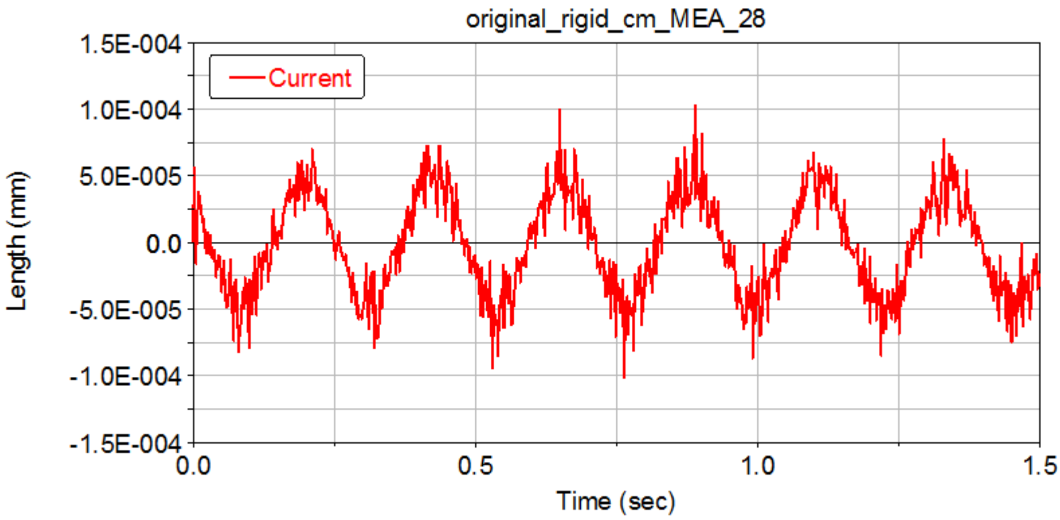


Fig.9.21. Deformația centrului de masă al arborelui III, după axa x.

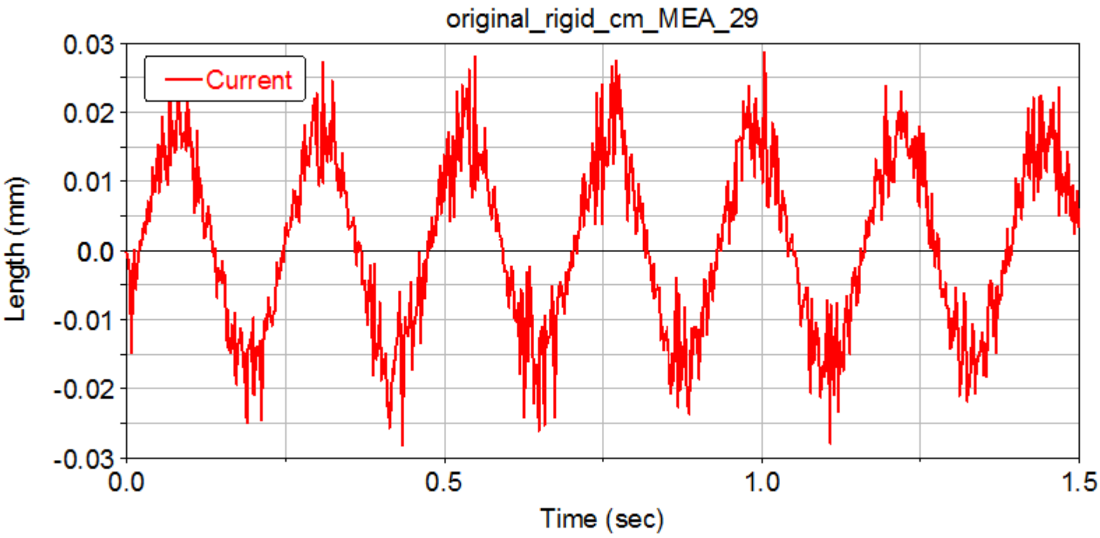


Fig.9.22. Deformația centrului de masă al arborelui III, după axa y.

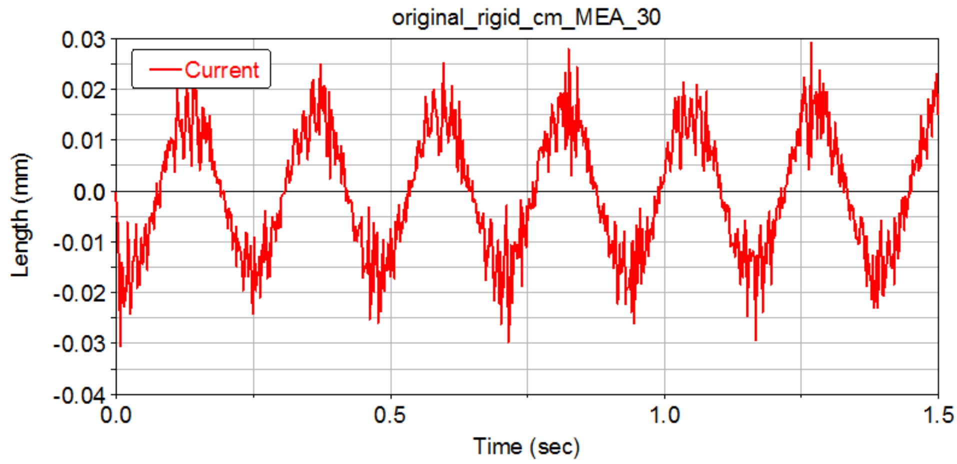


Fig.9.23. Deformația centrului de masă al arborelui III, după axa z.

Viteza de deformație a marker-ului atașat centrului de masă al arborelui III, este prezentată în continuare.

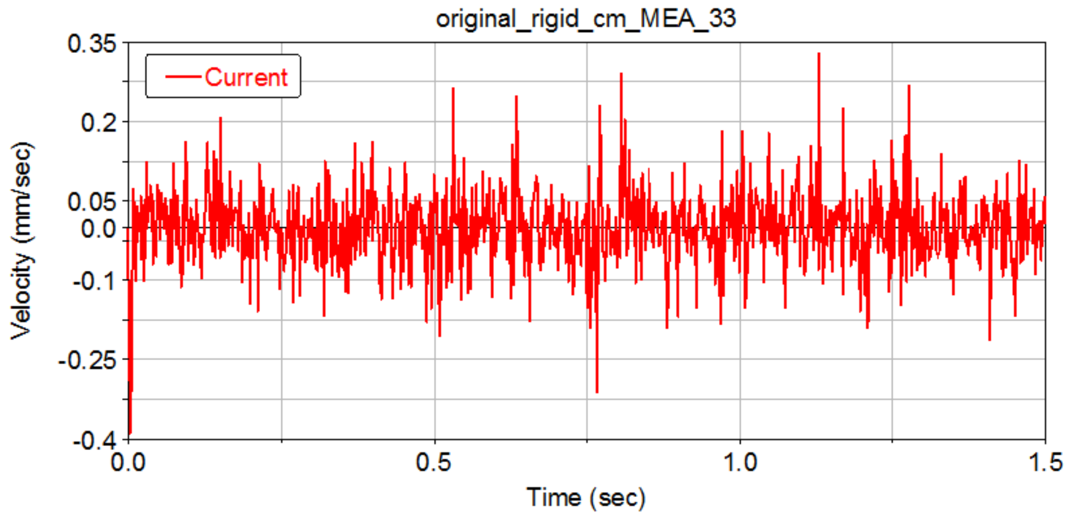


Fig.9.24. Viteza de deformație a centrului de masă al arborelui III, după axa x.

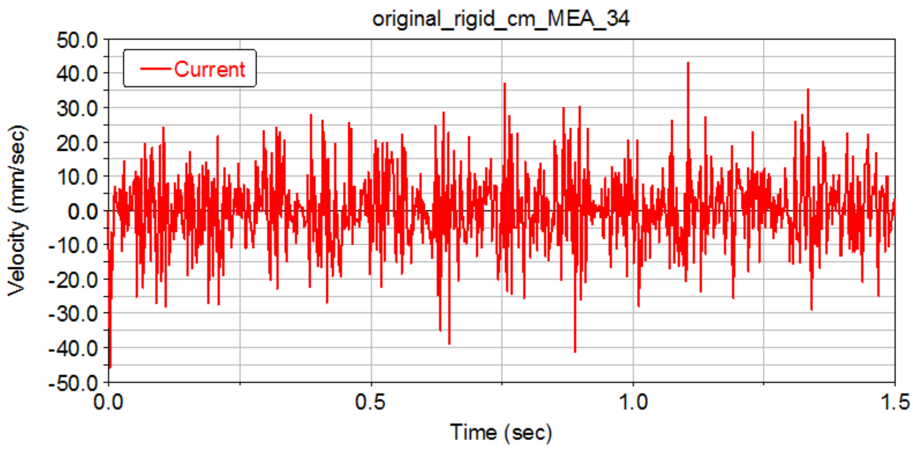


Fig.9.25. Viteza de deformație a centrului de masă al arborelui III, după axa y.

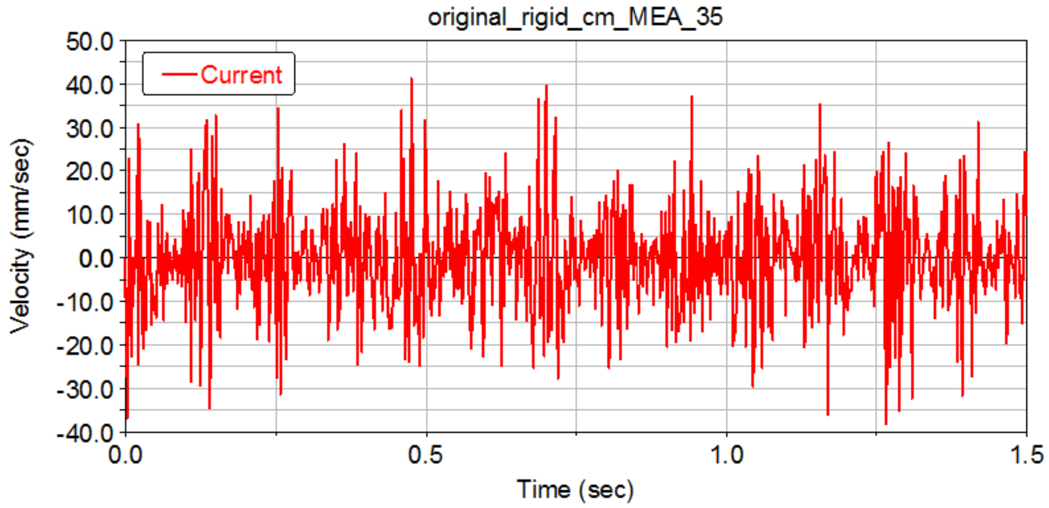


Fig.9.26. Viteza de deformație a centrului de masă al arborelui III, după axa z.

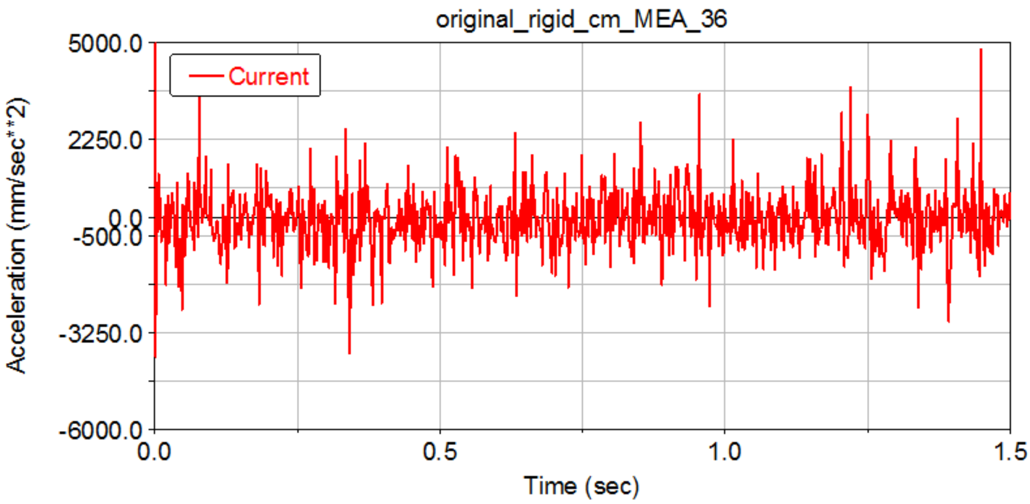


Fig.9.27. Accelerația de deformație a centrului de masă al arborelui III, după axa x.

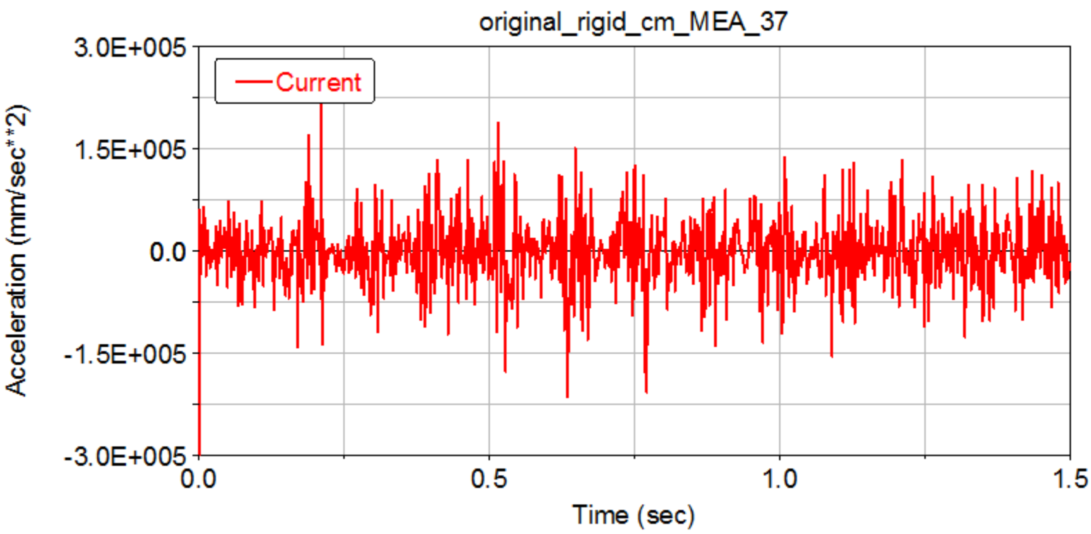


Fig.9.28. Accelerația de deformație a centrului de masă al arborelui III, după axa y.

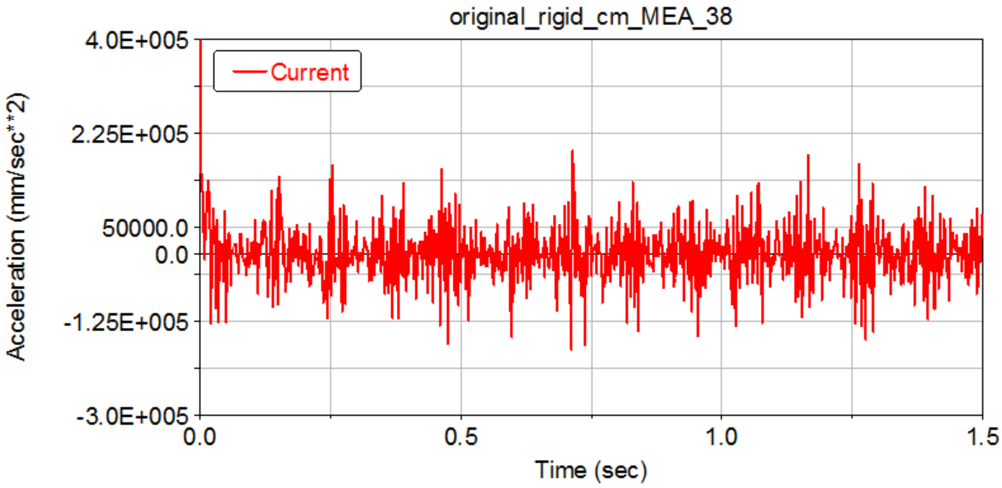


Fig.9.29. Accelerația de deformație a centrului de masă al arborelui III, după axa z.

Capitolul 10
10. Prezentarea modurilor proprii de vibrație ale arborilor

În cadrul acestui capitol vom reprezenta forma deformată a arborelui II al reductorului, corespunzătoare modurilor proprii de vibrație.

Fiecare mod de vibrație este caracterizat de o frecvență proprie, precum și de modul de defomație.

Reprezentarea deformată a arborelui II pentru modul de vibrație 7, cu frecvența proprie de 3928.3 Hz, este prezentată în fig. 10.1.

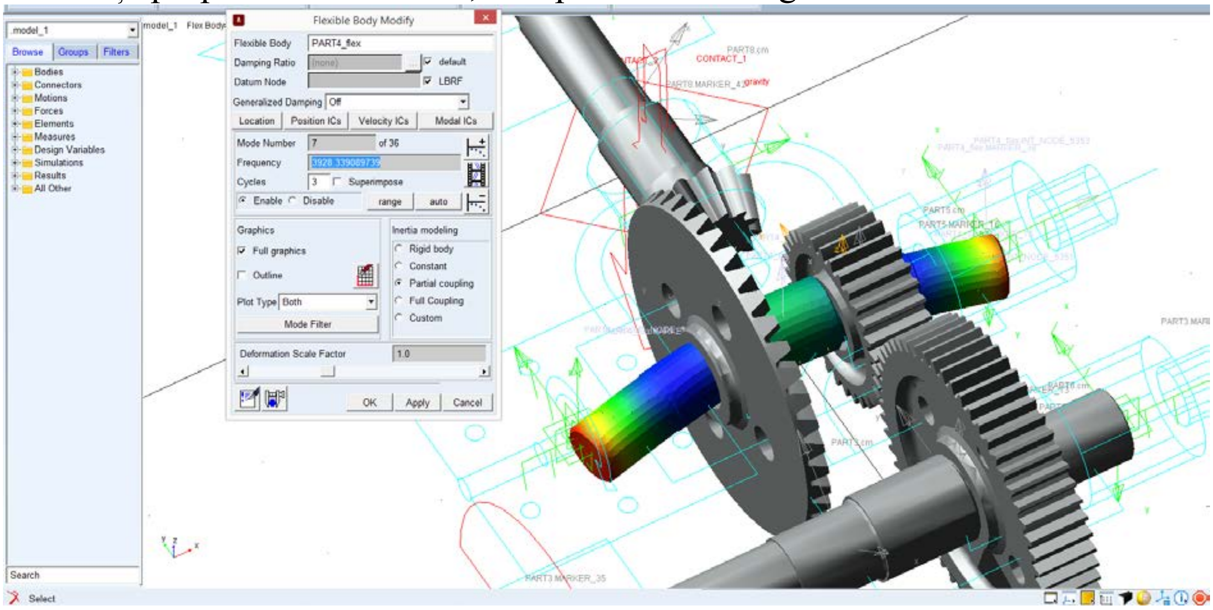


Fig. 10.1. Reprezentarea deformată a arborelui II, pentru modul de vibrație 7.

Reprezentarea deformată a arborelui pentru modul de vibrație 8, cu frecvența proprie de 3946.3 Hz, este prezentată în fig. 10.2.

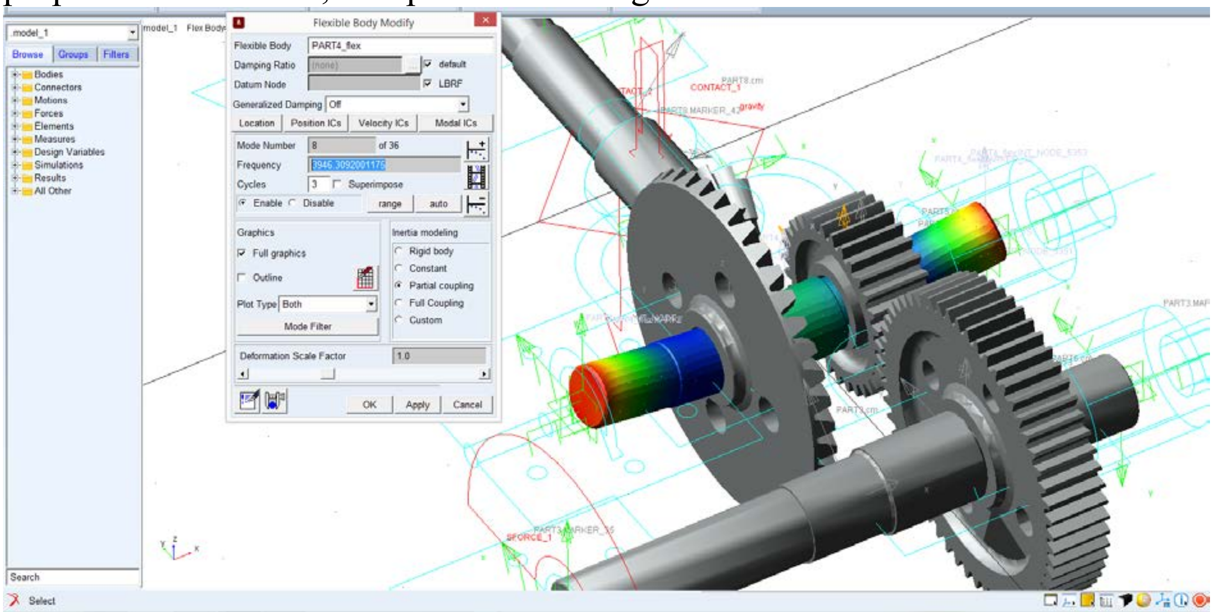


Fig. 10.2. Reprezentarea deformată a arborelui II, pentru modul de vibrație 8.

Reprezentarea deformată a arborelui pentru modul de vibrație 9, cu frecvența proprie de 9312.4 Hz, este prezentată în fig. 10.3.

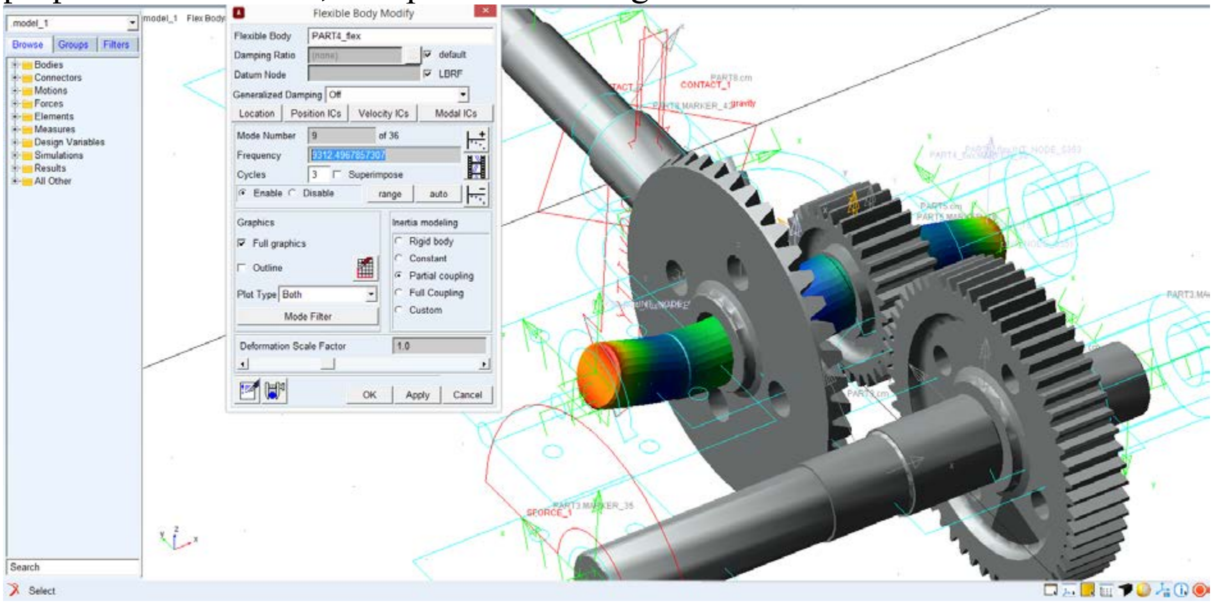


Fig. 10.3. Reprezentarea deformată a arborelui II, pentru modul de vibrație 9.

Reprezentarea deformată a arborelui pentru modul de vibrație 10, cu frecvența proprie de 9337.8 Hz, este prezentată în fig. 10.4.

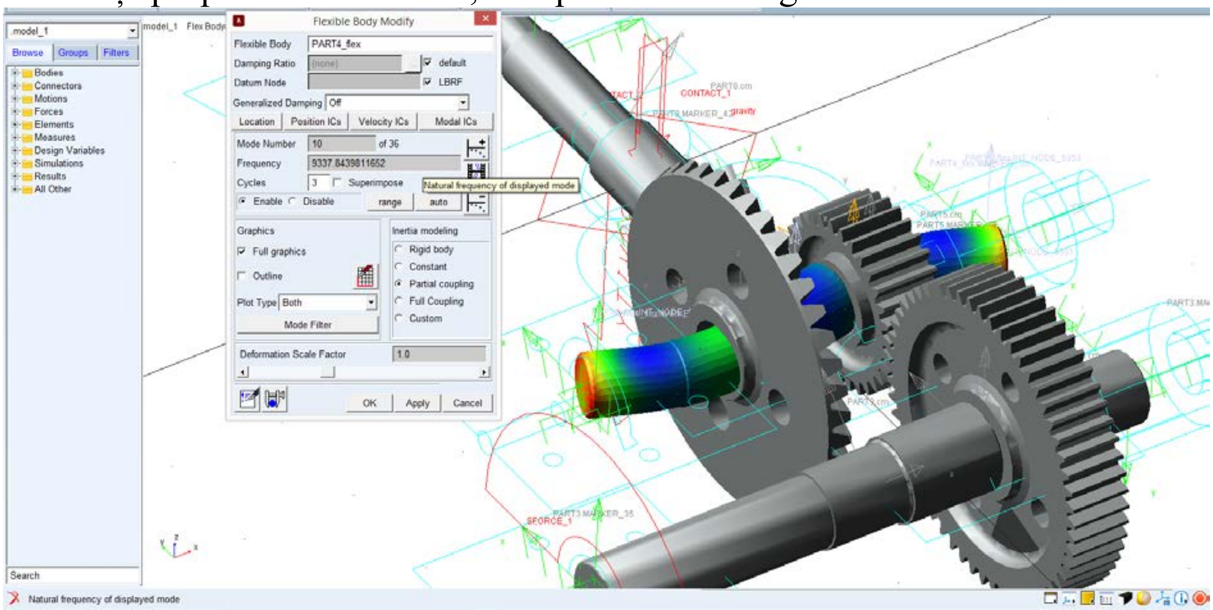


Fig. 10.4. Reprezentarea deformată a arborelui II, pentru modul de vibrație 10.

Reprezentarea deformată a arborelui pentru modul de vibrație 11, cu frecvența proprie de 1.04E+004 Hz, este prezentată în fig. 10.5. Se observă că modul de vibrație 11, este unul cu deformație de răsucire.

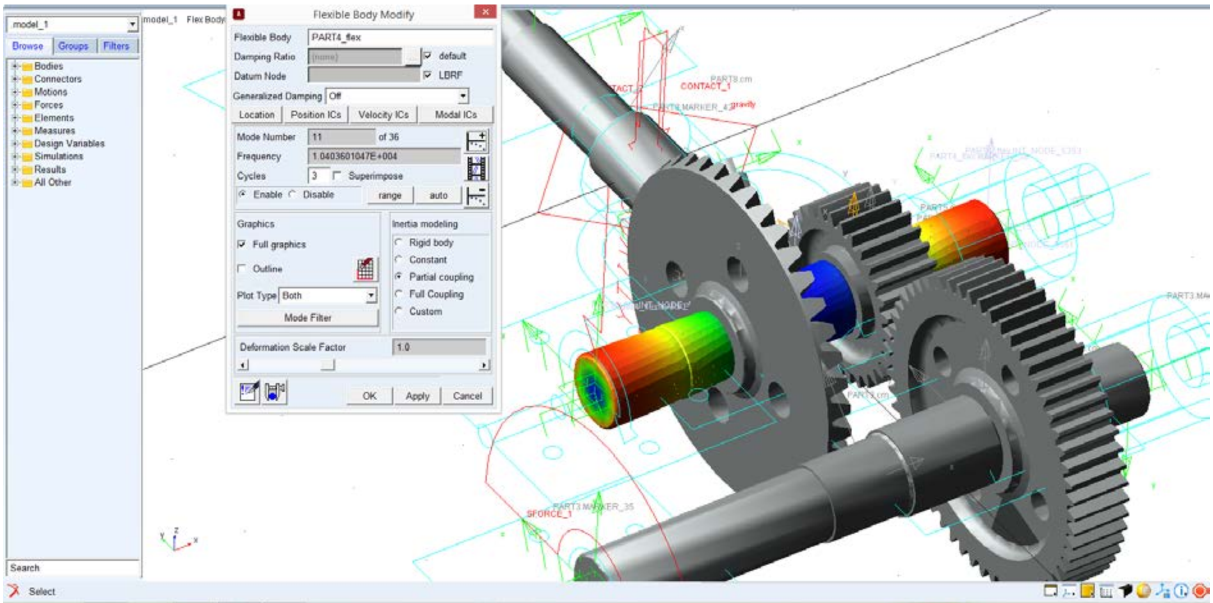


Fig. 10.5. Reprezentarea deformată a arborelui II, pentru modul de vibrație 11.

Reprezentarea deformată a arborelui pentru modul de vibrație 12, cu frecvența proprie de 1.663E+004 Hz, este prezentată în fig. 10.6.

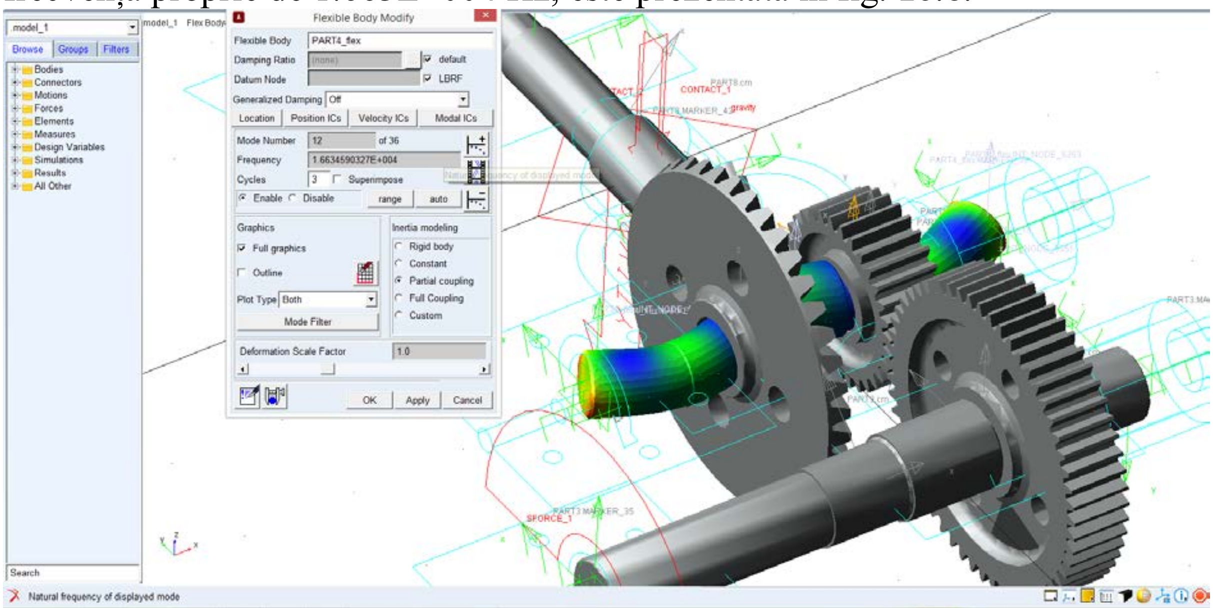


Fig. 10.6. Reprezentarea deformată a arborelui II, pentru modul de vibrație 12.

Reprezentarea deformată a arborelui pentru modul de vibrație 13, cu frecvența proprie de 1.72E+004Hz, este prezentată în fig. 10.7.

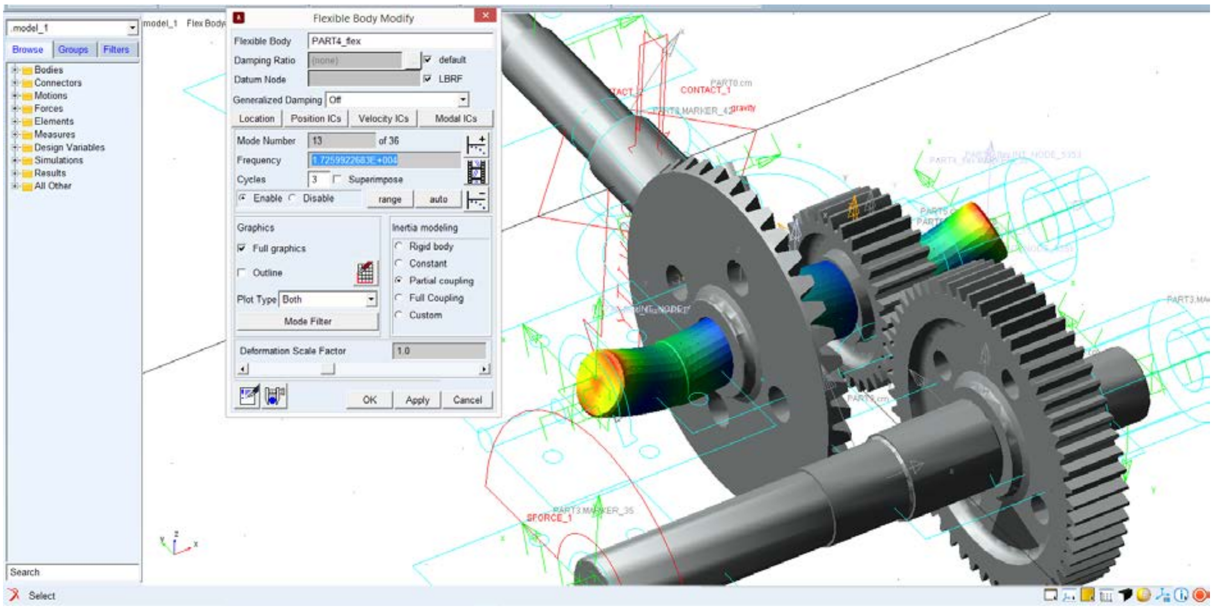


Fig. 10.7. Reprezentarea deformată a arborelui II, pentru modul de vibrație 13.

Reprezentarea deformată a arborelui pentru modul de vibrație 15, cu frecvența proprie de 2,841E+004Hz, este prezentată în fig. 10.8.

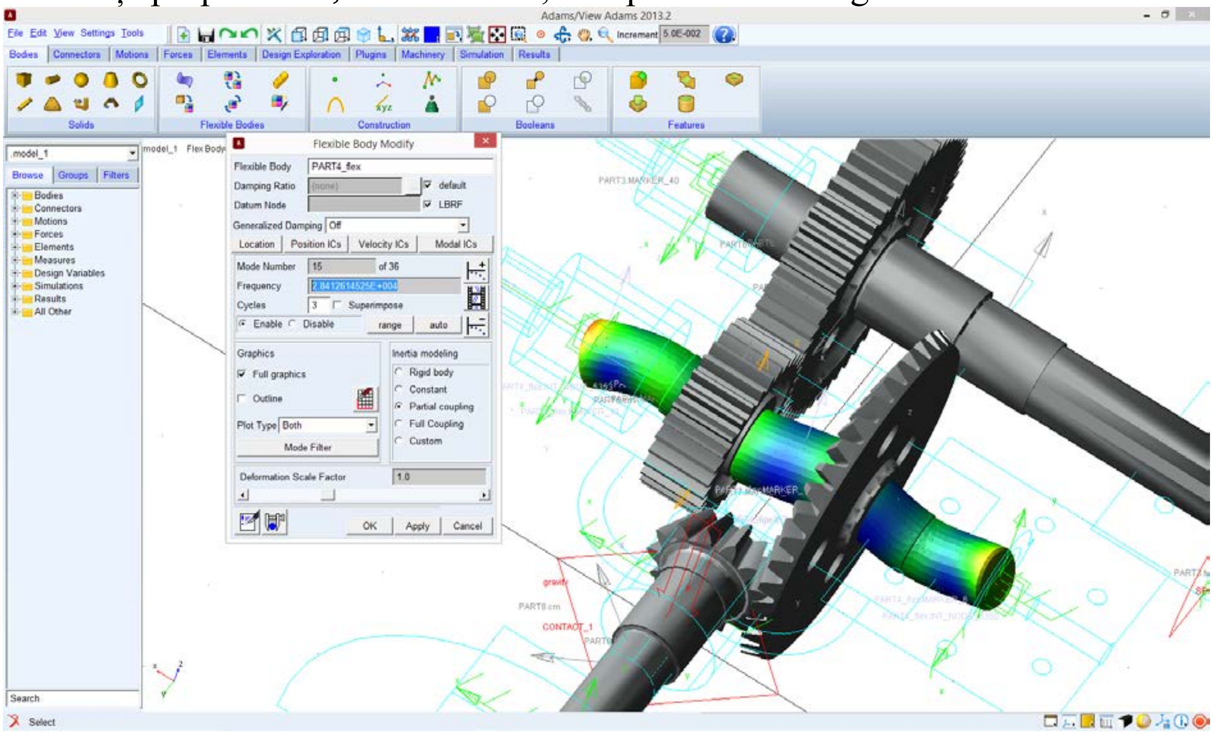


Fig. 10.8. Reprezentarea deformată a arborelui II, pentru modul de vibrație 15.

Reprezentarea deformată a arborelui pentru modul de vibrație 16, cu frecvența proprie de 2.88E+004Hz, este prezentată în fig. 10.9.

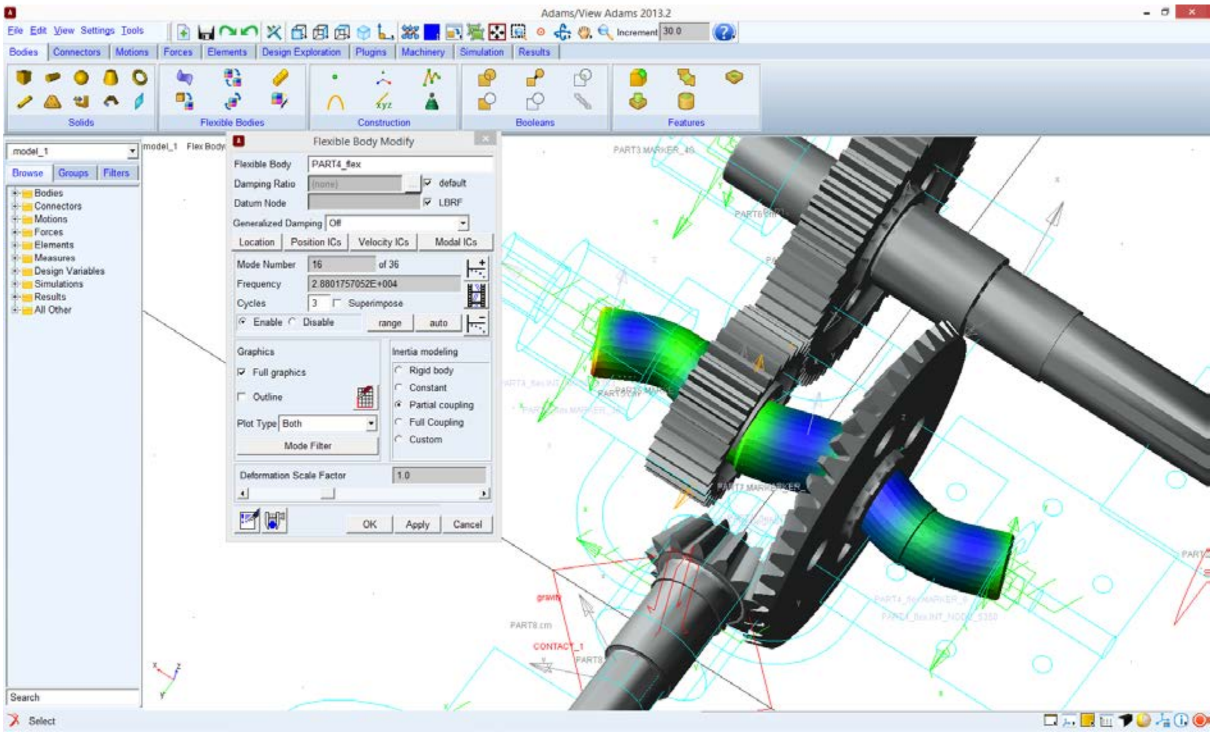


Fig. 10.9. Reprezentarea deformată a arborelui II, pentru modul de vibrație 16.

Reprezentarea deformată a arborelui pentru modul de vibrație 27, cu frecvența proprie de 2.26E+005Hz, este prezentată în fig. 10.10.

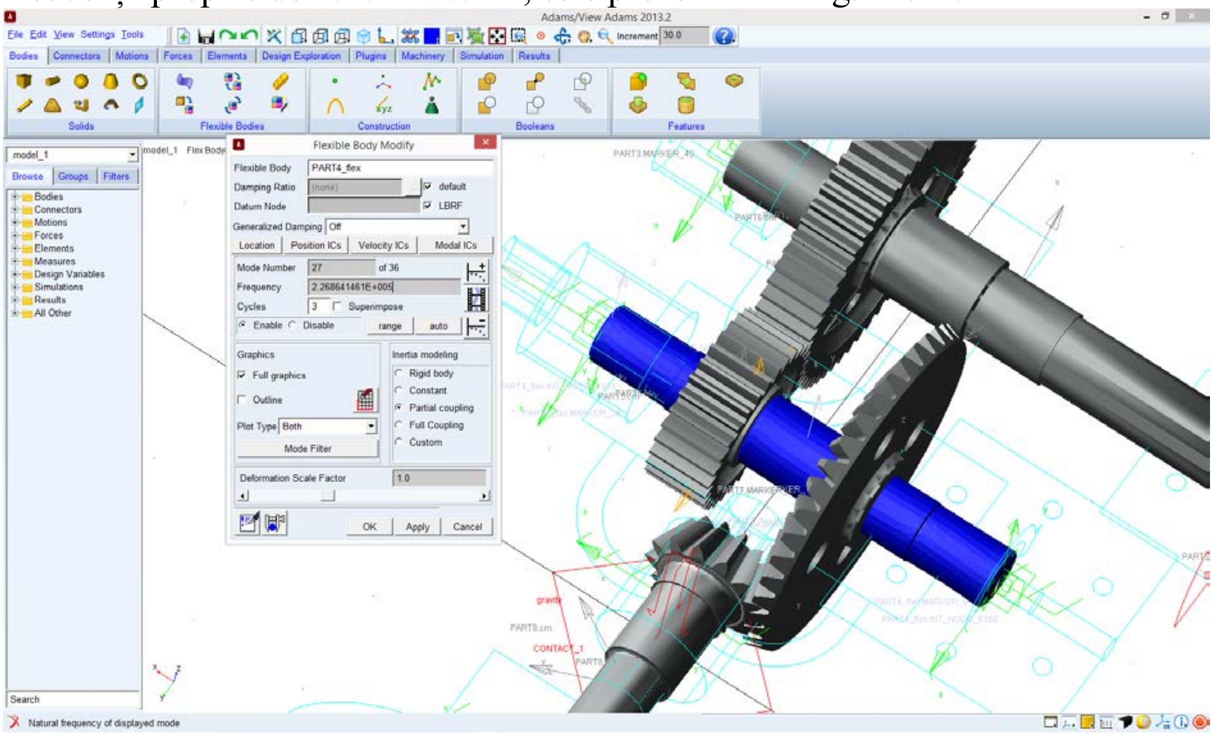


Fig. 10.10. Reprezentarea deformată a arborelui II, pentru modul de vibrație 27.

A fost realizată analiza modal dinamică și pentru arborele de intrare al reductorului. Reprezentarea deformată a arborelui, corespunzătoare modurilor proprii de vibrație, este prezentată în continuare.

Reprezentarea deformată a arborelui I pentru modul de vibrație 7, cu frecvența proprie de 3343.44Hz, este prezentată în fig. 10.11.

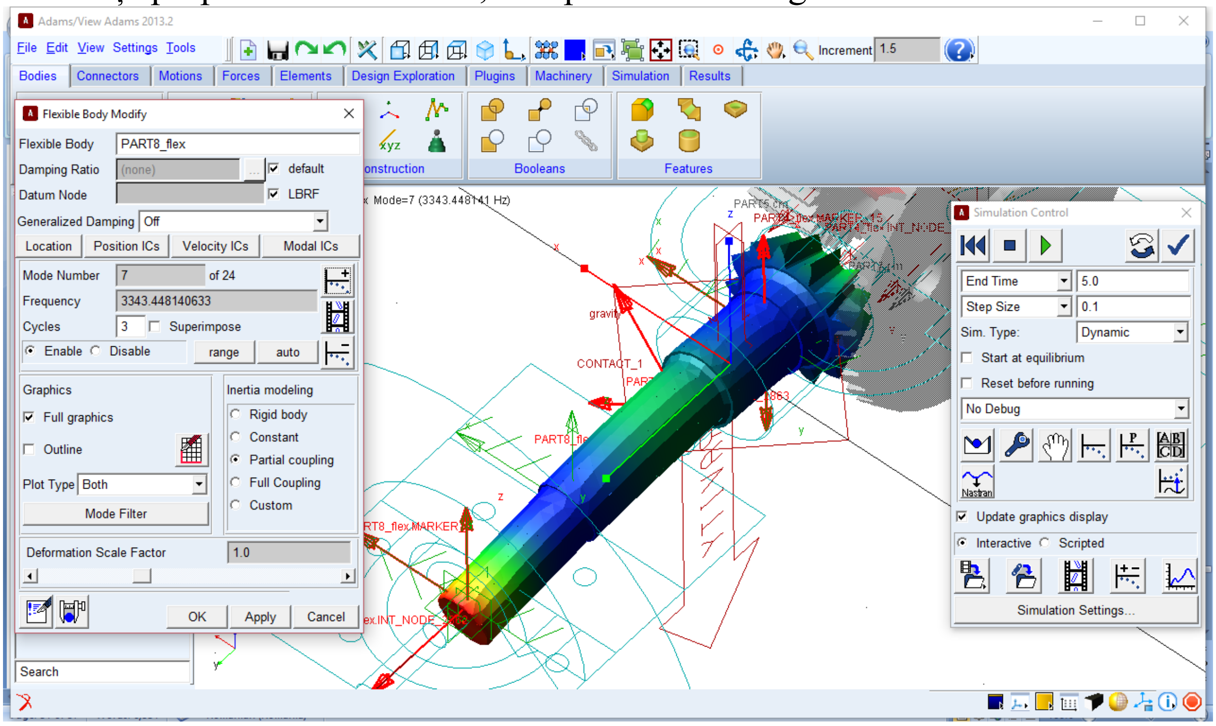


Fig. 10.11. Reprezentarea deformată a arborelui I, pentru modul de vibrație 7.

Reprezentarea deformată a arborelui I pentru modul de vibrație 8, cu frecvența proprie de 3359.3 Hz, este prezentată în fig. 10.12.

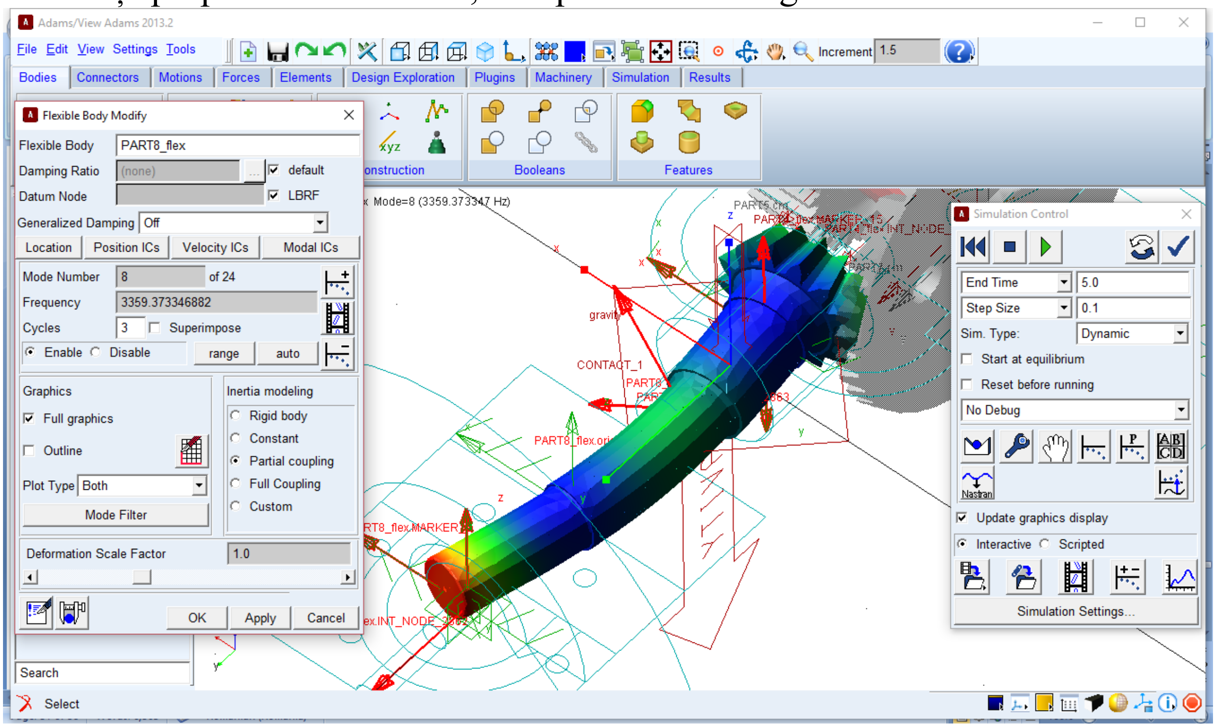


Fig. 10.12. Reprezentarea deformată a arborelui I, pentru modul de vibrație 8.

Reprezentarea deformată a arborelui I pentru modul de vibrație 9, cu frecvența proprie de 8390.89 Hz, este prezentată în fig. 10.13.

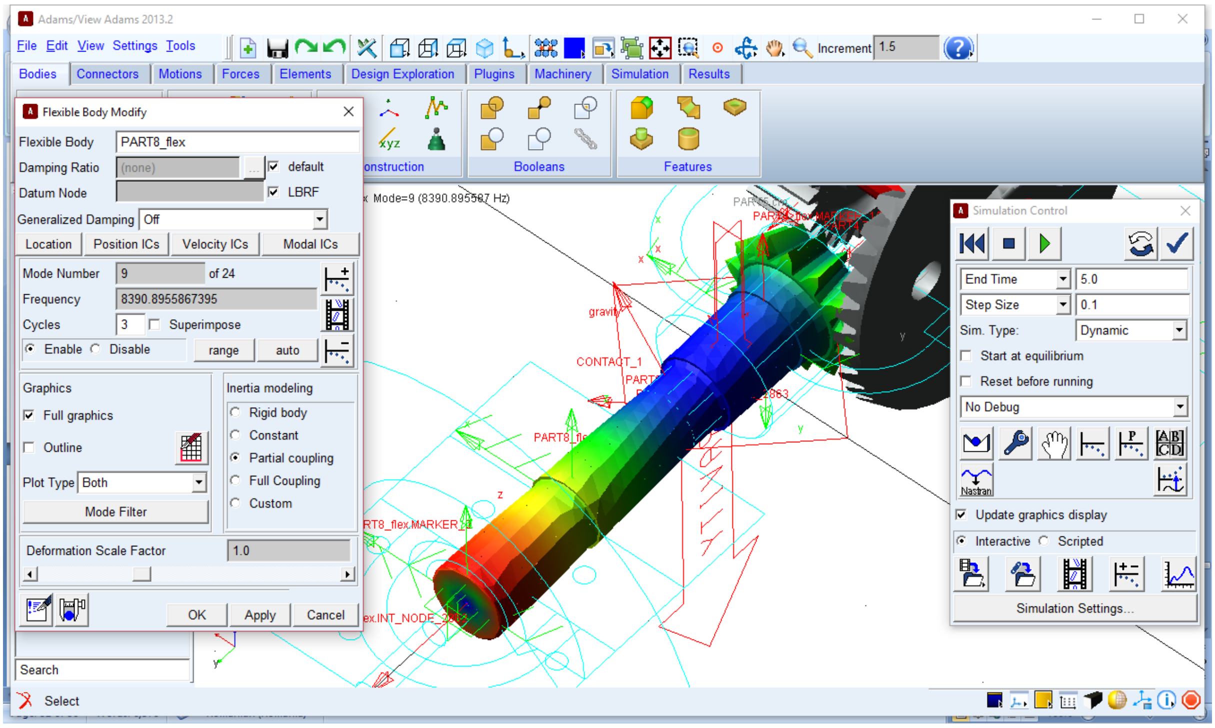


Fig. 10.13. Reprezentarea deformată a arborelui I, pentru modul de vibrație 9.

Reprezentarea deformată a arborelui I pentru modul de vibrație 10, cu frecvența proprie de 8769.57 Hz, este prezentată în fig. 10.14.

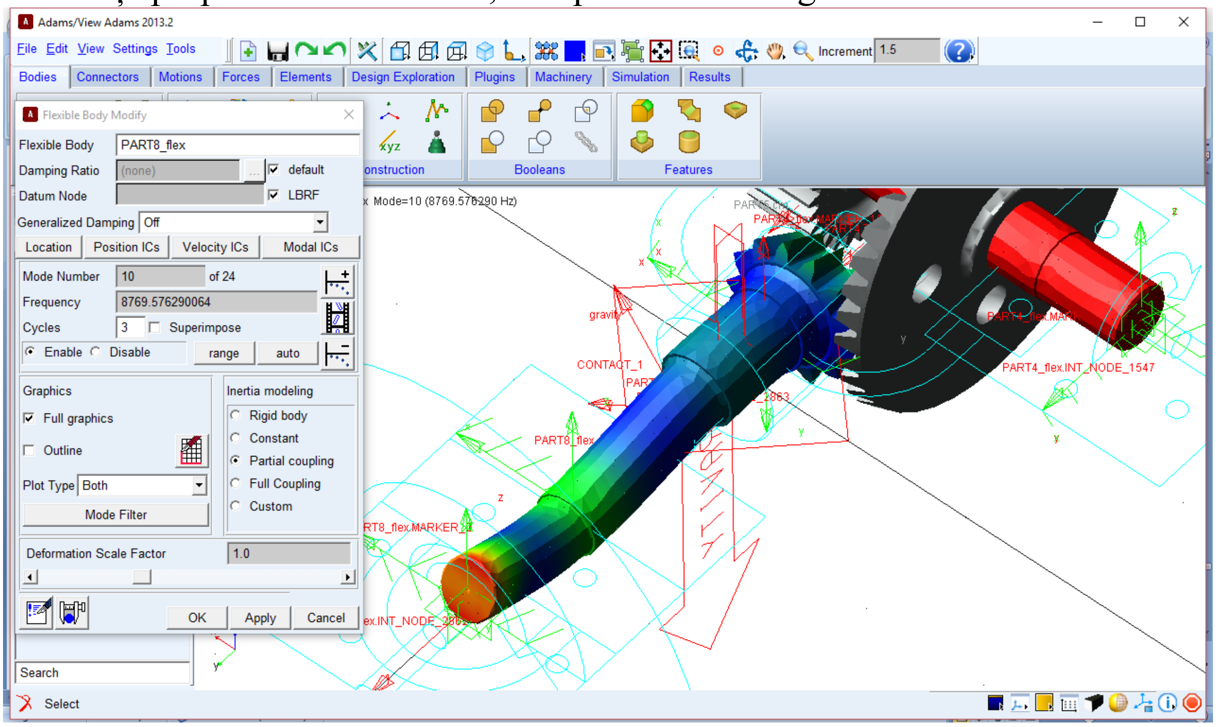


Fig. 10.14. Reprezentarea deformată a arborelui I, pentru modul de vibrație 10.

Reprezentarea deformată a arborelui I pentru modul de vibrație 11, cu frecvența proprie de 8791.24 Hz, este prezentată în fig. 10.15.

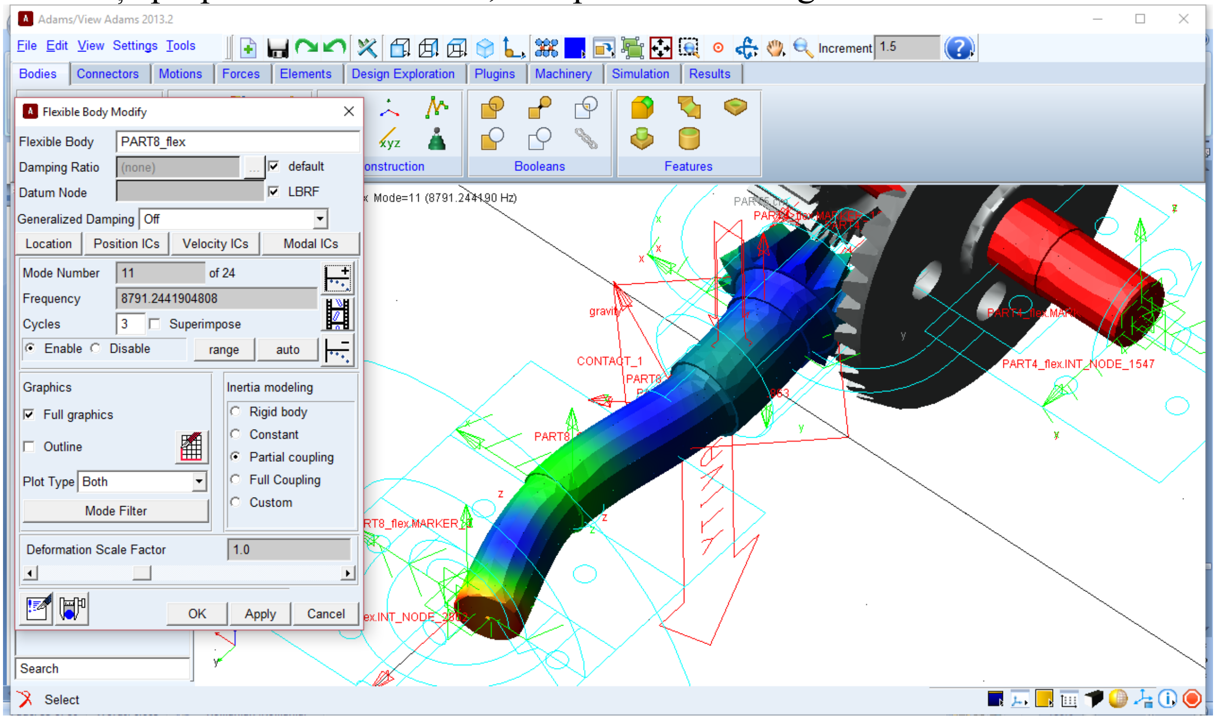


Fig. 10.15. Reprezentarea deformată a arborelui I, pentru modul de vibrație 11.

Reprezentarea deformată a arborelui I pentru modul de vibrație 14, cu frecvența proprie de 2.185E+004Hz, este prezentată în fig. 10.16.

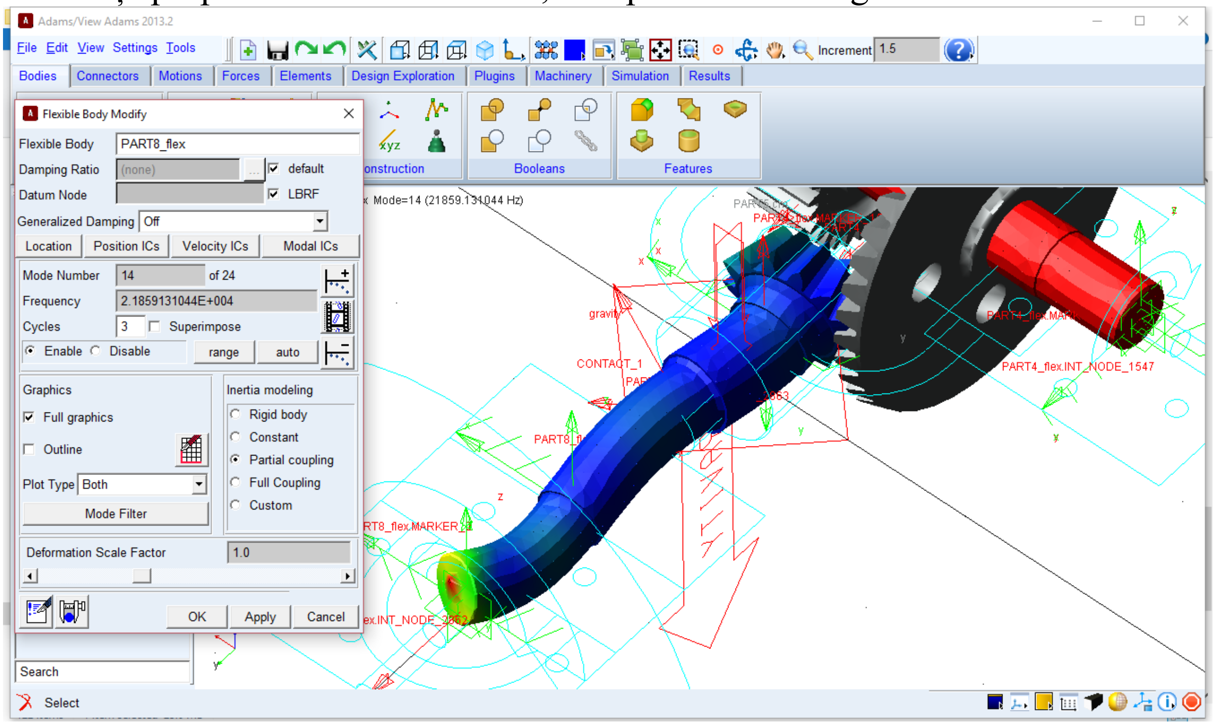


Fig. 10.16. Reprezentarea deformată a arborelui I, pentru modul de vibrație 14.

Reprezentarea deformată a arborelui I pentru modul de vibrație 16, cu frecvența proprie de 3.99E+004Hz, este prezentată în fig. 10.17.

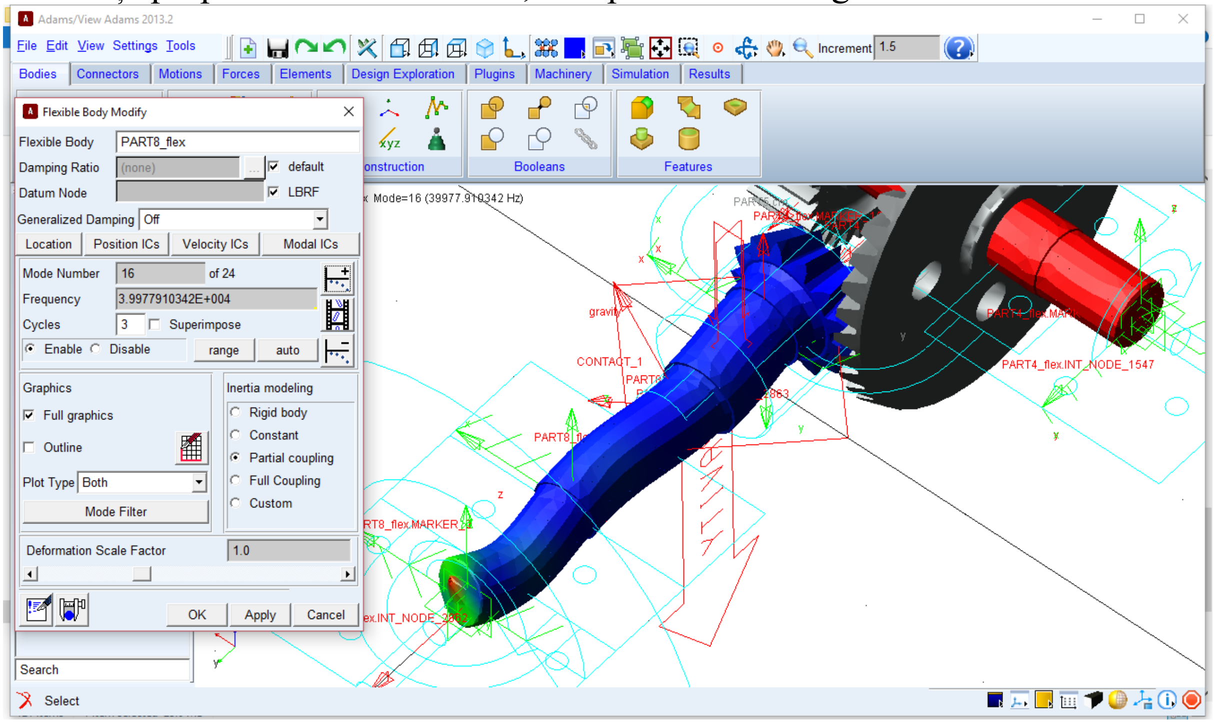


Fig. 10.17. Reprezentarea deformată a arborelui I, pentru modul de vibrație 16.

Reprezentarea deformată a arborelui III, corespunzătoare modurilor proprii de vibrație.

Reprezentarea deformată a arborelui III pentru modul de vibrație 7, cu frecvența proprie de 2511.081 Hz, este prezentată în fig. 10.18.

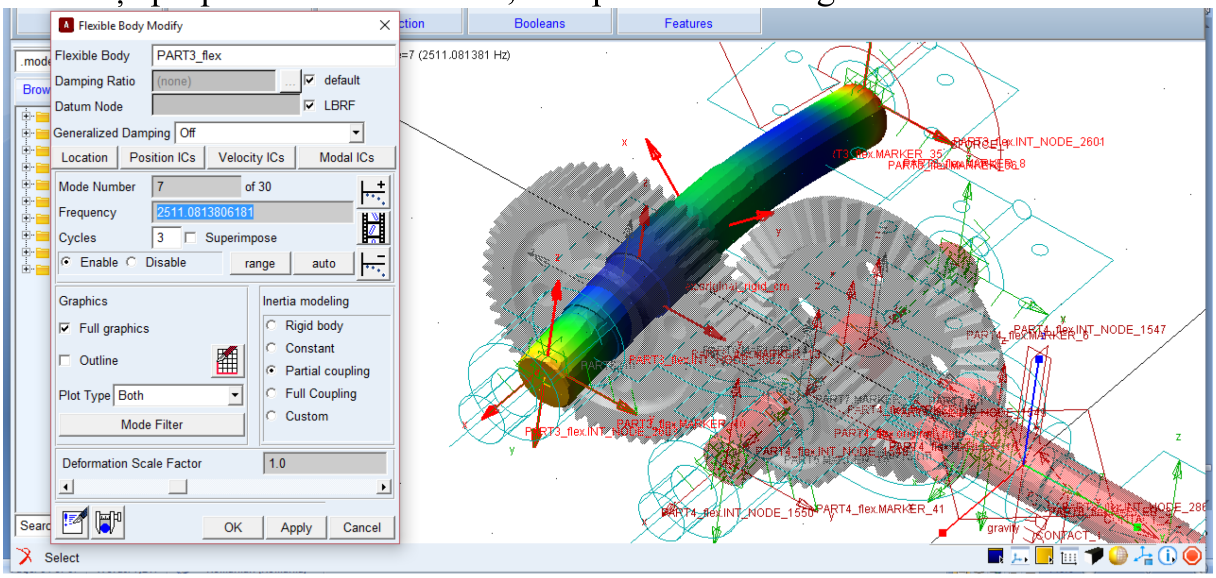


Fig. 10.18. Reprezentarea deformată a arborelui III, pentru modul de vibrație 7.

Reprezentarea deformată a arborelui III pentru modul de vibrație 8, cu frecvența proprie de 2516.103 Hz, este prezentată în fig. 10.19.

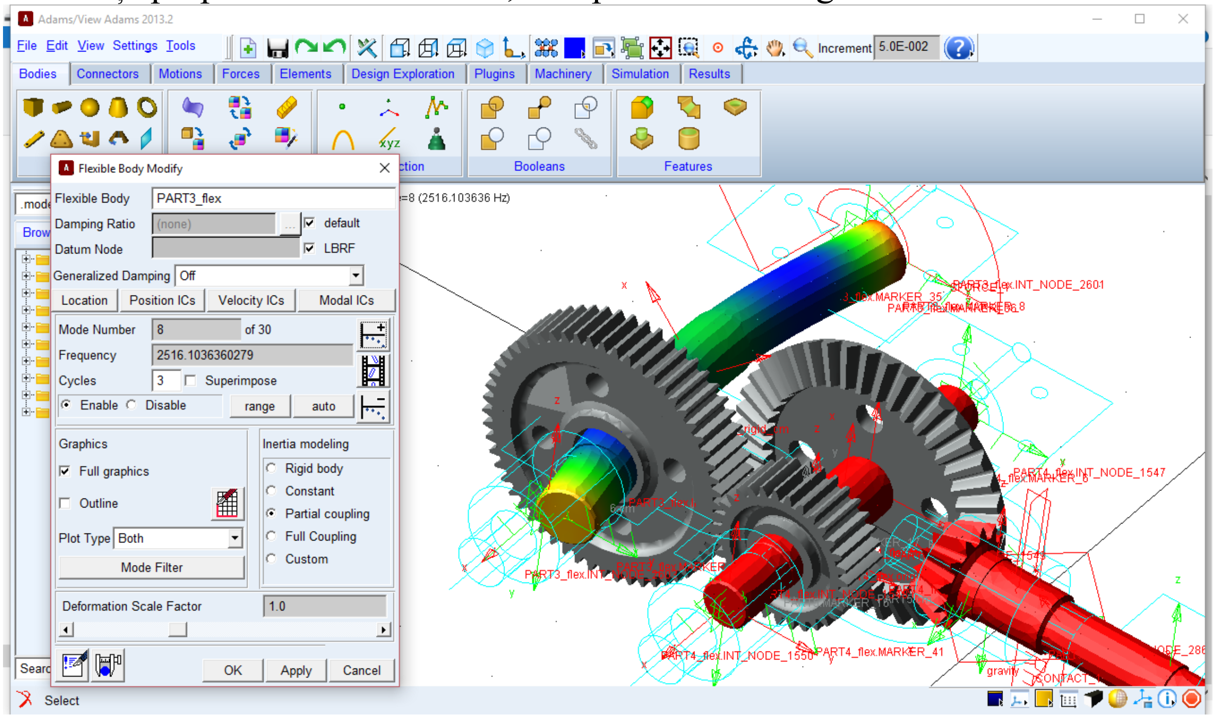


Fig. 10.19. Reprezentarea deformată a arborelui III, pentru modul de vibrație 8.

Reprezentarea deformată a arborelui III pentru modul de vibrație 9, cu frecvența proprie de 6307.633 Hz, este prezentată în fig. 10.20.

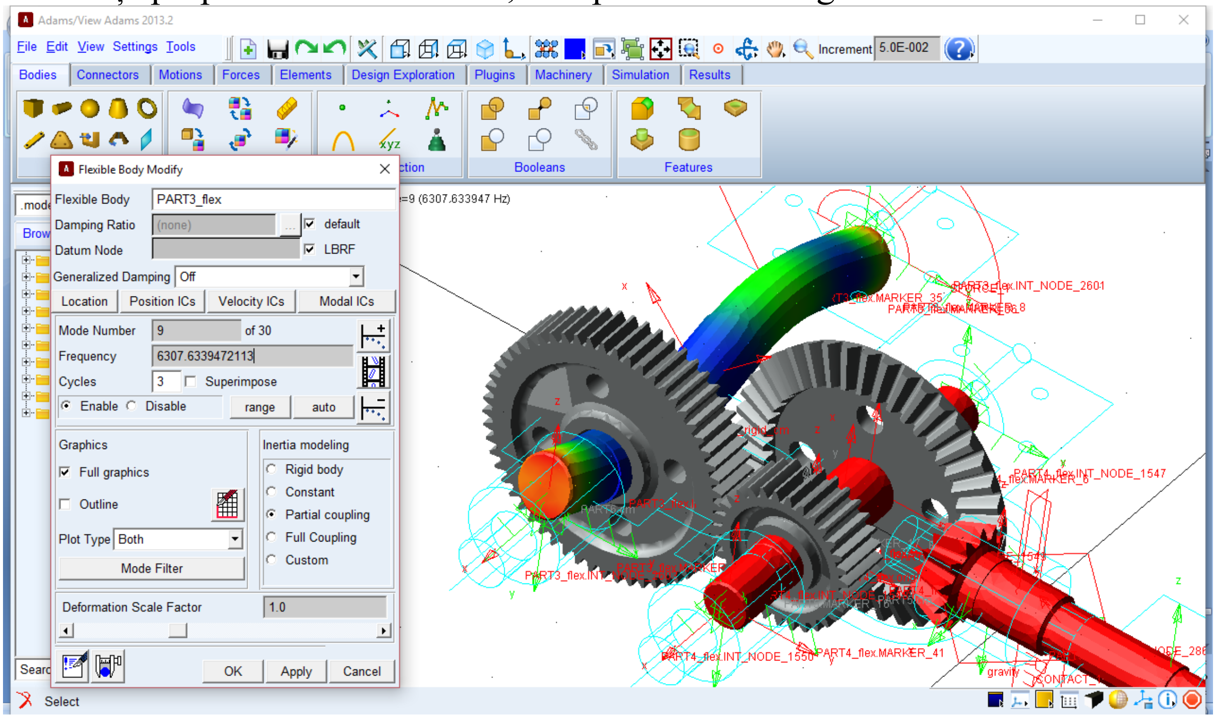


Fig. 10.20. Reprezentarea deformată a arborelui III, pentru modul de vibrație 9.

Reprezentarea deformată a arborelui III pentru modul de vibrație 10, cu frecvența proprie de 6319.621 Hz, este prezentată în fig. 10.21.

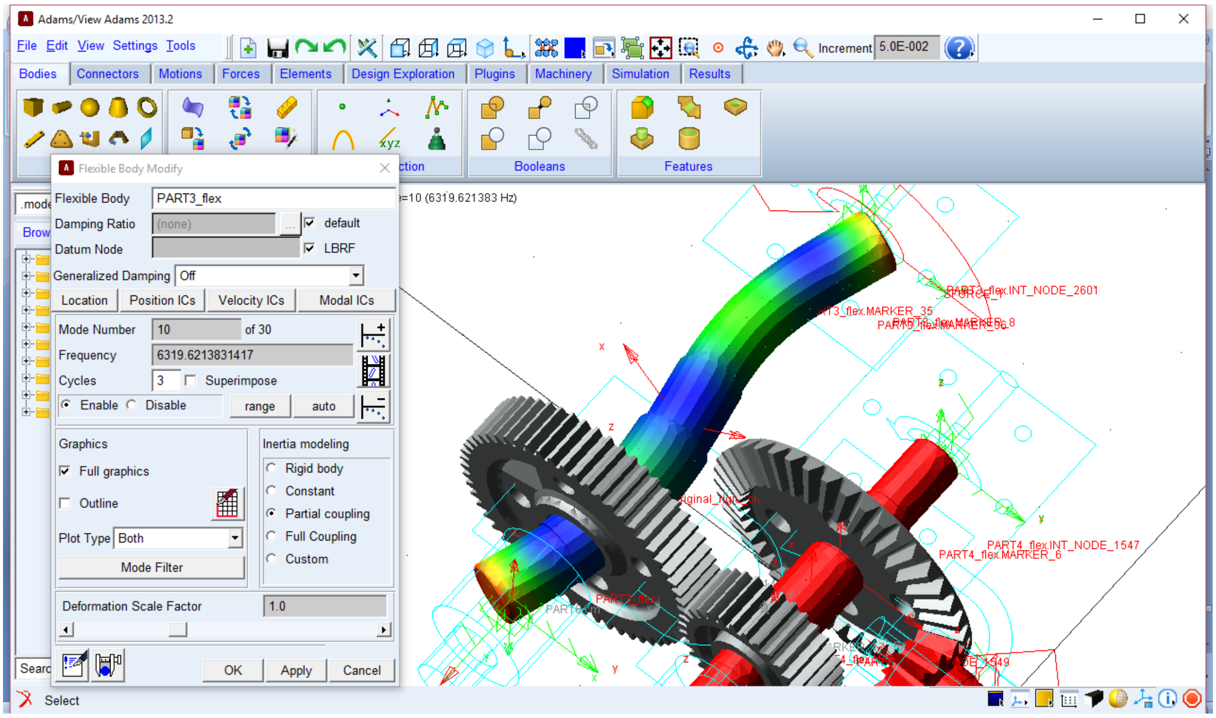


Fig. 10.21. Reprezentarea deformată a arborelui III, pentru modul de vibrație 10.

Reprezentarea deformată a arborelui III pentru modul de vibrație 11, cu frecvența proprie de 7284.003 Hz, este prezentată în fig. 10.22.

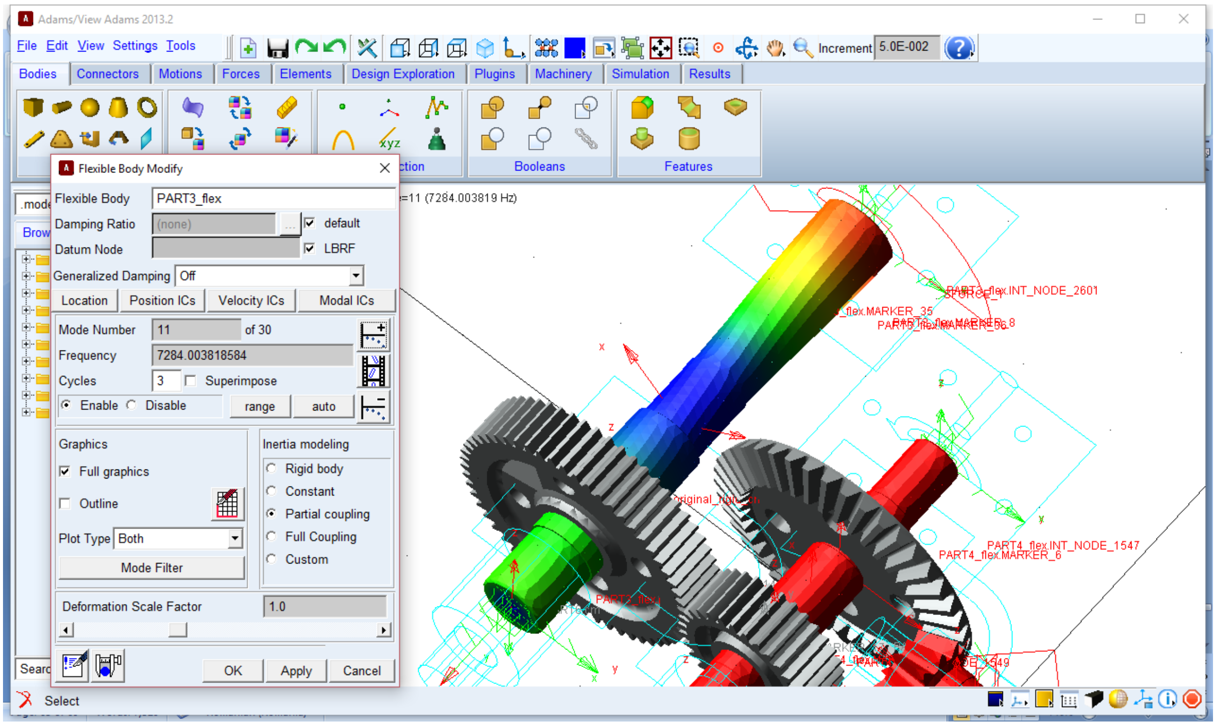


Fig. 10.22. Reprezentarea deformată a arborelui III, pentru modul de vibrație 11.

Se observă că modul propriu de vibrație 11, corespunde unei deplasări torsionale.

Reprezentarea deformată a arborelui III pentru modul de vibrație 12, cu frecvența proprie de 1.1477E+004Hz, este prezentată în fig. 10.23.

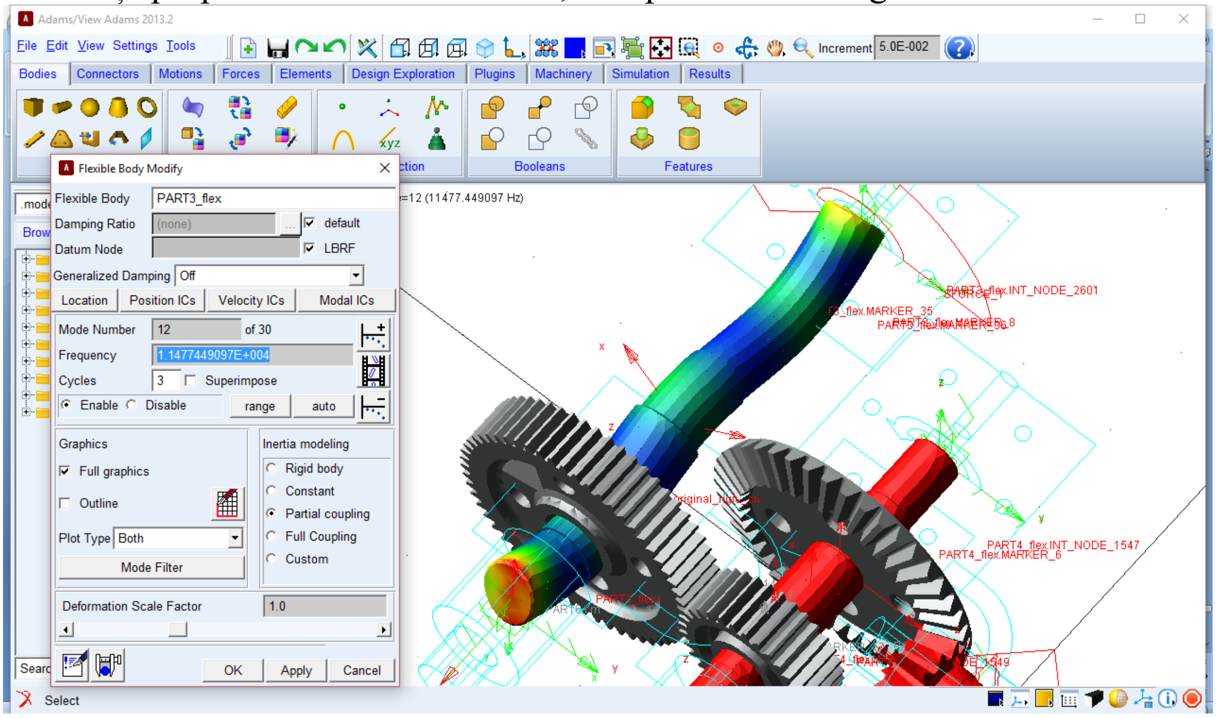


Fig. 10.23. Reprezentarea deformată a arborelui III, pentru modul de vibrație 12.

Reprezentarea deformată a arborelui III pentru modul de vibrație 13, cu frecvența proprie de 1.1518026246E+004 Hz, este prezentată în fig. 10.24.

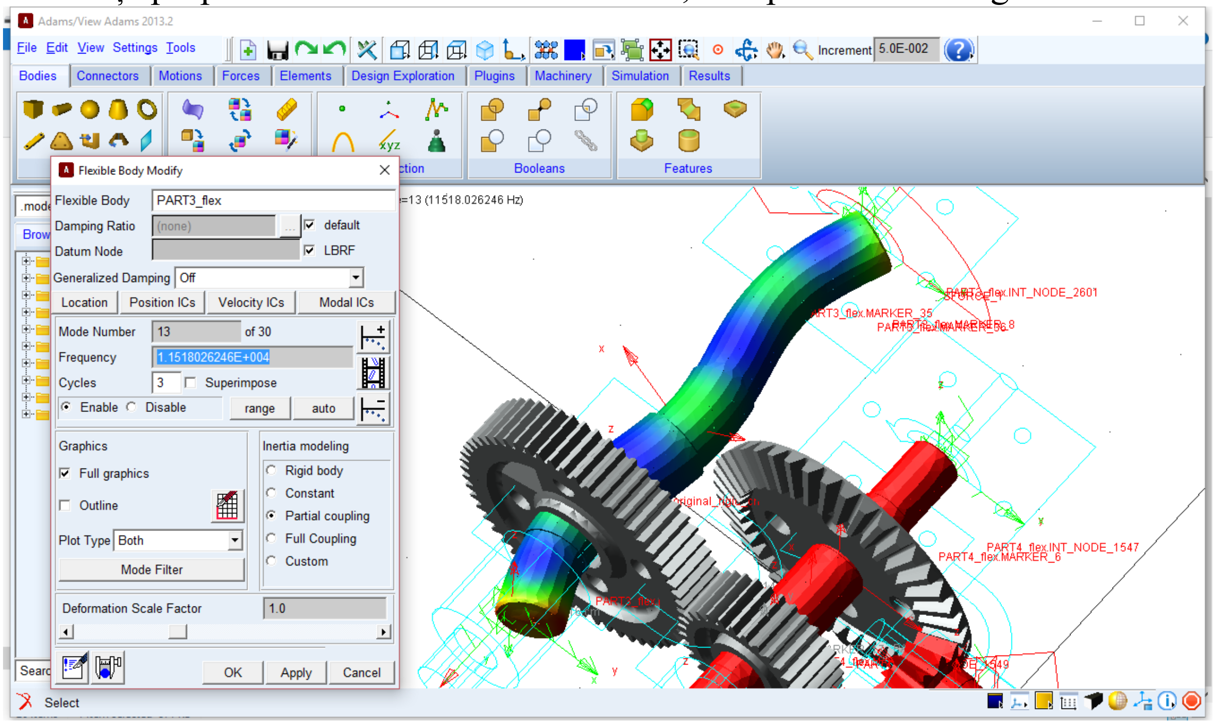


Fig. 10.24. Reprezentarea deformată a arborelui III, pentru modul de vibrație 13.

Modurile proprii de vibrație 14 și 15 sunt deasemenea torsionale.

Reprezentarea deformată a arborelui III pentru modul de vibrație 16, cu frecvența proprie de 2.4447123162E+004 Hz, este prezentată în fig. 10.25.

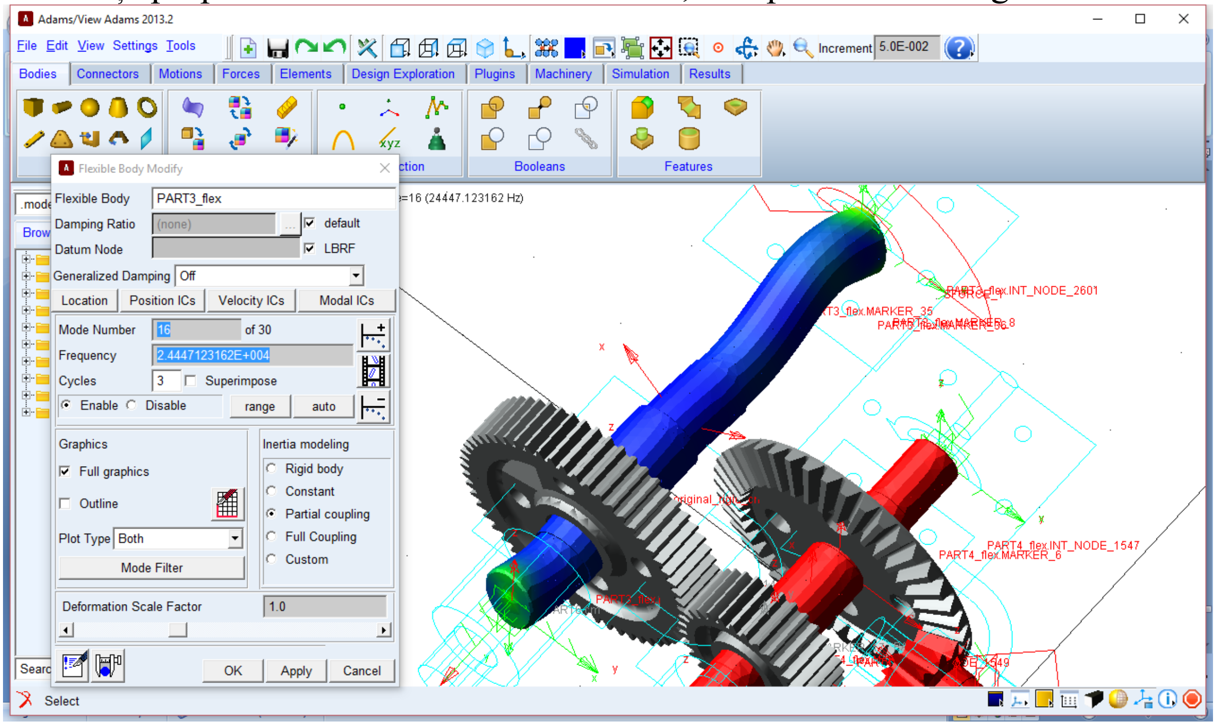


Fig. 10.25. Reprezentarea deformată a arborelui III, pentru modul de vibrație 16.

Reprezentarea deformată a arborelui III pentru modul de vibrație 17, cu frecvența proprie de 2.5036744822E+004 Hz, este prezentată în fig. 10.26.

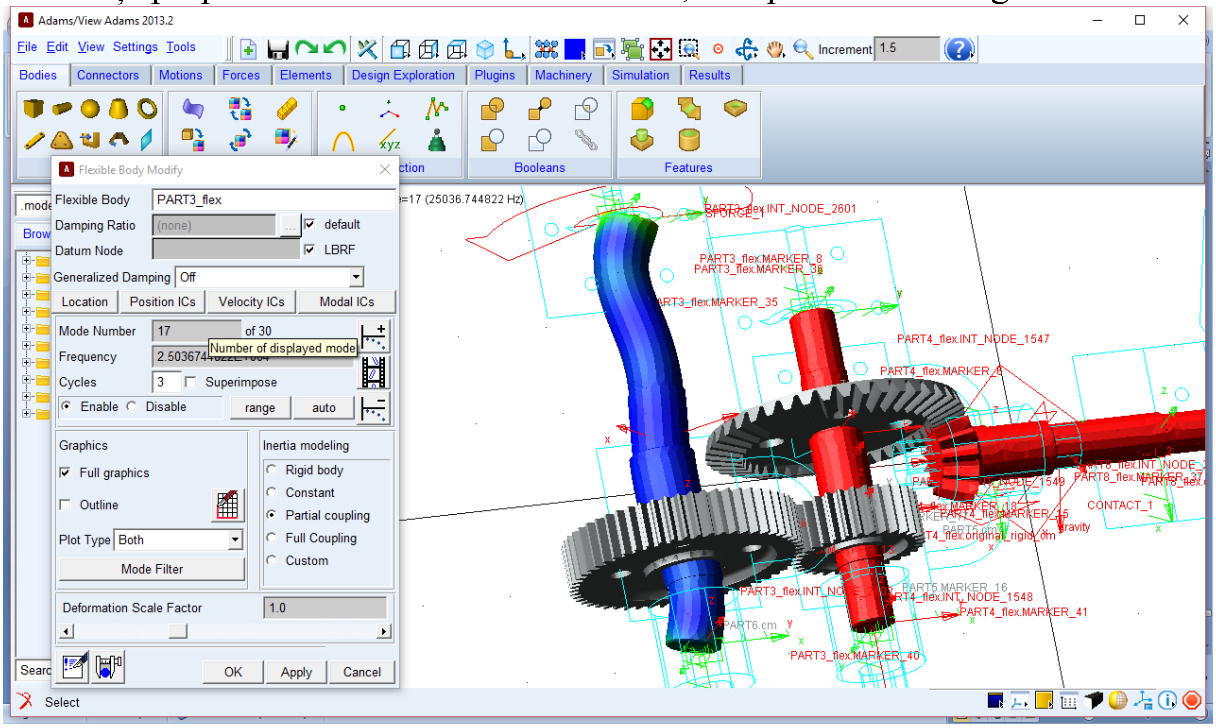


Fig. 10.26. Reprezentarea deformată a arborelui III, pentru modul de vibrație 17.

Reprezentarea deformată a arborelui III pentru modul de vibrație 20, cu frecvența proprie de 3.7465678263E+004 Hz, este prezentată în fig. 10.26.

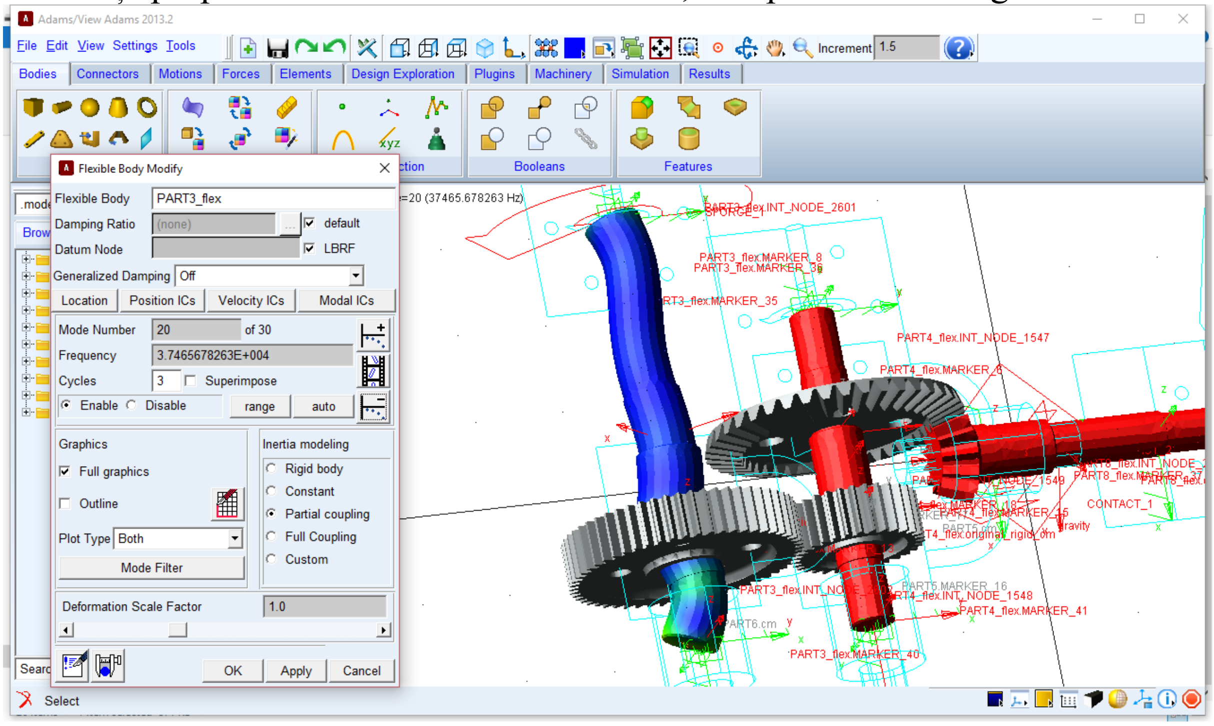


Fig. 10.27. Reprezentarea deformată a arborelui III, pentru modul de vibrație 20.

Următoarele moduri de vibrație, până la modul 30, corespund unor frecvențe superioare, de până la 1.9864567841E+005.

BIBLIOGRAFIE

1. A. Kahraman, A. Kharazi, M. Umrani, A deformable-body dynamic analysis of planetary gears with thin rims, *Journal of Sound and Vibration* 262 (2003) 752–768.

2. A. Kahraman, S. Vijayakar, Effect of internal gear flexibility on the quasi-static behavior of a planetary gear set, Transaction of ASME, *Journal of Mechanical Design* 123 (2001) 408–415.

3. Catrina, Gh., s. a., Organe de masini. Indrumar pentru lucrari practice, *Reprografia Universitatii din Craiova*, 1995.

4. Catrina, Gh., Organe de masini, vol. I, *Reprografia Universitatii din Craiova*, 1997.

5. Catrina, Gh., Organe de masini, vol. II, *Editura Universitaria, Craiova*, 2002.

6. Dumitru N., Margine A., Bazele modelării în ingineria mecanică. *Editura Universitaria Craiova*, 2002.

7. Dumitru, N., Organe de maşini. Angrenaje. Elemente de proiectare, *R. Univ. Craiova*, Craiova, 1996.

8. Geonea I., Sisteme mecanice mobile. Analiza cinematică și dinamică, Editura Sitech, Craiova, 2015.

9. Catrina Gh., Copilusi C., Geonea I., Dumitru N., Margine A., A. Ungureanu, Îndrumar de proiectare pentru transmisii mecanice. Editura Universitaria Craiova, 404 pagini, ISBN 978-606-14-0043-0, 2010.

10. Vâlcu Roșca, Ionuț Daniel Geonea, Alina Elena Romanescu, Rezistența materialelor, vol. 1, Solicitări simple. Teorie și aplicații rezolvate, Editura Sitech, Craiova 2015, ISBN 978-606-11-4761-5, 340 pag.

11. F.B. Oswald, D.P. Townsend, Influence of tooth profile modification on spur gear dynamic tooth Strain, NASA TM-106952 (ARL-TR-778 and AIAA Paper 95-3050), 1995.

12. F.L. Litvin, J.S. Chen, J. Lu, R.F. Handschuh, Application of finite element analysis for determination of load share, real contact ratio, precision of motion, and stress analysis, *ASME Journal of Mechanical Design* 118 (1996) 561-567.

13. F.L. Litvin, Theory of Gearing, *NASA Reference Publication 1212*, Washington, DC, 1989.

14. Faydor L. Litvin, Alfonso Fuentes, Gear Geometry and Applied Theory, *Cambridge University Press*, 2005.

15. G.K Nikas, Load sharing and profile modification of spur gear teeth in the general case of any flank geometry, in: *Proceedings of the International Conference on Gears*, Dresden, Germany, 1996, pp. 923-935.

16. Gafitanu, M., s. a., Organe de masini, vol. II, *Editura Tehnica, Bucuresti*, 2002.

17. L.P. Lausa, H. Simasb, D. Martins, Efficiency of gear trains determined using graph and screw theories, *Mechanism and Machine Theory*, Volume 52, June 2012, Pages 296–325

18. Mocanu, D. R., Analiza experimentala a tensiunilor, vol. I si II, *Ed. Tehnica*, *Bucuresti*, 1977.
19. Nedad Marjanovic, Biserka Isailovic, A practical approach to the optimization of gear trains with spur gears, *Mechanism and machine Theory*, volume 53, July 2012, pp. 1-16.
20. R.T. Tseng, C.B. Tsay, Mathematical model and undercutting of cylindrical gears with curvilinear shaped teeth, *Mechanism and Machine Theory* 36 (2001) 1189-1202.
21. Robert L. MOTT, Machine Elements in mechanical Design, *Prentice Hall*, *Columbus*, Ohio, 1999.
22. Tudor, A., Durabilitatea şi fiabilitatea transmisiilor mecanice, *Ed. Tehnică, Bucureşti*, 1988.
23. Tugan Eritenel and Robert G. Parker, An investigation of tooth mesh nonlinearity and partial contact loss in gear pairs using a lumped-parameter model, *Mechanism and Machine Theory*, volume 56, October 2012, pp. 28-51.
24. V. Abadjiev, E. Abadjieva, Synthesis of hyperboloid gear sets based on the pitch point approach, Volume 55, *Mechanism and machine Theory*, September 2012, pp. 51-66.
25. Zhonghomg Bu, Geng Liu and Liyan Wu, Modal analyses of herringbone planetary gear train with journal bearings, *Mechanism and Machine Theory*, Volume 54, august 2012, pp. 99-115.

CUPRINS