

INSTITUTUL NAȚIONAL DE CERCETARE - DEZVOLTARE
PENTRU INGINERIE ELECTRICĂ ICPE-CA București



H.G. 1282/2004
Patrimoniu: 381108 lei
Registrul Comerțului
J40/3800/2001
Cod Fiscal
RO 13827850

Conturi bancare
RO52RNCB0072029424610001
BCR SMB
RO24TREZ7005069XXX002740
Trezorerie M.B

Email: office@icpe-ca.ro
www.icpe-ca.ro
Tel: +4021.346.7231
+4021.346.8297
Fax: +4021.346.8299
Splaiul Unirii nr. 313, sector 3
București, 030138, România



RAPORT INTERMEDIAR 5

Perioada 1 iunie 2021 – 16 iunie 2021

Activitate A1.2. Proiectare subansambluri acționare electrica, antrenare mecanica si componente de uzura pompa

CUPRINS

Pag.

A. OBIECTIVELE PROIECTULUI	2
B. OBIECTIVELE ACTIVITĂȚII RAPORTATE	2
C. REZUMATUL ETAPEI DE EXECUȚIE	3
D. DESCRIEREA ȘTIINȚIFICĂ ȘI TEHNICĂ	3
Capitolul 6. Analiza dinamica cu element finit a arborelui cotit al pompei triplex cu plungere	3
6.1 Considerații generale	3
6.2 Descrierea constructivă și funcțională a arborelui cotit	14
6.3 Calculul elementelor perturbatoare pentru analiza dinamică cu răspuns în timp a arborelui cotit	20
6.4 Reducerea maselor pieselor în mișcare de translație ale arborelui cotit, față de axa arborelui cotit	35
6.5 Alegerea setului de unități de măsură folosit	35
6.6 Alegerea proprietăților de material	36
6.7 Modelarea geometrică arborelui cotit pentru analiza cu element finit	37
6.8 Modelarea cu element finit a arborelui cotit	37
6.9 Introducerea constrângerilor de rezemare pe noduri pentru arborele cotit	64
6.10 Calcularea modurilor proprii de vibrație și a frecvenței proprii a arborelui cotit	66
6.11 Realizarea Analizei Dinamice Directe cu răspuns în Timp pentru arborele cotit	68
6.12 Realizarea Analizei Dinamice Modale cu răspuns în Timp pentru arborele cotit	111
6.13. Realizarea Analizei dinamice Directe cu răspuns în Frecvență pentru arborele cotit	124
6.14. Realizarea Analizei Dinamice Modale cu răspuns în Frecvență pentru arborele cotit	135
6.15. Concluzii pentru analiza dinamică cu element finit a arborelui cotit	148
Bibliografie Cap. 6	155
Concluzii finale pentru activitatea A1.2	156
Anexa 1 Reprezentări 3D piese și subansambluri din componența pompei triplex cu plungere	

A. OBIECTIVELE PROIECTULUI

Obiectivul general al proiectului constă în realizarea unui produs inovativ complex, destinat exploatării eficiente a resurselor energetice convenționale, având caracteristici funcționale semnificativ îmbunătățite prin schimbări esențiale ale specificațiilor tehnice și ale componentelor și materialelor și printr-un proces inovativ de realizare.

Integrată domeniului de specializare inteligentă *ENERGIE, MEDIU ȘI SCHIMBĂRI CLIMATICE, subdomeniul 3.1. Energie, respectiv 3.1.2. Resurse energetice convenționale, neconvenționale și regenerabile*, instalația propusă spre realizare este destinată operației de cimentare și altor operațiuni speciale la sondele de petrol și gaze naturale, în scopul exploatarei superioare a resurselor convenționale de energie, cu păstrarea mediului ambiant și care va contribui la creșterea calității și la diversificarea ofertei de produse moderne a liderului de proiect pe piața echipamentelor complexe destinate extracției de resurse de petrol și gaze.

Obiectivele specifice ale proiectului sunt:

1. Obținerea prin cercetare industrială de metode inovative pentru echipamentul de cimentare și operații speciale la sonde și stabilirea specificațiilor pentru subansambluri și echipamente;
2. Realizarea și testarea subansamblurilor inovative privind acționarea electrică în curent alternativ, antrenarea mecanică și componente de uzură ale pompelor;
3. Realizarea, pe baza documentației tehnice întocmite, a echipamentului pilot utilizabil comercial și testarea în medii reprezentative;
4. Investiții în vederea introducerii în producție a rezultatelor CD, prin achiziții de active corporale și necorporale;
5. Pregătirea fluxului de fabricație și a documentației de punere în fabricație;
6. Crearea a 4 noi locuri de muncă pe durata implementării proiectului, dintre care 2 femei.

B. OBIECTIVELE ACTIVITĂȚII RAPORTATE

Subactivitatea A1.2 - Proiectare subansambluri actionare electrica, antrenare mecanica si componenta de uzura pompă are ca obiectiv Elaborare Proiect subansambluri actionare electrica, antrenare mecanica si componente de uzura pompa;

În această subactivitate se vor proiecta subansamblurile instalației de cimentare și operații speciale la sonde ce conțin elementele inovative descrise în Studiul realizat – Activitatea A.1.1.

Proiectele ce conțin soluții inovative se referă la :

- acționare electrică cu motor asincron de curent alternativ trifazat acționat prin convertizor de frecvență cu comanda vectorială și scalară.

Se asigură adaptarea caracteristicii mecanice a ansamblului de acționare electrică la caracteristica mecanică a pompelor triplex ale instalației, adaptarea reglării turatiei în limite largi, mult peste soluția motor Diesel cu cutie de viteze mecanică, protecții necesare privitoare la întregul ansamblu electric și realizarea proiectului pentru integrarea motorului într-o buclă de control automată. Se va proiecta convertizorul cu variator de frecvență, pe baza specificațiilor obținute în Studiu, cu toate elementele necesare bunei funcționări în reglaj scalar și vectorial, inclusiv partea de protecții, semnalizări, comenzi, și comunicații. Proiectarea va asigura posibilitatea de introducere a sistemului de acționare electrică într-un container ce poate fi ușor montat pe șasiul instalației, inclusiv la sonda;

- piesele și subansamblurile din compunerea sistemului de pompare de înaltă presiune încât acesta să fie adecvat pentru pomparea fluidelor de acidizare, a suspensiilor de ciment (operații de cimentare), a lichidelor care conțin nisip, titei, noroi de foraj, aditivi speciali pentru operațiile de fisurare prin acidizare și alte fluide de întreținere a sondelor. Se vor realiza proiecte pentru fiecare componentă mecanică a pompelor triplex care să asigure atât inovarea funcțională cât și cea tehnologică pentru piesele de mare uzură.

Fiecare componentă inovatoare va avea un proiect propriu ce va permite trecerea la realizarea sa pentru testare și definitivarea soluției. Vor fi incorporate inovările dezvoltate pentru plungeri, tijele plungerelor, supape și etansări, camăși dotate cu suprafețe durificate prin metode specifice ce asigură

fiabilitatea acestora. Proiectele vor fi realizate cu sisteme performante de proiectare si desen de tip Autocad, cu schite in 3D si desene de introducere in fabricatie.

C. REZUMATUL ETAPEI DE EXECUȚIE

Acest Raport intermediar prezintă activitatea desfășurată de echipa de lucru din cadrul ICPE-CA în cadrul Subactivității A.1.2 - Proiectare subansambluri actionare electrica, antrenare mecanica si componenta de uzura pompa in perioada 1.06.2021 – 16.06.2021. Activitatea A.1.2 a început la data de 17.09.2020 și are termen de finalizare 16.06.2021.

Capitolele 1, 2, 3, 4, 5 au fost tratate in Rapoartele intermediare anterioare, acest raport conține capitolul 6 – Analiza dinamica cu element finit a arborelui cotit al pompei triplex cu plungere

În această perioadă de raportare au fost elaborate desene - reprezentări 3D ale pieselor si subansamblurilor proiectate integrate intr-un ansamblu reprezentativ din punct de vedere functional. Acestea sunt prezentate în Anexa 1 la raport.

D. DESCRIEREA ȘTIINȚIFICĂ ȘI TEHNICĂ

Capitolul 6. Analiza Dinamică cu Element Finit a Arborelui Cotit al Pompei Triplex cu plungere

6.1. Considerații generale

In cadrul mecanismului motor al **Pompei Triplex** cu plungere de presiune maxima 1050 bar, arborele cotit transformă mișcarea de rotație primită de la motor în mișcare rectilinie prin intermediul bielor montate pe arbore.

Arborele Cotit al Pompei Triplex cu plungere de presiune maxima 1050 bar, **va fi numit mai departe in mod generic în această lucrare „Arborele Cotit”**.

Părțile componente ale Arborelui Cotit sunt:

- Fusurile maneton – pe care se articulează biela – 3 buc.;
- Palierelor – fac legătura între fusurile maneton și asigură lăgăruirea la capătul arborelui cotit -5 bucati;

Pe paliere se montează rulmenții ce lăgăruiesc arborele cotit în frema pompei.

Un cot este format dintr-un fus maneton, cele doua brate care il încadrează si cate o jumătate din fusurile palier învecinate.

Parametrii inițiali de încărcare ai arborelui cotit, pentru care se obține presiunea maximă pe plunjer, sunt următorii:

- $R=87.5\text{mm}$; R =Raza manivelei arborelui cotit, in punctul M, fata de axa de rotație a arborelui cotit;
- $n=204\text{ RPM}$; n =turația la axul de rotație al arborelui cotit, pentru presiunea maximă pe plunjer;
- Nr.curse duble/min=36 cd/min;
- Diametrul plunjer $D_p=85\text{mm}$;
- Debitul teoretic maxim $Q=108\text{ litri/min}$;
- Presiunea de lucru $p=1086\text{ bar}$

Sunt prezentate in continuare datele de intrare pentru analiza dinamica cu element finit cu răspuns în timp a arborelui cotit:

a. Analiză Dinamică Directă cu răspuns în TIMP: În analiza directă cu răspuns în timp intervalul de timp al variației perturbației dinamice este parcurs incremental pas cu pas cu un increment de timp, răspunsul dinamic al structurii este calculat prin rezolvarea unui set de complet de ecuații de mișcare cuplate utilizând metoda integrării numerice directe. Răspunsul fundamental al structurii o constituie deplasările structurii; acestea sunt rezolvate la intervale discrete de timp, în general cu un pas fix de timp de integrare. În urma analizei dinamice directe cu răspuns în timp, se obțin:

- variația în timp a deformațiilor pentru toate nodurile structurii, de unde se pot determina nodurile cu deformații maxime, momentul de timp când apar deformațiile maxime și valoarea acestor deformații maxime;

- variația în timp a eforturilor unitare pentru câteva elemente critice ale structurii, de unde se pot determina elementele cu eforturi unitare maxime, momentul de timp când apar eforturile unitare maxime și valoarea acestor eforturi unitare maxime;

b. Analiza Dinamică Modală cu răspuns în TIMP: este tot o analiză cu increment de timp, în schimb utilizează formele modale ale structurii (deformatele modale ale structurii) pentru a reduce și a decupla ecuațiile de mișcare; soluția este apoi obținută prin însumarea răspunsurilor individuale modale. De asemenea, amortizarea sistemului este o funcție de frecvențele proprii ale sistemului. Prin metoda modală se realizează o simplificare, o optimizare și o creștere de viteză și de putere de calcul pentru analiza dinamică

Formele modale [N] sunt utilizate pentru a transforma problema în termeni de comportament modal în opoziție cu comportamentul nodurilor structurii. Coordonatele fizice { u } sunt transformate în coordonate modale { ξ } prin relația:

$$u(t) = [N] * (\xi(t)) \quad (2.13)$$

Proprietățile ortogonale ale formelor modale permit ecuației de mișcare să fie scrisă în termeni de matrice de rigiditate diagonalizată cu mase generalizate;

Ecuatiile de mișcare pentru soluția necuplată vor avea forma:

$$m_i \cdot \ddot{\xi}_i(t) + b_i \cdot \dot{\xi}_i(t) + k_i \cdot \xi_i(t) = p_i(t) \quad (1.1)$$

Avem în relația de mai sus matricele: maselor, amortizării, rigidității, vectorii accelerație, viteză, deplasare, termenul liber al forțelor.

În urma analizei dinamice modale cu răspuns în timp, se obțin:

- variația în timp a deformațiilor pentru toate nodurile structurii, de unde se pot determina nodurile cu deformații maxime, momentul de timp când apar deformațiile maxime și valoarea acestor deformații maxime;

- variația în timp a eforturilor unitare pentru câteva elemente critice ale structurii, de unde se pot determina elementele cu eforturi unitare maxime, momentul de timp când apar eforturile unitare maxime și valoarea acestor eforturi unitare maxime;

2. Analiza Dinamică cu răspuns în Frecvență

Spre deosebire de analiza dinamică cu răspuns în timp, intervalul de studiu este reprezentat de un interval incrementat de frecvențe, acoperitor față de frecvențele proprii ale sistemului. În urma analizei dinamice cu răspuns în frecvență, se identifică frecvențele periculoase de rezonanță pentru care perturbațiile asupra sistemului pot conduce la un răspuns dramatic cu amplitudine mărită a sistemului. În analiza dinamică în răspuns de frecvență, excitarea este explicit definită în domeniu de frecvență; toate forțele aplicate sunt cunoscute ca valoare la fiecare frecvență a forței.

În natură, forma cea mai normală și des întâlnită de încărcare oscilatorie este aceea de încărcare oscilatorie sinusoidală. În cea mai simplă formă, acest tip de încărcare este definit ca având o amplitudine cunoscută la o frecvență specifică. Răspunsul oscilatoriu stabil apare la aceeași frecvență ca și încărcarea. Răspunsul poate fi decalat însă în timp datorită amortizărilor sistemului; acest decalaj de răspuns este numit decalaj de fază, deoarece vârful de încărcare și vârful de răspuns nu apar la același moment de timp.

Două metode numerice diferite pot fi utilizate în Analiza Dinamică cu răspuns în frecvență:

c. Analiza Dinamică Directă cu răspuns în Frecvență

Rezolvă ecuațiile cuplate de mișcare în termeni de frecvențe forțate; intervalul de frecvențe de studiat acoperitor față de frecvențele proprii ale sistemului este parcurs pas cu pas cu un increment de frecvență.

În urma analizei dinamice directe cu răspuns în frecvență se obțin frecvențele de rezonanță care pot provoca un răspuns violent și periculos al structurii.

d. Analiza Dinamică Modală cu răspuns în Frecvență

Utilizează formele modale ale structurii pentru a reduce și a decupla ecuațiile de mișcare (atunci când nu este utilizată nici o amortizare); soluția pentru o frecvență particulară forțată este obținută prin însumarea răspunsului individual modal

Efectiv întâi se face o **Analiză de Frecvențe Proprii și de Moduri Proprii** a sistemului

Frecvențele proprii (naturale) sunt frecvențele pentru care o structură tinde să vibreze dacă este subiectul unei forțe perturbatoare. Forma deformată care se obține la o frecvență naturală specifică este numită formă modală. Analiză modurilor naturale mai este numită analiză valorilor reale proprii.

În urma analizei dinamice directe cu răspuns în frecvență se obțin frecvențele de rezonanță care pot provoca un răspuns violent și periculos al structurii.

Ipotezele de calcul sunt următoarele:

Arborele cotit al pomei triplex are 3 coturi.

- Plecând de la stânga spre dreapta, momentul de intrare în primul cot este nul, iar momentul de ieșire al ultimului cot este egal cu momentul instantaneu al motorului. Momentul de intrare pentru cotul $z+1$ este egal cu momentul de ieșire al cotului z .

- un cot este o grindă simplu rezemată la capete;

- reazemele sunt considerate a fi rigide și coaxiale;

- datorită lungimii reduse a reazemelor, se neglijează momentele încovoietoare care acționează asupra acestora;

- asupra reazemului unui cot acționează un moment de intrare egal cu suma momentelor de răsucire produse de biele (vezi Fig.1.1.)

Forțele care acționează asupra fusului maneton sunt descompuse după două direcții:

- una tangențială la fusul maneton
- una în planul cotului (perpendiculară pe fusul maneton)

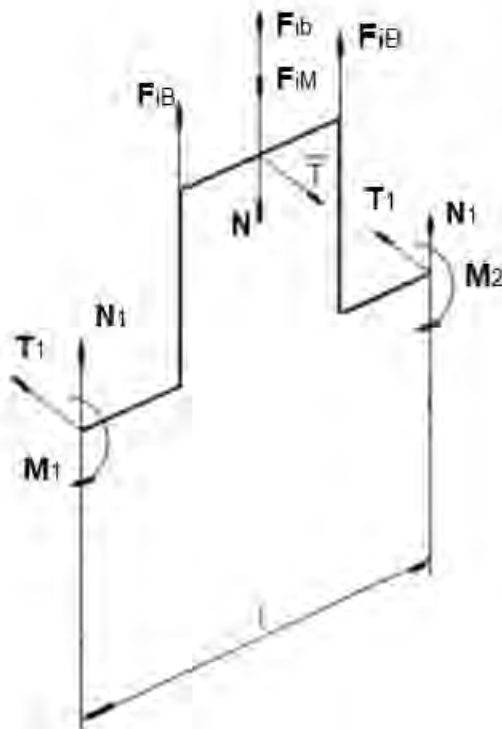


Fig.1.1. Aproximațiile făcute pentru calculul analitic static al arborelui cotit

Analiza dinamică cu element finit ține cont de variația celor 3 seturi de forțe tangențiale $T(t)$ și normale $N(t)$, variabile în timp, în intervalul de o perioadă $T=0.294$ sec de rotație a arborelui cotit, în punctele M de pe manetoanele arborelui cotit și anume $M2[T2(t);N2(t)]$, $M3[T3(t);N3(t)]$ și $M1[T1(t);N1(t)]$, manetonul M2 fiind considerat de referință, rotindu-se din cadranul 1 trigonometric, de pe axa OX în jos, în sens orar, cu un pas de calcul $\alpha=10$ grade. Celelalte manetoane M3 și M1, se rotesc decalat față de M2, decalajul fiind de 120° pentru fiecare.

Prin variația pas cu pas a acestor seturi M1, M2 și M3 de valori de forțe tangențiale $T(t)$ și normale $N(t)$ variabile din timp, cu incrementul de timp $DT=0.001$ sec, **în cadrul analizei dinamice directe cu răspuns în timp** se vor efectua STEP=320 de pași ai analizei dinamice, în intervalul de timp total al analizei dinamice DRC=0.32 sec (Durata Răspunsului Calculat) și se vor efectua efectiv în total 320 de analize statice ale arborelui cotit, pentru a se determina momentul de timp t_{max} din cadrul analizei dinamice directe cu răspuns în timp în care încărcarea arborelui cotit este maximă.

Analiza statică de calcul de rezistență al arborelui cotit nu ține seamă de variația celor 3 seturi de forțe tangențiale $T(t)$ și normale $N(t)$, variabile în timp. În acest caz NU se poate determina momentul de timp t_{max} , când are loc maximum de încărcare al arborelui cotit.

Calculul analitic static al arborelui cotit fiind făcut în ipoteza în care arborele cotit este o grindă discontinuă, având un număr de părți egal cu numărul coturilor, conține mari aproximații și simplificări și poate da erori.

De aceea se recomandă ca acest calcul să fie utilizat pentru un calcul initial de verificare al arborelui urmând ca un calcul complex și relevant să fie făcut prin **calculul de analiză dinamică cu element finit** care are posibilitatea să depisteze în timpul analizei dinamice cu răspuns în timp, momentul de timp t_{max} , când are loc maximum de încărcare al arborelui cotit și are posibilitatea să depisteze în timpul analizei dinamice cu răspuns în frecvență, frecvențele periculoase de rezonanță pentru care poate apărea un răspuns dramatic amplificat obținut în urma perturbațiilor dinamice la arborele cotit.

Acest calcul va fi abordat mai departe în prezenta lucrare.

6.1.1 Obiectivele analizei statice și dinamice cu element finit

6.1.1.1. Obiectivele analizei statice cu element finit

În economia globală actuală, în orice industrie, inclusiv în domeniul proiectării, construcției, exploatarei și expertizării tehnice a instalațiilor de foraj, orice calcul de dimensionare și verificare din punct de vedere al rezistenței materialelor se face exclusiv prin metodele Analizei cu Element Finit (FEA); inginerii din orice industrie integrează Analiza cu Element Finit în ciclul de proiectare, pentru a se asigura că produsul obținut este mai sigur, mai eficient, mai ieftin și iese mai repede pe piață.

Un model de Analiză cu Element Finit permite o reprezentare discretă a modelului continuu fizic care este analizat. Această reprezentare este creată utilizând noduri, care sunt conectate împreună pentru a forma elemente. Pentru aceste noduri sunt scrise și rezolvate următorul sistem de ecuații de mișcare (sub formă matriceală, folosind metoda deplasărilor):

$$M \cdot X + B \cdot V + R \cdot A = F(t) \quad (1.2)$$

unde:

vectorul forțelor perturbatoare;

M = matricea maselor reduse;

B = matricea coeficienților de amortizare;

R = matricea coeficienților de rigiditate;

X = vectorul parametrilor de oscilație (rotiri și deplasări liniare);

V = vectorul vitezelor;

A = vectorul accelerațiilor;

Analiza lineara statică cu element finit reprezintă cel mai elementar tip de analiză cu element finit; termenul “linear” înseamnă că răspunsul calculat este linear în raport cu forța aplicată, termenul “static” arată că forțele nu variază cu timpul. Ecuația de mișcare a Analizei Statice este:

$$[K] \cdot \{U\} = \{f\} \quad (1.3)$$

unde K = matricea de rigiditate;

U = vectorul deplasărilor care este calculat;

f = vectorul forțelor aplicate.

Ecuația de mișcare a analizei statice utilizează deplasările pentru calcularea forțelor rezultante, a forțelor de reacțiune și a tensiunilor.

Arborele cotit va fi modelat prin discretizare cu elemente finite de tip Beam3D și Shell Simetic, după care vor fi puse constragerile de rezemare pe lagărele rulmenților arborelui cotit, și pe punctul de introducere al momentului de acționare al arborelui cotit, unde arborele cotit va fi izolat. In punctul respectiv se va aplica o constrângere de rotație $R_x=0$.

Mai întâi se face o analiză cu element finit dinamică directă cu răspuns în timp a arborelui cotit, care are posibilitatea să depisteze momentul de timp t_{max} , cand are loc maximul de încărcare al arborelui cotit și, cu setul de forțe tangențiale T și normale N obținute pentru cele 3 manetoane $M1$, $M2$ și $M3$ pentru acest moment de timp t_{max} , se va face o analiză statică cu element finit a arborelui cotit, pentru se obține pentru încărcarea maximă a arborelui cotit, deformațiile maxime în nodurile structurii și eforturile unitare maxime în elementele structurii.

Etapile de calcul cu analiza statică cu element finit a arborelui cotit folosind programul specializat MSC Visual Nastran for Windows sunt:

- a. Alegerea setului de unități de măsură folosit;
- b. Alegerea proprietăților de material;
- c. Modelarea geometrica a structurii de rezistență;
- d. Modelarea cu element finit a structurii de rezistență;
- e. Introducerea rezemării structurii de rezistență;
- f. Introducerea încărcărilor elementare și stabilirea combinațiilor de încărcări;
- g. Realizarea analizei statice cu element finit;

-h. Obținerea rezultatelor analizei statice cu element finit și anume a deformațiilor maxime și a eforturilor unitare maxime, pe combinații de încărcări, interpretarea rezultatelor;

-i. Obținerea reacțiunilor pentru structura calculată;

-j. Concluzii la analiza statică cu element finit a structurii de rezistență.

6.1.1.2.. Obiectivele analizei dinamice cu element finit

Încărcările dinamice sunt fenomene care se caracterizează în general prin variația bruscă a factorilor perturbatori într-un interval scurt și relevant de timp, deci avem în vedere aici fenomene de încărcări prin șoc, variații bruște de viteze, accelerații, forțe, ale factorilor perturbatori în general, mase în mișcare cu energie cinetică pe care o transmit în urma impactului structurii, forțe inerțiale mari, accelerații de demaraj mari, frânări bruște, influența amortizării asupra acestor fenomene, etc.

Fenomenele dinamice produc încărcările reale cele mai periculoase pentru arborele cotit al pompei triplex.

Metodele de calcul dinamic propuse au următoarele caracteristici:

- Sunt metode testate riguros științific;
- Sunt metode în timp real care se pot aplica rapid la cererea beneficiarului;
- Sunt metode constituite în adevărate matrițe de calcul, cu date de intrare și de ieșire în cadrul unui algoritm de calcul testat, care poate fi aplicat rapid, în condiții de teren, relativ ușor, de către echipele de expertiză tehnică ale instalațiilor de foraj;

În cadrul unui asemenea fenomen dinamic se produce un schimb substanțial între energia potențială stocată în elementele elastice ale structurii cu energia cinetică a maselor în mișcare care acționează asupra structurii. Când frecvențele proprii ale sistemului (cu energia potențială stocată în elementele elastice) sunt apropiate sau coincid cu frecvențele factorilor perturbatori (cu energia cinetică a maselor în mișcare) atunci apare fenomenul de rezonanță; se produce un schimb total, violent și periculos între energiile celor 2 sisteme care interacționează și care duce la un răspuns de mare amplitudine a structurii excitate. Datorită condițiilor extreme de exploatare mecanismului bielă-manivelă a pompei triplex, acest schimb dinamic energetic este critic pentru calculul structurii de rezistență a arborelui cotit al pompei triplex.

Parametrii inițiali de încărcare ai arborelui cotit, pentru care se obține presiunea maximă pe plunjer, sunt următorii:

- $R=87.5\text{mm}$; R =Raza manivelei arborelui cotit, în punctul M, fata de axa de rotație a arborelui cotit;

$n=204\text{ RPM}$; n =turația la axul de rotație al arborelui cotit, pentru presiunea maximă pe plunjer;

-Nr.curse duble/min= 36 cd/min ;

-Diametrul plunjer $D_p=85\text{mm}$;

-Debitul teoretic maxim $Q=108\text{ litri/min}$;

-Presiunea de lucru $p=1086\text{ bar}$

Calculul datelor de intrare pentru analiza dinamica directa cu raspuns in timp

$$n := 204 \quad n = 204 \text{ RPM} = 204 / \text{min} = \text{turatia la axa de rotatie a arborelui cotit}$$

$$p := 1086 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \quad p = 108.6 \text{ MPa} \quad p = \text{presiunea maxima pe plunjer}$$

n = turatia la axa de rotatie a arborelui cotit, pentru $D_{\text{plunjer}}=85\text{mm}$, Nr curse duble/min= 36 cd/min , $D_{\text{plunjer}}=85\text{ mm}$, Debitul toretic maxim=108 l/minm , presiunea de lucru $p=1086\text{ bar} = 109.6\text{ MPa}$

$$R := 87.5\text{-mm} \quad L := 437.5\text{-mm} \quad L = \text{Lungimea bielei}$$

R =Raza manivelei arborelui cotit, in punctul M, fata de axa de rotatie a arborelui cotit

$$\omega := \frac{\pi \cdot n}{30} \quad \omega = 21.363 \quad \omega = \frac{\omega}{\text{sec}} \quad \omega = 21.363 \text{sec}^{-1}$$

ω = pulsatia perturbatoare a arborelui cotit = viteza unghiulara a arborelui cotit

$$f := \frac{n}{60} \quad f = 3.4 \quad f = \frac{f}{\text{sec}} \quad f = 3.4 \text{sec}^{-1} \quad \frac{204}{60} = 3.4$$

f = frecventa fortelor perturbatoare ale arborelui cotit [Hz] [sec^{-1}], frecventa perturbatoare de rotatie a arborelui cotit

$$T := \frac{1}{f} \quad T = 0.294 \text{sec} \quad T = \text{Perioada fortelor perturbatoare ale arborelui coti, perioada perturbatoare de rotatie a arborelui cotit}$$

$$\alpha := 10 \text{ grade}$$

α =incrementul de unghi (grade) al manivelei R fata de axa OX fata de care se calculeaza fortele normale la centru $N(\alpha)$ si tangentiala la cercul de raza R $T(\alpha)$ ale manivelei in punctul M. Unghiul α este exprimat in grade

$$t_{\alpha} := \frac{\alpha \cdot T}{360} \quad t_{\alpha} = 0.008 \text{sec} \quad t_{\alpha} = \text{incrementul de timp pentru un unghi } \alpha=10 \text{ gra}$$

$$\alpha_R := \alpha \cdot \frac{\pi}{180} \quad \alpha_R = \text{unghiul } \alpha \text{ exprimat in radiani} \quad \alpha_R = 0.175 \text{ radiani}$$

$$t_{\alpha} := \frac{\alpha_R}{\omega} \quad t_{\alpha} = 0.008 \text{sec}$$

t_{α} =incrementul de timp din o perioada T , corespunzator unghiului $\alpha=10$ grade pentru care se calculeaza fortele normale la centru $N(t)$ si tangentiala la cercul de raza R $T(t)$ ale manivelei in punctul M

M, masa plunjerului, masa tijei plunjerului, masa capului de cruce), cu o masă echivalentă M_{tr} în mișcare de rotație față de axa arborelui cotit, dispusă într-un plan perpendicular pe axa de rotație, la o distanță $R=87.5$ mm față de axa de rotație.

6.2. Descrierea constructivă și funcțională a arborelui cotit

În cadrul mecanismului motor al **Pompei Triplex cu plungere**, arborele cotit transformă mișcarea de rotație primită de la motor în mișcare rectilinie prin intermediul bielor montate pe arbore.

În Fig.2.1. este prezentat desenul de execuție al arborelui cotit (Vedere longitudinală).

În Fig.2.2. este prezentată modelarea 3D a arborelui cotit al pompei triplex, cu rulmenții montați.

În Fig.2.3. este prezentată secțiunea prin manetonul superior.

În Fig.2.4. este prezentată secțiunea prin manetonul dispus la 120° .

În Fig.2.5. sunt prezentate dimensiunile de calcul/verificare ale arborelui cotit.

Dimensiunile de calcul/verificare a arborelui cotit sunt următoarele:

l_M – lungimea fusului maneton, [mm]

d_M – diametrul exterior (mediu) al fusului maneton, [mm]

d_{Mi} – diametrul interior al fusului maneton, [mm]

g – latimea palierului, [mm]

D_{br} – diametrul bratului [mm]

g_{br} – grosimea bratului [mm]

ρ – raza de racordare a fusului cu brațul [mm]

D – diametrul palierului [mm]

g_p – grosimea palierului [mm]

Conform Fig 2.5 , în cazul acestui arbore cotit, avem dimensiunile:

$d_M = 205$ mm

$d_{Mi} = 90$ mm

$l_M = 95, 2$ mm

$g = 65$ mm

$D_{br1} = 235$ mm

$g_{b1} = 32,4$ mm

$D_{br2} = 420$ mm

$g_{b2} = 7$ mm

$D_p = 400$ mm

$g_p = 65$ mm

Părțile componente ale Arborelui Cotit sunt:

- Fusurile maneton – pe care se articulează biela – 3 buc.;

- Palierele – fac legătura între fusurile maneton și asigură lăgăruirea la capătul arborelui cotit - 5bucati;

Pe paliere se montează rulmenții ce lăgăruiesc arborele cotit în frema pompei.

Un cot este format dintr-un fus maneton, cele două brate care îl încadrează și câte o jumătate din fusurile palier învecinate.

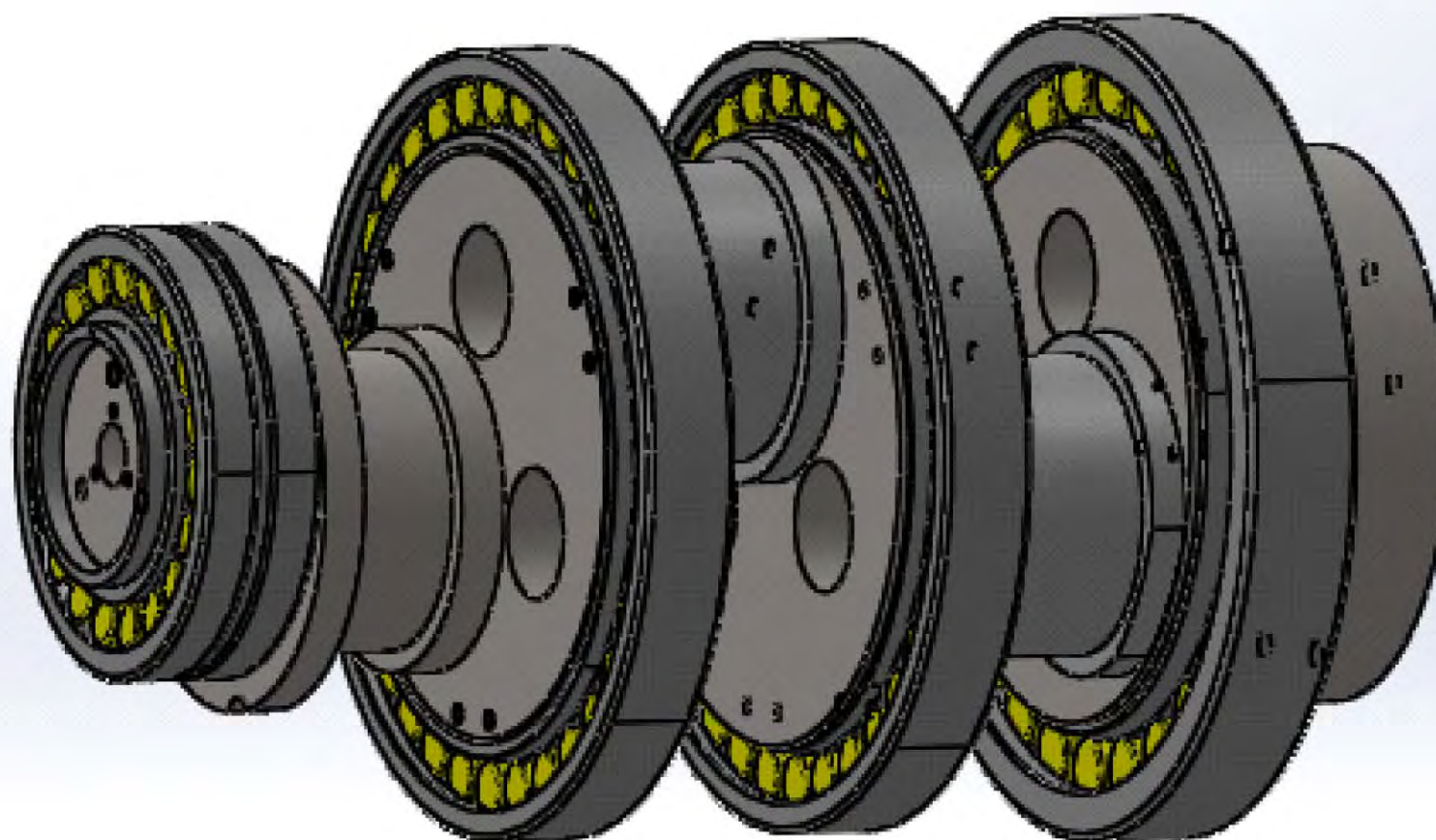


Fig.2.2.Reprezentarea modelării 3D a arborelui cotit al pompei triplex, cu rulmenții montați

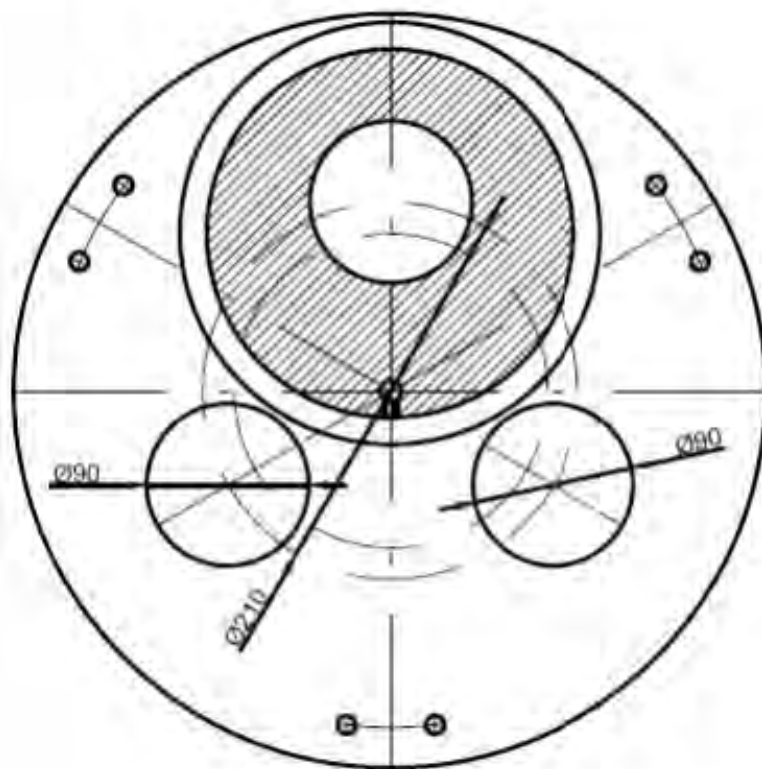


Fig.2.3. Secțiunea prin manetonul superior

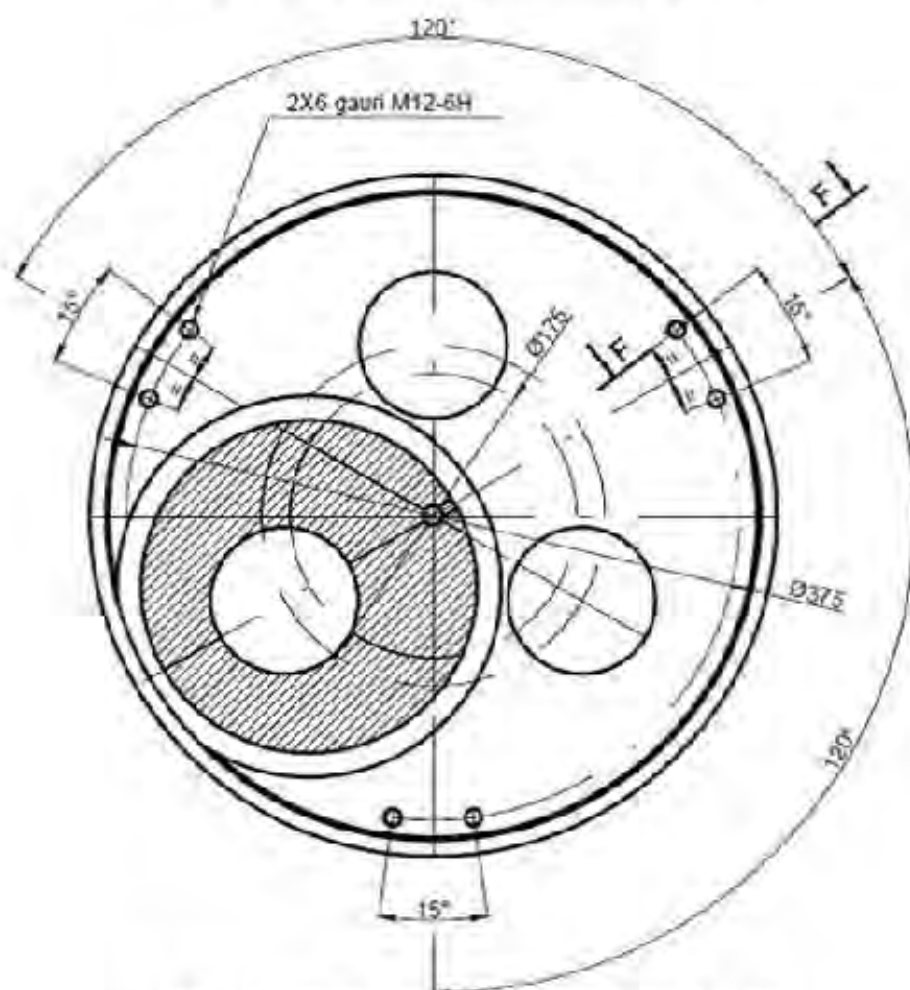


Fig. 2.4 Secțiune prin manetonul dăpus la 120°

Se aleg parametrii analizei dinamice directe cu raspuns in timp:

$$\text{DRC} := 0.32 \cdot \text{sec} \quad \text{STEP} := 320 \quad \text{DT} := \frac{\text{DRC}}{\text{STEP}} \quad \text{DT} = 0.001 \text{sec}$$

DRC = 0.32 sec = Durata Raspunsului Calculat, este intervalul de timp in care se face analiza dinamica directa cu raspuns in timp, pentru a fi acoperitor si pentru optimizarea analizei, se ia DRC > T

STEP = 320 = nr de pasi ai analizei directe cu raspuns in timp, STEP = 300, inseamna ca in cadrul analizei dinamice directe cu raspuns in timp, in intervalul de timp total al analizei dinamice DRC = 18 sec, vom avea 300 de analize statice efectuate pas cu pas, cu increment de timp de DT = 0.06 sec, pentru a se determina momentul de timp t din cadrul analizei dinamice in care incarcarea arborelui cotit este maxima

DT = 0.001 sec = incrementul de timp al analizei dinamice directe cu raspuns in timp

6.3. Calculul elementelor perturbatoare pentru analiza dinamică cu răspuns în timp a arborelui cotit

Acestea sunt constituite din cele 3 seturi de forțe tangențiale T(t) și normale N(t), variabile în timp, în intervalul de o perioadă T=0.294 sec de rotație a arborelui cotit, în punctele M de pe manetoanele arborelui cotit și anume M2[T2(t);N2(t)] , M3[T3(t);N3(t)] și M1[T1(t);N1(t)] , manetonul M2 fiind considerat de referință, rotindu-se din cadranul 1 trigonometric, de pe axa OX in jos, în sens orar, cu un pas de calcul alfa=10 grade.

În etapa anterioară a proiectului, au fost calculate pentru mecanismul bielă manivelă al arborelui cotit, și anume pentru cele 3 puncte M1, M2 și M3 ale manetoanelor arborelui cotit, decalate la 120°, și de rază R=87.5 mm, 3 seturi de forțe, constituite din forțele N(alfa), normală, pe direcția razei R, și T(alfa) pe direcția tangențială la raza R, care variază în funcție de unghiul alfa, făcut de raza R=87,5 mm a manivelei, cu axa orizontală OX, unghiul alfa variind între 0 și 360 grade, cu incrementul de alfa_0=10° (sunt 36 de valori pentru unghiul alfa, între 0÷360°). (Vezi Fig.3.1)

În Fig. 3.2. este reprezentat la scara, cercul de rază Rmanivelă=87.5mm, pentru manetonul de referință M2, cu plunjerul P2 în dreapta cercului de manivelă M2, și cu manetonul M2 rotindu-se din cadranul 1 trigonometric, de pe axa OX in jos, în sensul ceasului, cu un pas de calcul alfa=10 grade, și anume la 360grd, 350grd, 340grd, 330grd...40grd, 30grd, 20grd, 10grd, 0grd, poziția de calcul a forțelor manetonului M2, tangențială T2(t) și normală N2(t) fiind în cadranul 1, la unghiul alfa(32)=50°. De remarcat că forțele calculate și măsurate pe desenul făcut la scara, tangențială T2(32)=512541 N și normală N2(32)=310248 N sunt egale cu cele calculate în Tab.3.1., i=32 fiind indicele de indexare a unghiului alfa(i) de calcul, i_total=37 de bucăți, de la alfa=360° la alfa=0°, cu pas alfa(i)=10 grade°. Vedere dinspre rulmentul de capăt, cu UX=0.

În Fig. 3.3. este reprezentat cercul de rază Rmanivelă=87.5mm, pentru manetonul de referință M2, cu plunjerul P2 în dreapta cercului de manivelă M2, și cu manetonul M2 rotindu-se din cadranul 1 trigonometric, de pe axa OX in jos, în sensul ceasului, cu un pas de calcul alfa=10 grade, și anume la 360grd, 350grd, 340grd, 330grd...40grd, 30grd, 20grd, 10grd, 0grd, poziția de calcul a forțelor manetonului M2, tangențială T2(t) și normală N2(t) fiind în cadranul 2, la unghiul alfa(24)=130°. De remarcat că forțele calculate și măsurate pe desenul făcut la scara, tangențială T2(24)=394536 N și normală N2(24)=-450881 N sunt egale cu cele calculate în Tab.3.1., i=24 fiind indicele de indexare a unghiului alfa(i) de calcul, i_total=37 de bucăți, de la alfa=360° la alfa=0°, cu pas alfa(i)=10 grade°. Vedere dinspre rulmentul de capăt, cu UX=0.

In cadrul acestui capitol se vor transforma cele 36 de valori de increment de unghi alfa în valori de timp, fracțiuni de timp cu incrementul t_alfa=0.08 sec corespunzătoare unui increment de alfa_0=10°, care reprezintă fracțiuni din perioada T=0.294 sec de rotația a arborelui cotit, corespunzător unei rotații de unghi alfa=360°.(Vezi Tab.3.1)

La analiza dinamică cu element finit directă cu răspuns în timp efectul perturbator dinamic de intrare este constituit din cele 3 seturi de forțe tangențiale $T(t)$ și normale $N(t)$, variabile în timp, în intervalul de o perioadă $T=0.294$ sec de rotație a arborelui cotit, în punctele M de pe manetoanele arborelui cotit și anume $M2[T2(t);N2(t)]$, $M3[T3(t);N3(t)]$ și $M1[T1(t);N1(t)]$, manetonul M2 fiind considerat de referință, rotindu-se din cadranul I trigonometric, de pe axa OX în jos, în sensul ceasului, cu un pas de calcul $\alpha=10$ grade, și anume la 360grd, 350grd, 340grd, 330grd...40grd, 30grd, 20grd, 10grd, 0grd. Celelalte manetoane M3 și M1, se rotesc decalat față de M2, decalajul fiind de 120° pentru fiecare.

Intervalul de timp total al analizei dinamice $DRC=0.32$ sec (Durata Răspunsului Calculat), acoperitor față de perioada perturbatoare $T=0.294$ sec, va fi parcurs pas cu pas, cu nr. de pași ai analizei $STEP=320$, cu incrementul de timp al unui pas= $DT=0.001$ sec.

Prin variația pas cu pas a acestor seturi M1, M2 și M3 de valori de forțe tangențiale $T(t)$ și normale $N(t)$ variabile din timp, cu incrementul de timp $DT=0.001$ sec, în cadrul analizei dinamice directe cu răspuns în timp se vor efectua $STEP=320$ de pași ai analizei dinamice, în intervalul de timp total al analizei dinamice $DRC=0.32$ sec (Durata Răspunsului Calculat) și se vor efectua efectiv în total 320 de analize statice ale arborelui cotit, pentru a se determina momentul de timp t_{max} din cadrul analizei dinamice directe cu răspuns în timp în care încărcarea arborelui cotit este maximă.

6.6. Alegerea proprietăților de material

Pentru materialul din care este fabricat arborele cotit, și anume oțelul aliat 34CrNiMo6, SR EN 10025-3, cu Limita de Curgere, $\sigma_C=490$ MPa și Limita de Rupere, $\sigma_R=700$ MPa, se introduc următoarele proprietăți de material (MP-Mass Property), 1. Otel mm-N-MPa (Vezi Fig.6.1., Fereastra pentru introducerea (MP-Mass Property), 1. Otel mm-N-MPa):

-Modulul lui Young, Modulul de elasticitate longitudinal, $E=2.1 \cdot 10^5$ [MPa] : Modulul lui Young este definit ca raportul dintre variația efortului unitar longitudinal de-a lungul unei axe față de variația deformației pe acea axă, în intervalul linear de elasticitate al legii lui Hook

- G =Modulul de elasticitate transversal = $8.1 \cdot 10^4$ [MPa]

- ν = constanta lui Poisson= $\nu_{XY}=0.28$; Constanta lui Poisson este raportul negativ între deformația transversală față de deformația axială a materialului

-Dens= Densitate Oțel= $7.85 \cdot 10^{-9}$ [N*sec²/mm⁴]

Fig.6.1 Fereastra pentru introducerea (MP-Mass Property), 1. Otel mm-N-MPa)

6.7. Modelarea geometrică arborelui cotit pentru analiza cu element finit

Arborele cotit a fost modelat geometric pentru analiza cu element finit folosind elemente geometrice tip linie dreaptă, linie curbă, cerc, punct, suprafață, regiune formată din operații booleene cu curbe închise.

În Fig.7.1. este prezentată modelarea geometrică a arborelui cotit.

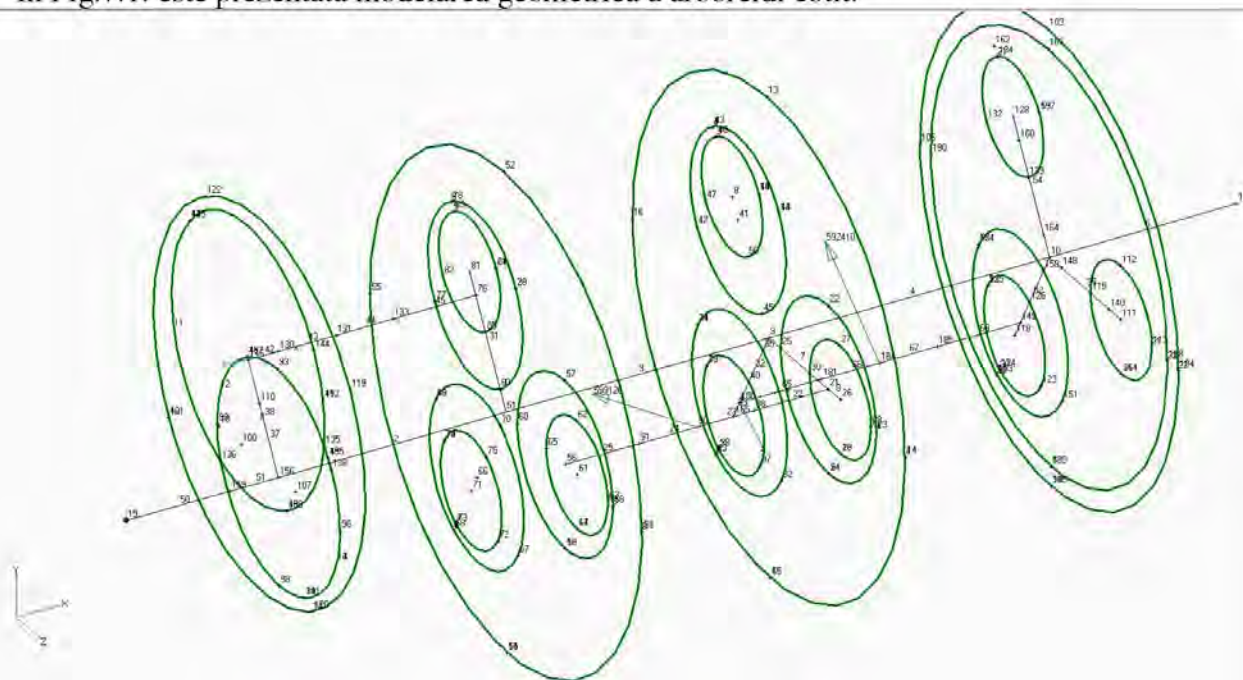


Fig.7.1. Modelarea geometrică a arborelui cotit

6.8. Modelarea cu element finit a arborelui cotit.

Modelarea cu element finit a structurii de rezistență a arborelui cotit se face pentru discretizarea cu element finit a structurii geometrice prin mesh-uirea structurii geometrice, adică prin atașarea fiecărei substructuri geometrice componente a unui număr de elemente finite caracterizate prin EG= Element Group= Tipul Elementului și RC= Real Constant= Tipul de secțiune geometrică a elementului, specifice tipului geometric și MP= Mass Property, Proprietăți de Material.

Sunt definite următoarele tipuri de EG- Element Group= Tipul Elementului (Properties), caracteristici geometrice și inertiiale ale secțiunilor profilelor arborelui cotit:

1. EG1, Element Type Plate, element de tip Placă, pentru modelarea palierelor sub formă de disc, între manetoane, care constituie și zona de lagăruire pe rulmenți a arborelui cotit;
2. EG2, Element Type BEAM3D grindă spațială 3D care poate prelua și momente, pot fi introdusă docalaje, față de axa geometrică, pentru definirea secțiunii trebuie definit I= punctul geometric al axei geometrice, SC= Shear Centre, centrul de torsiune al secțiunii, CG= centrul de greutate al secțiunii, MSC Nastran introduce secțiunea profilului barei Beam 3D, față de axa geometrică I-I a nodurilor, în punctul de SC-Shear Center al secțiunii profilului. Elementele tip bară beam 3D au fost folosite pentru mesh-uirea palierelor și a porțiunii de arbore concentric cu axa de rotație ale arborelui cotit.
3. EG3, Element de tip RIGID, pentru modelarea elementelor de legătură rigide, între manetoane și palierelor manetoanelor.

În cazul elementelor nesimetrice tip „L”, pentru a fi introduse cu punctul zero de referință geometric al profilului „L” (colțul secțiunii „L”), în punctul I al axei geometrice I-I între nodurile elementului, se introduce atunci în cadrul programului FEA MSC Nastran for Windows offset (Wa_offset, Wb_offset) între punctul zero de referință geometric al profilului „L” (colțul secțiunii „L”), și punctul SC (Shear Center) (Fig.8.1.).

De remarcat pentru profilul L3,5x0,4cm, Fig. 8.1.a., distanțele Y Neutral Axis Offset=0.808152 cm și Z Neutral Axis Offset End A=-0.808152, distanța de la SC (Shear Center, Centrul de Torsiune, punctul în planul secțiunii transversale în jurul căruia are loc răsucirea) la CG (Centrul de Greutate), din care se poate afla poziționarea lui SC (Shear Center) pe suprafața secțiunii profilului, față de axa Y și Z.

MSC Nastran pune secțiunea profilului „L3,5x0,4cm” centrată cu SC (shear center) pe axa I-I geometrică a nodurilor elementului. Pentru ca și secțiunea profilului „L3,5x0,4cm” să fie centrată cu colțul de jos I pe axa I-I a nodurilor elementului, atunci în MSC Nastran se dă offset față de SC (Shear Center) $dY_I_SC=dY_I_CG-dY_SC_CG=1.022-0.808=0.214\text{cm}$ și $dZ_I_SC=dZ_I_CG-dZ_SC_CG=-1.022-(-0.808)=-0.214\text{cm}$

Notă la Proprietățile Elementului calculate pentru programul NASTRAN

-Toate proprietățile inerțiale și geometrice ale elementului cerute ca date de intrare pot fi calculate automat pentru forme de profil standard sau forme de profil arbitrare utilizând în programul MSC.N4W subrutina **Beam Cross Section Generator**, accesată în meniul **Model Property Shape**.

-**Shear Area (Aria de Forfecare)** calculată de subrutina **Beam Cross Section Generator** este o arie efectivă (cm²) supusă la forțe tăietoare, și nu un factor de diminuare a suprafeței supuse la forțele tăietoare. Dacă introducem **Shear Area** direct de la tastatură, și cunoaștem valoarea lui **Shear Factor** pentru secțiunea în cauză, atunci în mod simplu înmulțim **Aria** cu **Shear Factor** și obținem valoarea lui **Shear Area** pe care o introducem manual. Programele FEA precum Cosmos/M introduc **Shear Factor= Shear Area / Area**.

-Dacă profilul longitudinal al barei este înclinat, având secțiuni diferite la ambele capete, se pot specifica proprietăți inerțiale și geometrice diferite la ambele capete ale barei.

Se prezintă proprietățile sectionale ale elementului care trebuie introdus pentru definirea Elementului finit tip BEAM 3D pentru secțiunea din Fig 8.1

RC-Real Constant

De la R1 la R14 numai pentru profil simetric

R1=A=2.64 cm²= Aria transversală

R2=Iyy=3.0255 cm⁴= Moment de inerție față de axa Y

R3=Izz=3.0255 cm⁴= Moment de inerție față de axa Z

R4=Y=3.5 cm= Înălțimea secțiunii pe axa Y

R5=Z=3.5 cm= Lățimea secțiunii pe axa Z

R6=0=end release cod node 1 (arată tipul de grade de libertate la nodul 1 al barei; 0=preia toate 6 grade de libertate)

R7=0=end release cod node 2 (arată tipul de grade de libertate la nodul 1 al barei; 0=preia toate 6 grade de libertate)

R8=It=J= Ixx = 0.138196 cm⁴=Torsional Constant= Moment de Inerție Torsional

R9= Shear factor in the element Y axis (SAY / Area)=0.43

R10=Shear factor in the element Z axis (SAZ / Area)=0.43

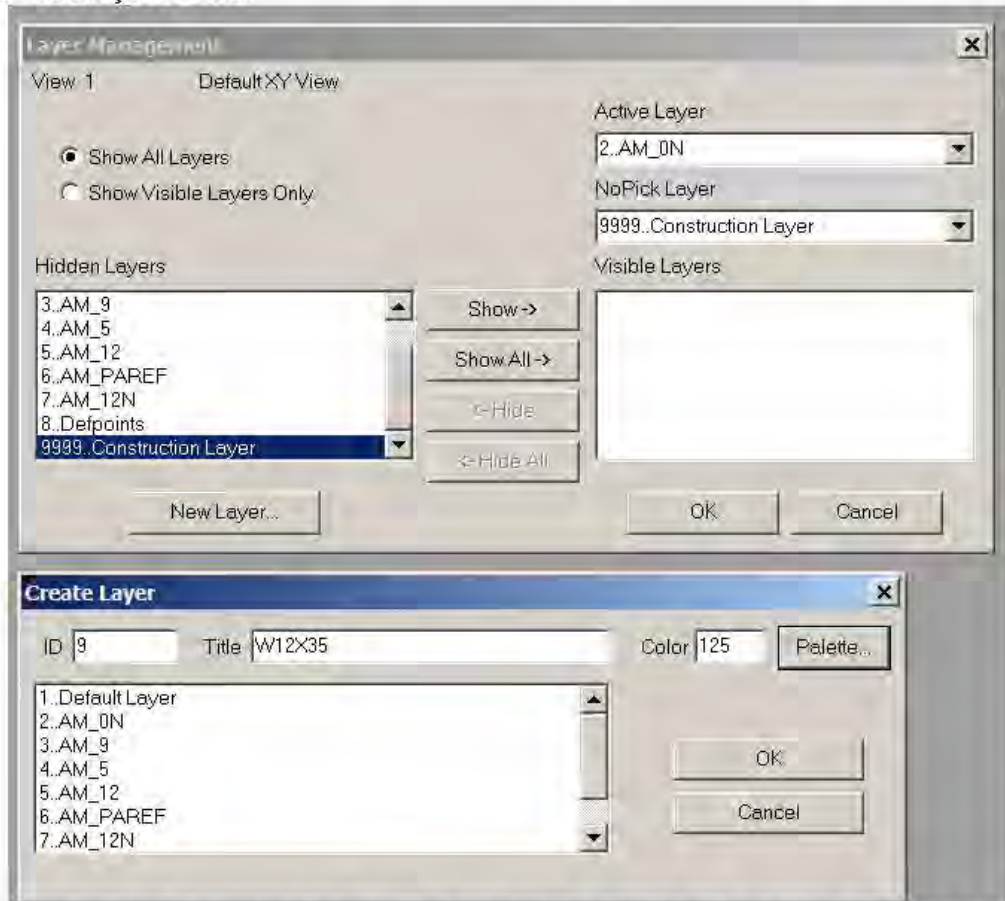
R11= 0= Temperature difference in the element Y axis

R12= 0= Temperature difference in the element Z axis

R13= 0= Perimeter (Thermal analysis only)

R14= 0,4 cm= **CTOR**= Torsional constant for max shear stress calculation= δ_{max} = grosimea maximă a elementului; **Modulul de rezistență torsional** $W_t=I_{xx} / \delta_{max}$

Se creează prin comanda **View / Layers**, și prin ferestrele din Fig.8.6.. un nou layer **9.W12X35**, în care vor fi introduse toate elementele geometrice ale secțiunii profilului W12X35 [cm], care inițial este gol, încă nu conține nimic.



8.6.. Crearea Layerului 9.W12X35 pentru elementele geometrice ale secțiunii profilului W12X35

Pentru a se introduce toate elementele geometrice (puncte, curbe, Boundary Surfaces) ale secțiunii profilului W12X35 se procedează ca în continuare:

-Se folosește comanda **Modify / Layer / Point**, **Select All** și **Select Layer**, indicându-se noul Layer 9.W12X35 în care vor fi introduse elementele geometrice, pentru punctele secțiunii profilului W12X35 (Fig.8.7.÷8.8).



Fig.8.7. Folosirea comenzii Modify / Layer / Point, Select All și Select Layer, indicându-se noul Layer 9.W12X35 în care or să fie introduse elementele geometrice, pentru punctele secțiunii profilului W12X35

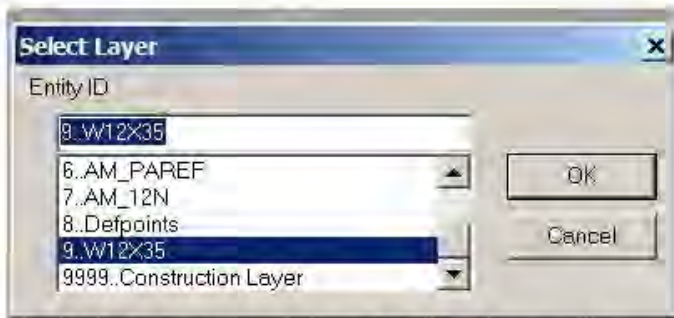


Fig.8.12. Folosirea comenzii Modify / Layer / Curve , Select All și Select Layer, indicându-se noul Layer 9.W12X35 în care or să fie introduse elementele geometrice, pentru Surfaces ale secțiunii profilului W12X35
Acum, toate elementele geometrice (puncte, curbe, suprafețe) ale secțiunii profilului W12X35 sunt în Layerul 9.W12X35 (Fig.8.13)



Fig.8.13 Definirea secțiunii profilului W12X35 sunt în Layerul 9.W12X35

Se definește acum în MSC Nastran tipul materialului pentru elementele tip bara. Se încarcă din biblioteca de materiale (Library) materialul predefinit Oțel daN-cm (Fig.8.14)

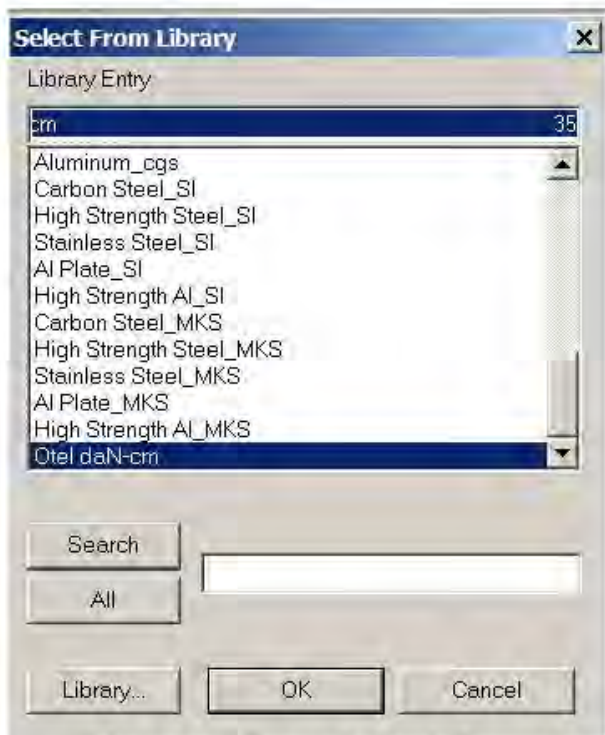
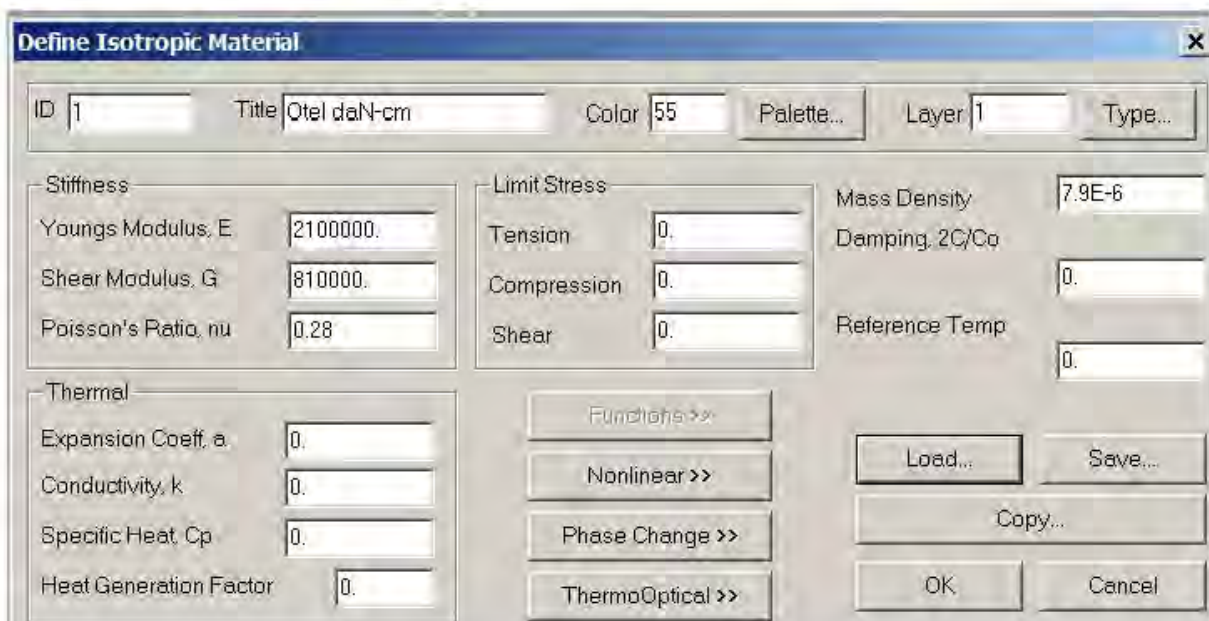


Fig.8.14. Se încarcă din biblioteca de materiale (Library) materialul predefinit Oțel daN-cm

Se definește astfel Materialul nr.1.Oțel daN-cm (Fig.8.15.) având caracteristicile de material: $E=2.1E6$ daN/cm² (Modulul lui Young, Modulul de elasticitate longitudinal, Modulul lui Young este definit ca raportul dintre variația efortului unitar longitudinal de-a lungul unei axe față de variația deformației pe acea axă, în intervalul linear de elasticitate al legii lui Hook), $G=8.1E5$ (Modulul de elasticitate transversal), Constanta lui Poisson=0.28 (Constanta lui Poisson este raportul negativ între deformația transversală față de deformația axială a materialului), Densitatea masică= $7.9E-6 * daN * sec^2 / cm^4$



8.15.. Se definește în MSC Nastran Materialul nr.1.Oțel daN-cm

Se definește în continuare în MSC Nastran, proprietatea nr.1 de secțiune de profil și anume 1.W12X35, din meniul **Model / Property** (Fig.4.17.). Se alege mai întâi **Element Type =Beam** din fereastra din Fig.8.16.



Fig.8.16. Alegerea din fereastra Element / Property Type a Element Type=Beam

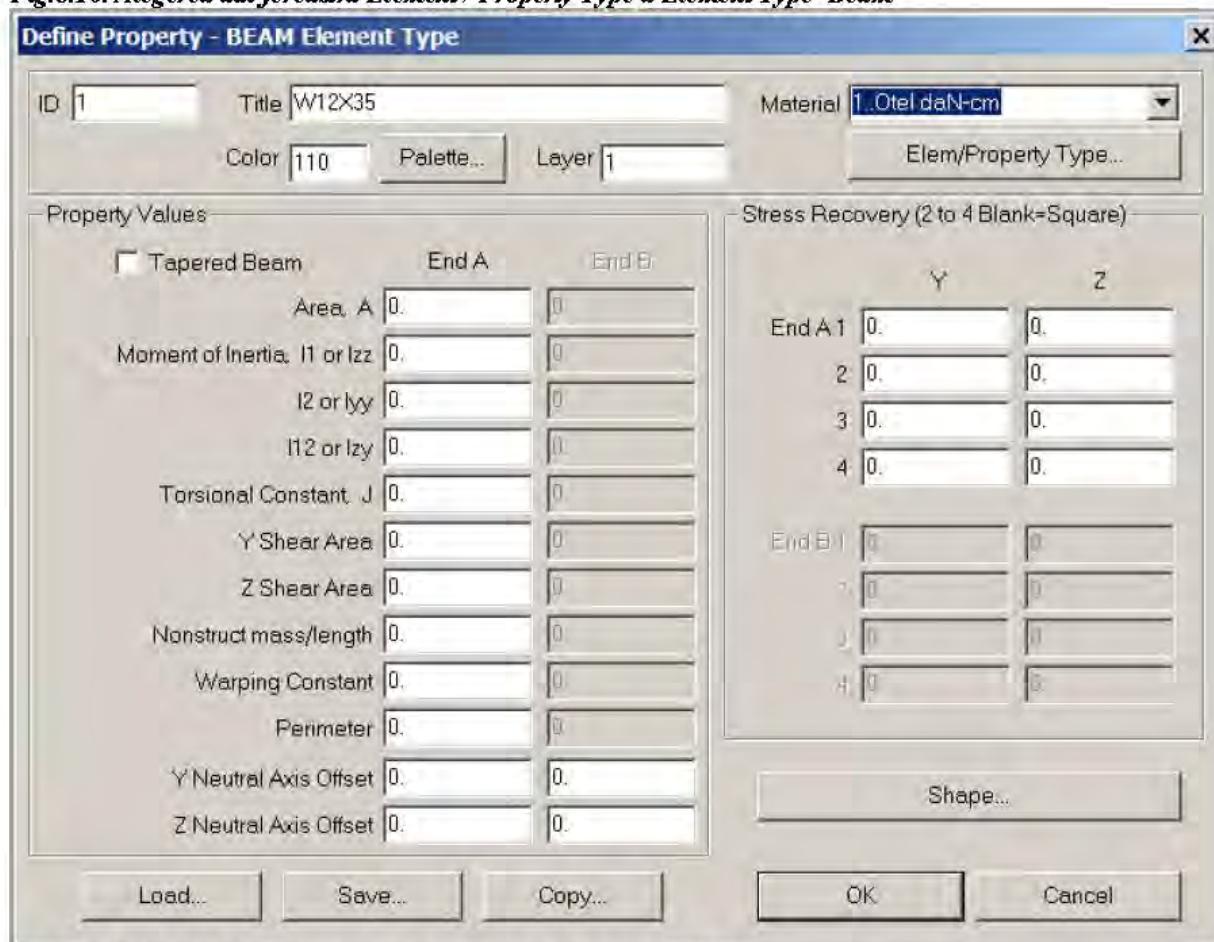


Fig.8.17.Definirea Proprietății nr.1 a secțiunii profilelor 1.W12X35

În fereastra **Define Property –Beam Element Type** se apasă pe butonul **Shape** și se intra în fereastra **Cross Section Definition**, de unde, din meniul **Shape**, se alege **General Section**. Se apasă pe butonul

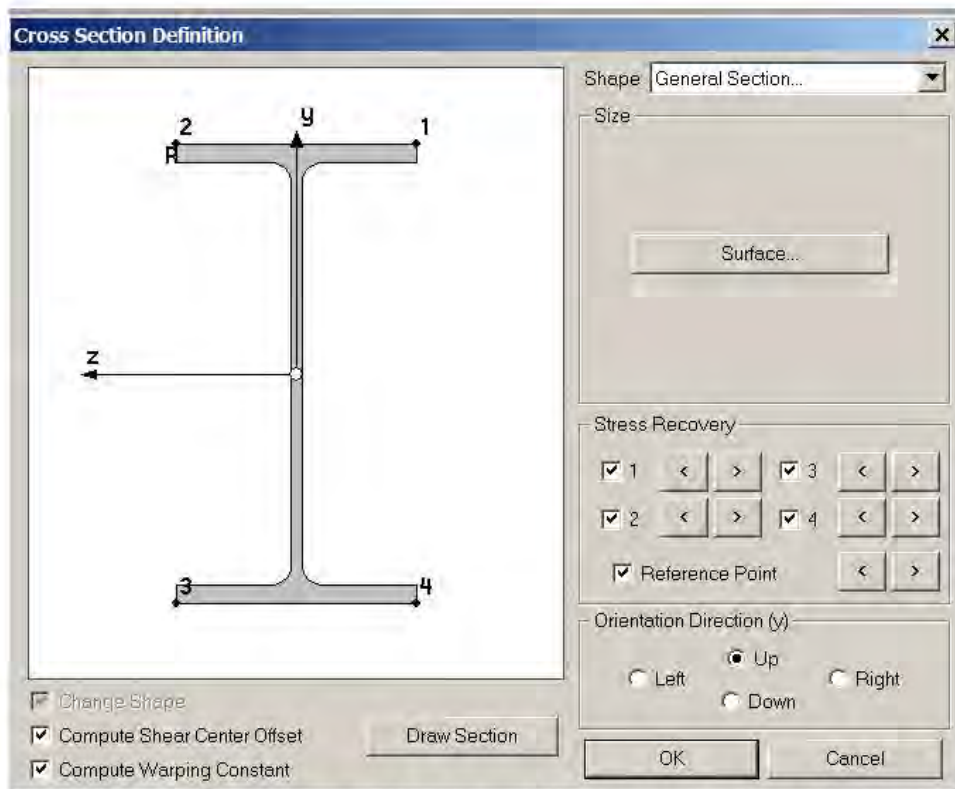


Fig.8.20. Fereastra Cross Section Definition de definiere a secțiunii profilului W12X35

Se dă OK și se obțin proprietățile geometrice și inerțiale ale secțiunii profilului W12X35 din fereastra Define Property-BEAM Element Type din Fig.8.21.

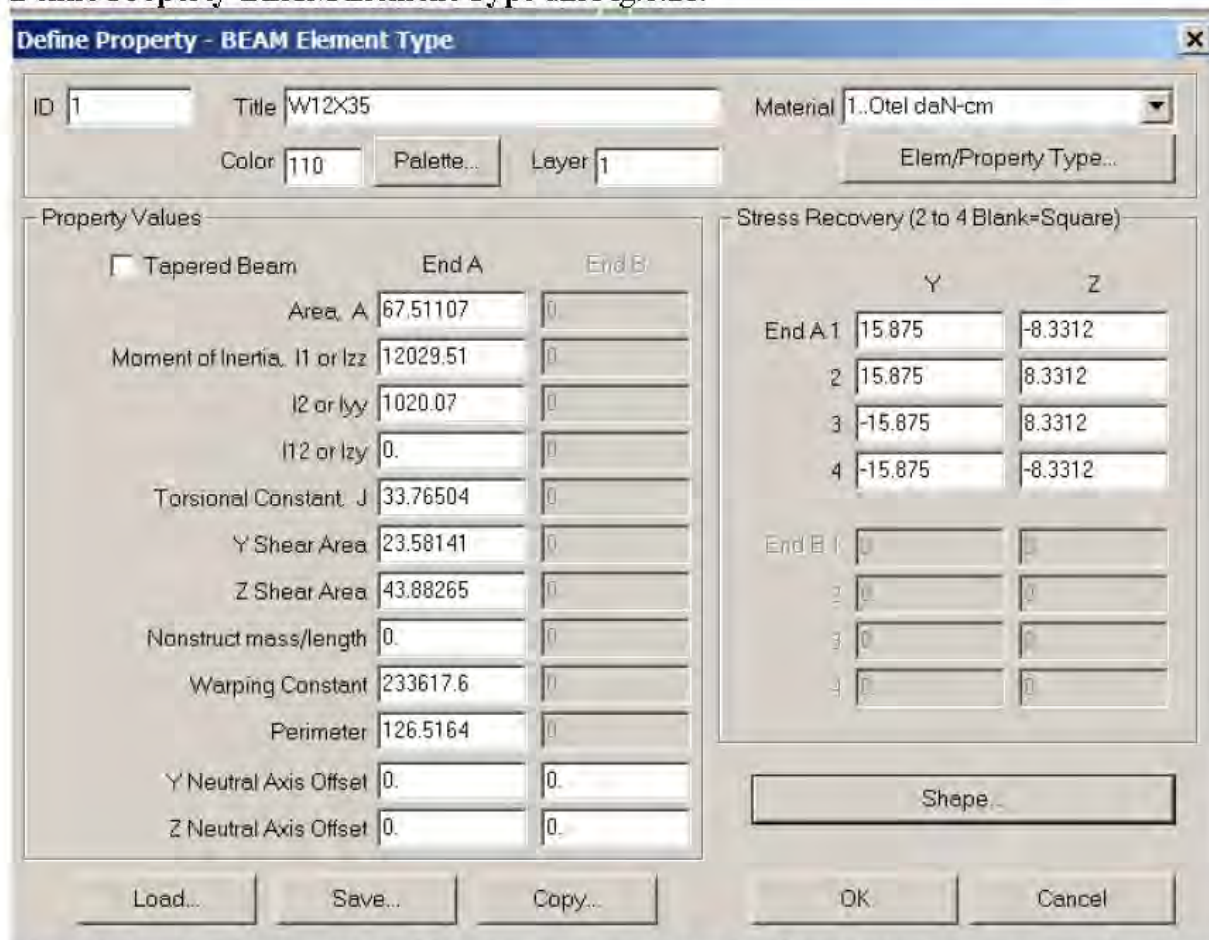


Fig.8.21. Proprietățile geometrice și inerțiale ale secțiunii profilului W12X35 din fereastra Define Property-BEAM Element Type

Se obțin în programul MSC Nastran următoarele proprietăți geometrice și inerțiale ale secțiunii profilului W12X35:

1. Aria=67.511 cm²;

2. Momentul de inerție axial față de axa Z, $I_{zz}=12029.51 \text{ cm}^4$;
3. Momentul de inerție axial față de axa Y, $I_{yy}=1020.07 \text{ cm}^4$;
4. Momentul de inerție centrifugal $I_{zy}=0$;
5. Torsional Constant= Moment de Inerție Torsional în jurul axei X= 33.65 cm^4 ;
6. Y Shear Area= 23.5841 cm^2 = Aria de Forfecare Y;
7. Z Shear Area= 43.882 cm^2 = Aria de Forfecare Z;
8. Nonstructural mass/ Lenght= $0 \text{ daN} \cdot \text{sec}^2/\text{cm}$ = Masa nestructurală atașată elementului;
9. Warping Constant= $C_w=233617.6 \text{ cm}^6$ = Warping Torsional Constant= Constanta de răsucire cu deformare;
10. Perimeter= 126.516 cm = Perimetrul secțiunii elementului;
11. Y Neutral Axis Offset End A= 0 cm End B= 0 cm (distanța Y de la SC la CG);
12. Z Neutral Axis Offset End A= 0 cm End B= 0 cm (distanța Z de la SC la CG).

-**Torsional Constant, $J=I_{xx}=I_t$ =Moment de inerție torsional (Sectorial)**, este o proprietate geometrică a secțiunii transversale a grinzilor care este implicată în relația dintre unghiul de răsucire și momentul de torsiune aplicat de-a lungul axei barei, ptr. o bară omogenă linear-elastică.

Astfel, Momentul de inerție torsional descrie rigiditatea torsională a barei.

-**Shear Area (Aria de Forfecare)** reprezintă aria secțiunii care efectiv rezistă forței de forfecare. Considerarea Ariei de Forfecare reduce efectiv aria secțiunii, reflectând astfel distribuția tensiunii tăietoare în secțiune.

-**Shear Factor=Shear Aria / Area** Unele programe de element finit (CosmosvM) necesită introducerea lui **Shear Factor**.

-**Warping Constant**= Constanta de răsucire cu deformare, măsoară rezistența elementului la torsiunea neuniformă, sau torsiune cu deformare. Este utilizat pentru calcularea momentului rezistent de flambaj al grinzilor nesprrijinite lateral și al flambajului torsional-flexional al elementelor comprimate.

Utilizând procedurile prezentate mai sus au fost definite în programul MSC Nastran următoarele seturi de caracteristici tip Properties, pentru definirea caracteristicilor geometrice și inerțiale ale secțiunii elementelor arborelui cotit:

1.Prop.1. Plate g=72mm

Este setul 1.Property pentru definirea caracteristicilor geometrice și inerțiale ale secțiunii elementelor tip placă (Plate), cu grosime $g=72\text{mm}$, pentru elementele care alcătuiesc palierelor sub formă de placă sub formă de disc de la capetele manetonul M2 . În Fig.8.22. sunt prezentate caracteristicile geometrice și inerțiale ale Prop.1.Plate $g=72\text{mm}$.

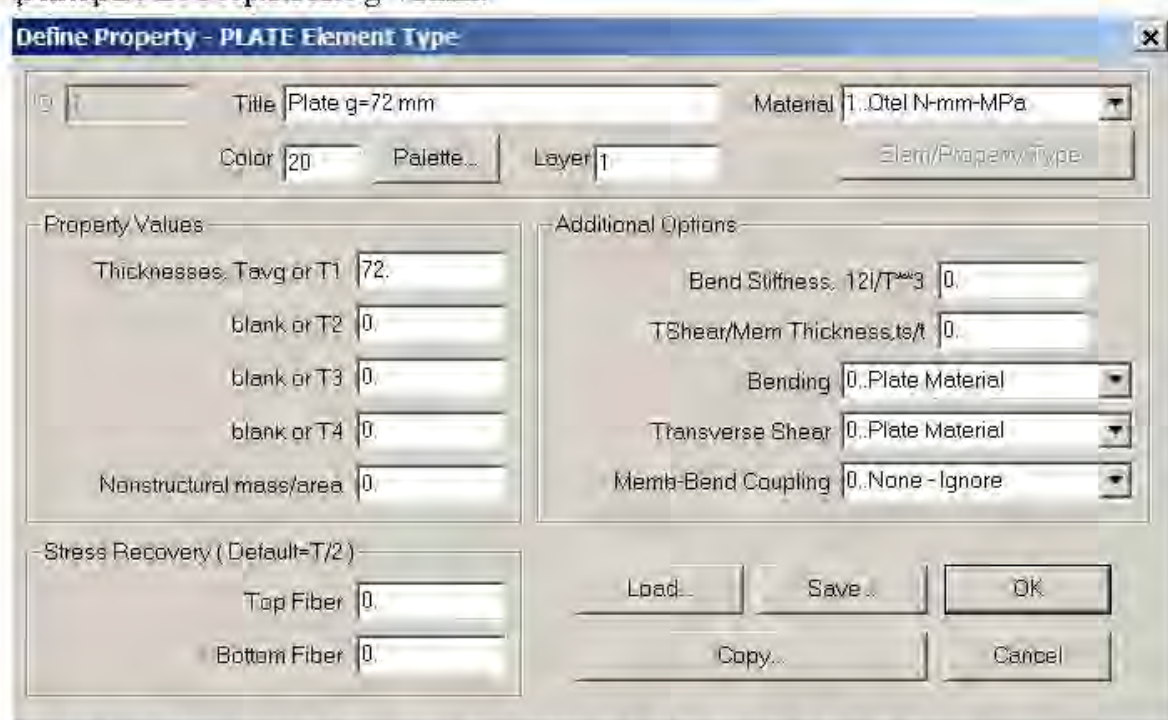


Fig.8.22. Caracteristicile geometrice și inerțiale ale Prop.1.Plate $g=72\text{mm}$.

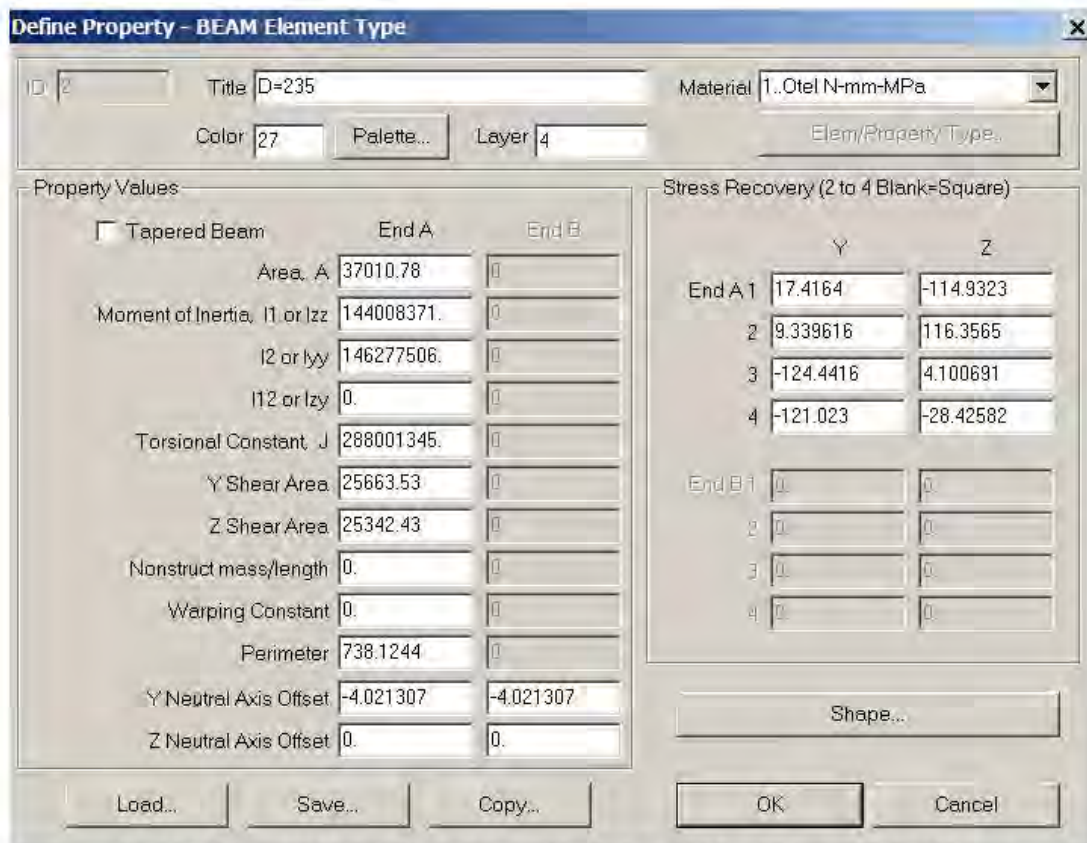


Fig 8.24 Caracteristicile geometrice și inerțiale ale Prop.2 D=235mm

De remarcat ca în Fig.8.24. a fost calculată distanța $Y_{\text{neutral-axis_offset}} = -4.021 \text{ mm} = -dy_{\text{SC_CG}}$ De la SC (Shear Center-Centrul de răsucire al secțiunii) la CG (Centrul de Greutate al secțiunii). CG a fost calculat în Autocad și este $CG-I = -3.008 \text{ mm} = -dy_{\text{CG_I}}$, Unde I este centrul geometric al cercului mare. MSC Nastran pune secțiunea profilului cu SC peste I-I axa nodurilor, astfel încât, pentru a pune secțiunea cu centrul geometric I peste axa I-I a nodurilor, atunci trebuie introdus un decalaj al secțiunii $dy_{\text{SC_I}} = dy_{\text{SC_CG}} - dy_{\text{CG_I}} = -3.008 - 4.021 = -7.029 \text{ mm}$. (Fig.8.25)

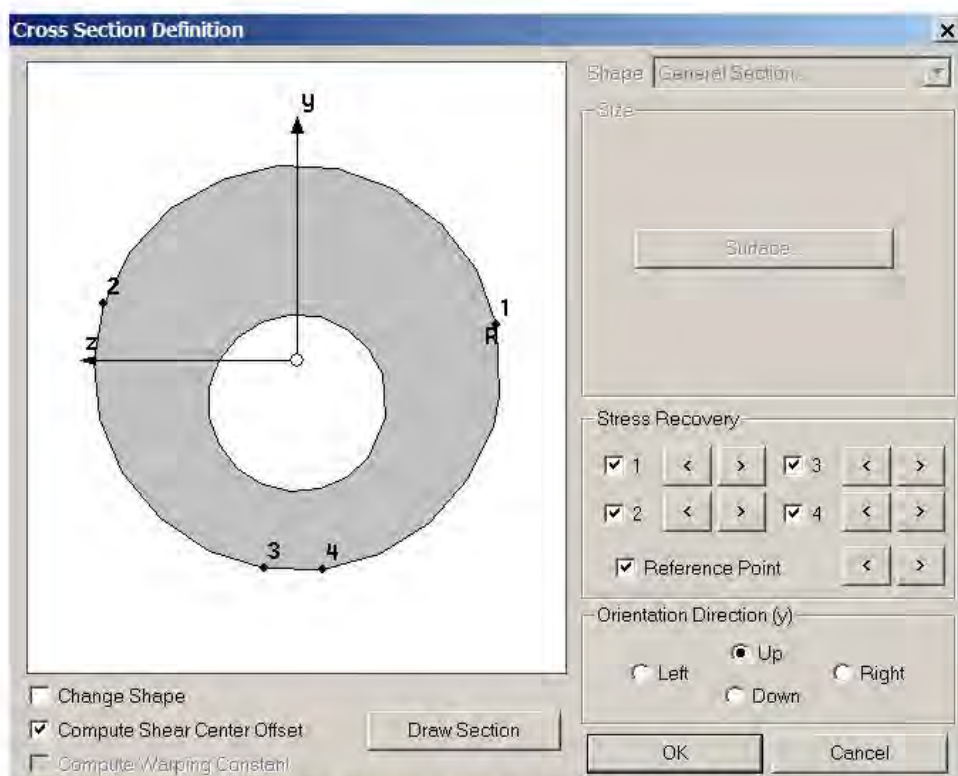


Fig.8.26. Caracteristicile geometrice, definirea axelor secțiunii și desenul secțiunii Prop.3 D=205mm

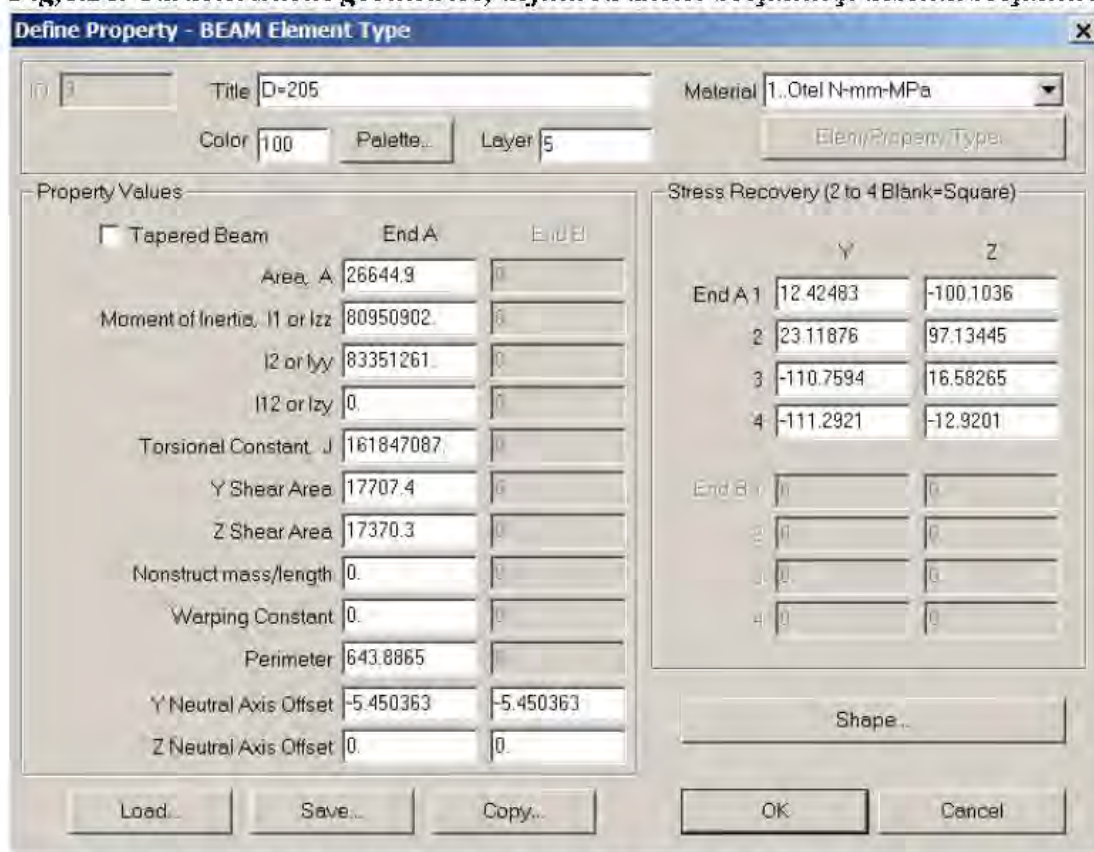


Fig 8.27. Caracteristicile geometrice și inerțiale ale Prop.3 D=205mm

De remarcat ca în Fig.8.26. a fost calculată distanța $Y_neutral_axis_offset = -5.450 \text{ mm} = -dy_SC_CG$. De la SC (Shear Center-Centrul de răsucire al secțiunii) la CG (Centrul de Greutate al secțiunii). CG a fost calculat în Autocad și este $CG-I = -4.18 \text{ mm} = -dy_CG_I$, Unde I este centrul geometric al cercului mare. MSC Nastran pune secțiunea profilului cu SC peste I-I axa nodurilor, astfel încât, pentru a pune secțiunea cu centrul geometric I peste axa I-I a nodurilor, atunci trebuie introdus un decalaj al secțiunii $dy_SC_I = dy_SC_CG - dy_CG_I = -4.18 - 5.450 = -9.63 \text{ mm}$ (Fig.8.28).

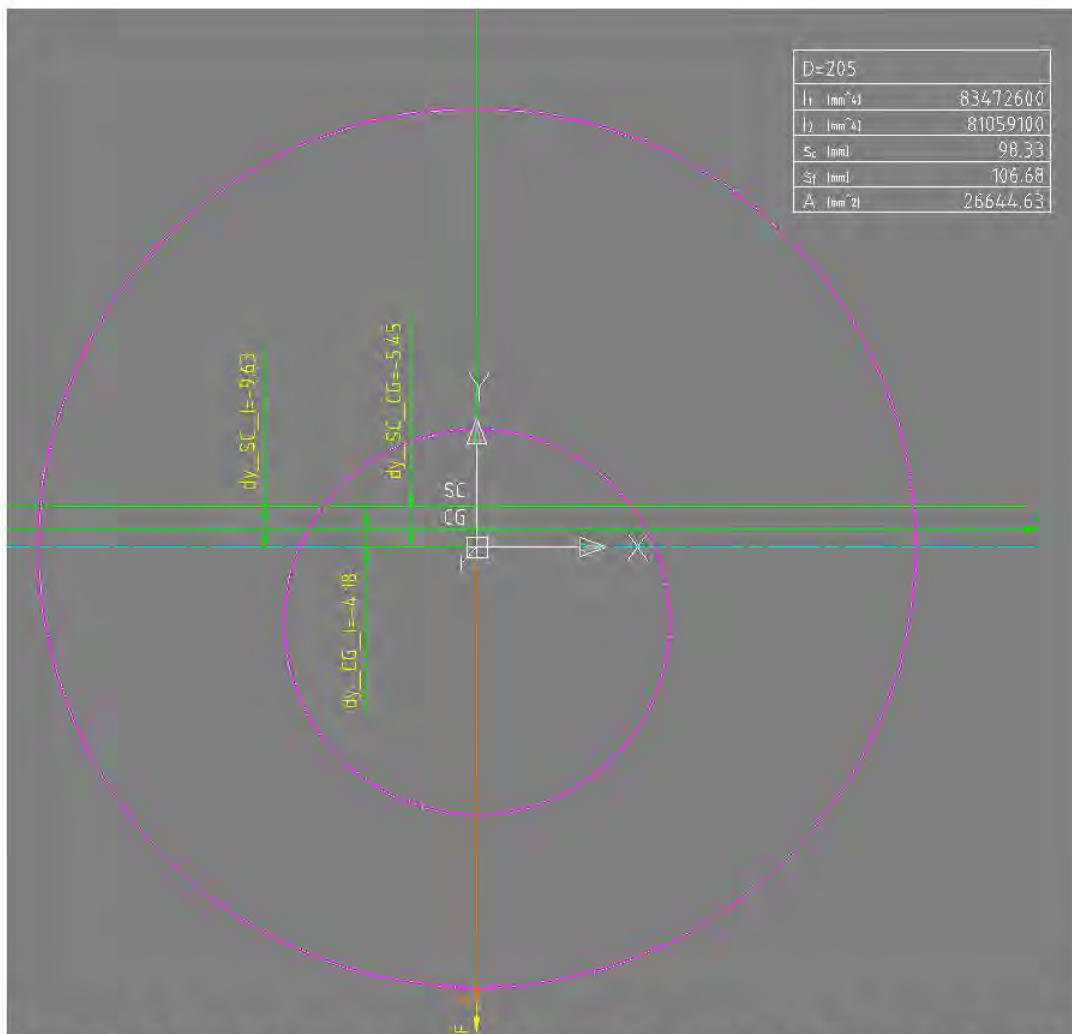


Fig.8.28. Calculul și cotarea decalajului secțiunii. Prop.3. $D=205$, $dy_{SC_I} = -dy_{SC_CG} - dy_{CG_I} = 4.18 - 5.450 = -9.63$ mm

4.Prop.4. Plate g=30mm

Este setul 4.Property pentru definirea caracteristicilor geometrice și inerțiale ale secțiunii elementelor tip placă (Plate), grosime $g=30$ mm, pentru elementele care alcătuiesc discul cilindric $D=310$ mm, cu grosimea $g=30$ mm cu excentricitatea $e=55$ mm din capătul stânga arbore cotit. În Fig.8.29. sunt prezentate caracteristicile geometrice și inerțiale ale Prop.4.Plate $g=30$ mm.

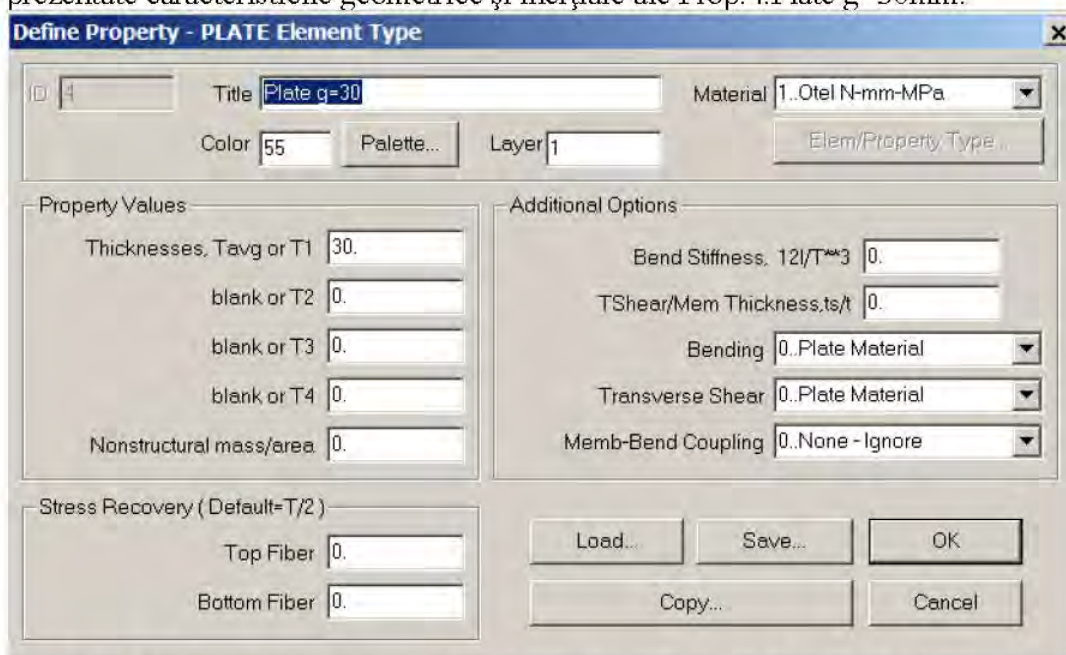


Fig.8.29. Caracteristicile geometrice și inerțiale ale Prop.4.Plate $g=30$ mm

Este setul 6.Property pentru definirea caracteristicilor geometrice și inerțiale ale secțiunii elementelor tip bară Beam 3D de diametru $D=190\text{mm}$ care alcătuiesc porțiunea de arbore stânga concentrică cu axa de rotație. În Fig.8.32 sunt prezentate caracteristicile geometrice, definirea axelor secțiunii și desenul secțiunii Prop.6 $D=190\text{mm}$, iar în Fig 8.33. sunt prezentate caracteristicile geometrice și inerțiale ale Prop.5 $D=190\text{mm}$.

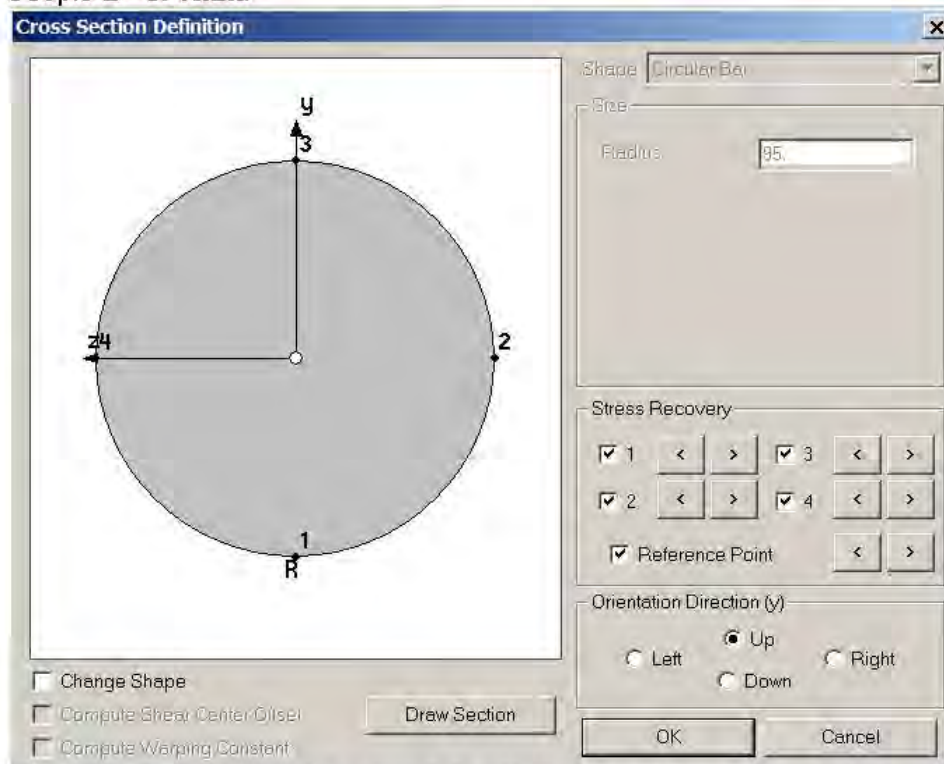


Fig.8.32 Caracteristicile geometrice, definirea axelor secțiunii și desenul secțiunii Prop.6 $D=190\text{mm}$

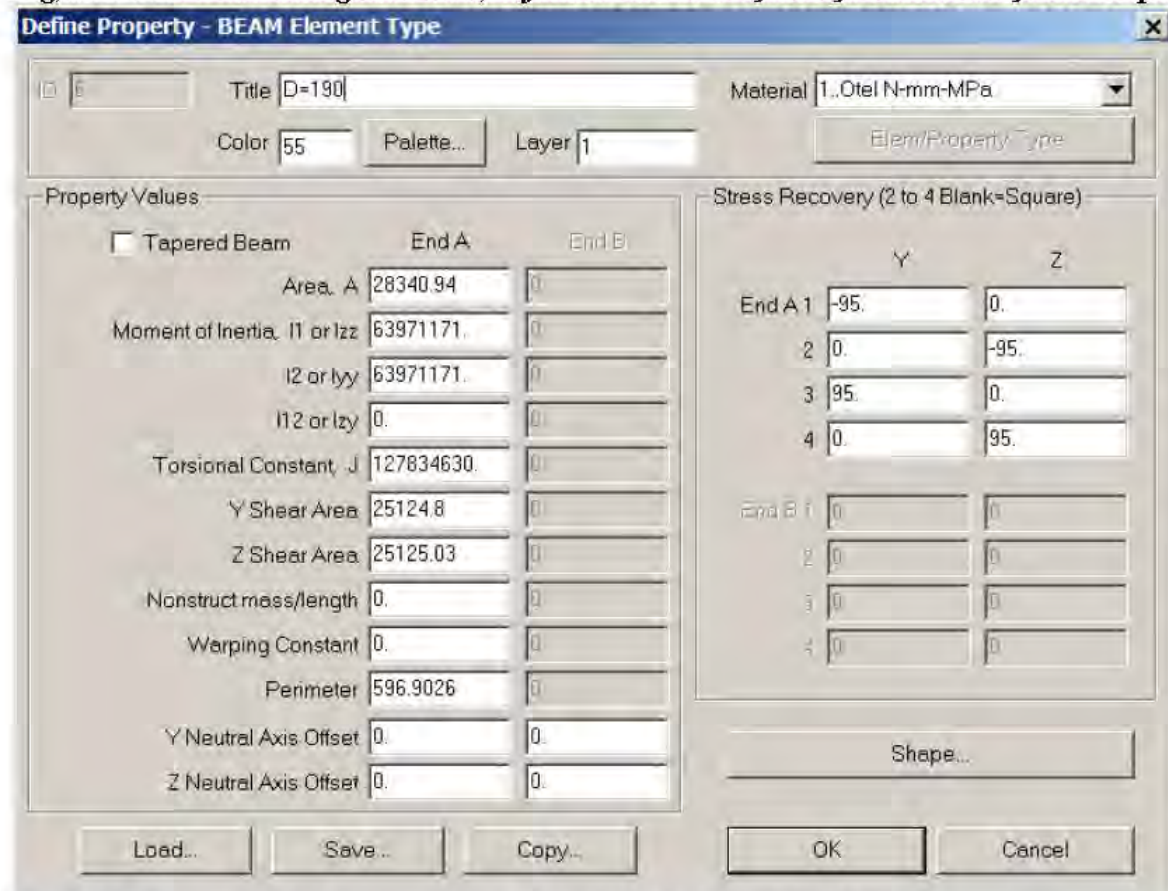


Fig 8.33. Caracteristicile geometrice și inerțiale ale Prop.5 $D=190\text{mm}$.
7.Prop.7. Plată $g=87\text{mm}$

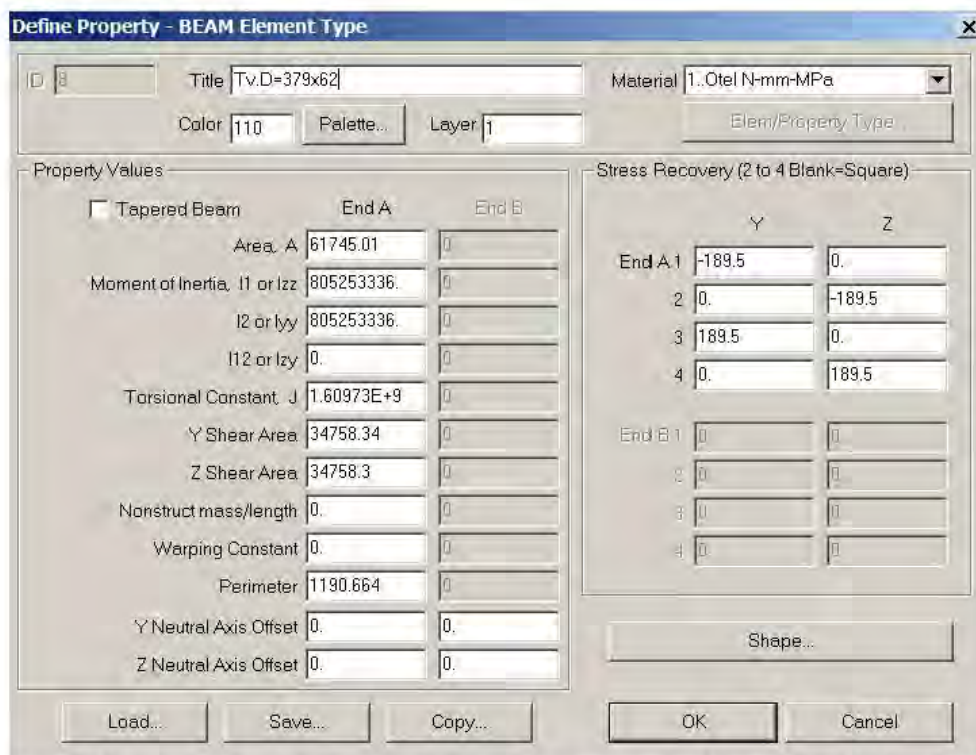


Fig 8.36. Caracteristicile geometrice și inerțiale ale Prop.8 Tv. D=379x62 mm.

9. Au fost folosite EG3, Elemente de tip RIGID, pentru modelarea elementelor de legătură rigide, între manetoane și palierele manetoanelor.

Cu aceste Seturi de Properties pentru definirea caracteristicilor geometrice și inerțiale ale secțiunii elementelor se poate face acum modelarea cu element finit a arborelui cotit prin discretizarea cu elemente finite (mesh-urirea elementelor) a elementelor geometrice ale arborelui cotit definite anterior.

În Fig. 8.37 este prezentată modelarea cu element finit a arborelui cotit, vedere trimetrică, elementele sunt reprezentate prin fibra lor, vedere wireframe, săgețile reprezintă orientarea elementelor tip Beam 3D.

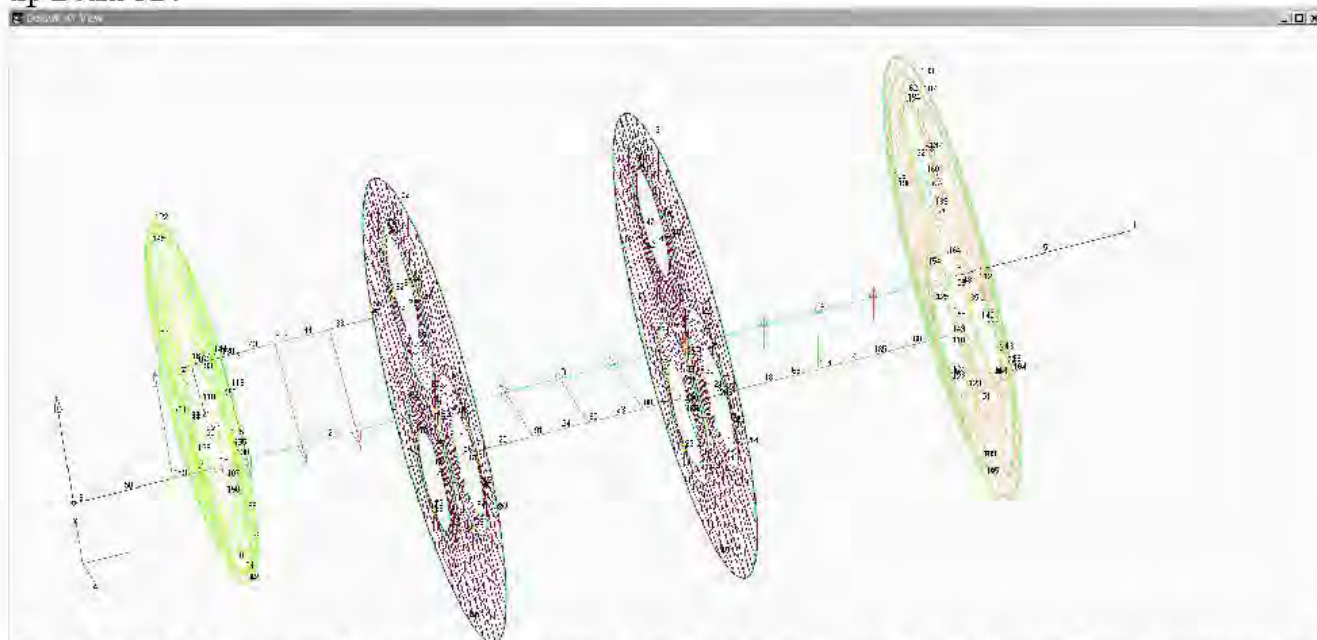


Fig. 8.37 Modelarea cu element finit a arborelui cotit, vedere trimetrică, elementele sunt reprezentate prin fibra lor, vedere wireframe, săgețile reprezintă orientarea elementelor tip Beam 3D.

În Fig. 8.40 este prezentată modelarea cu element finit a arborelui cotit, vedere izometrică, este prezentată secțiunea transversală a elementelor, vedere Rendered Solid.

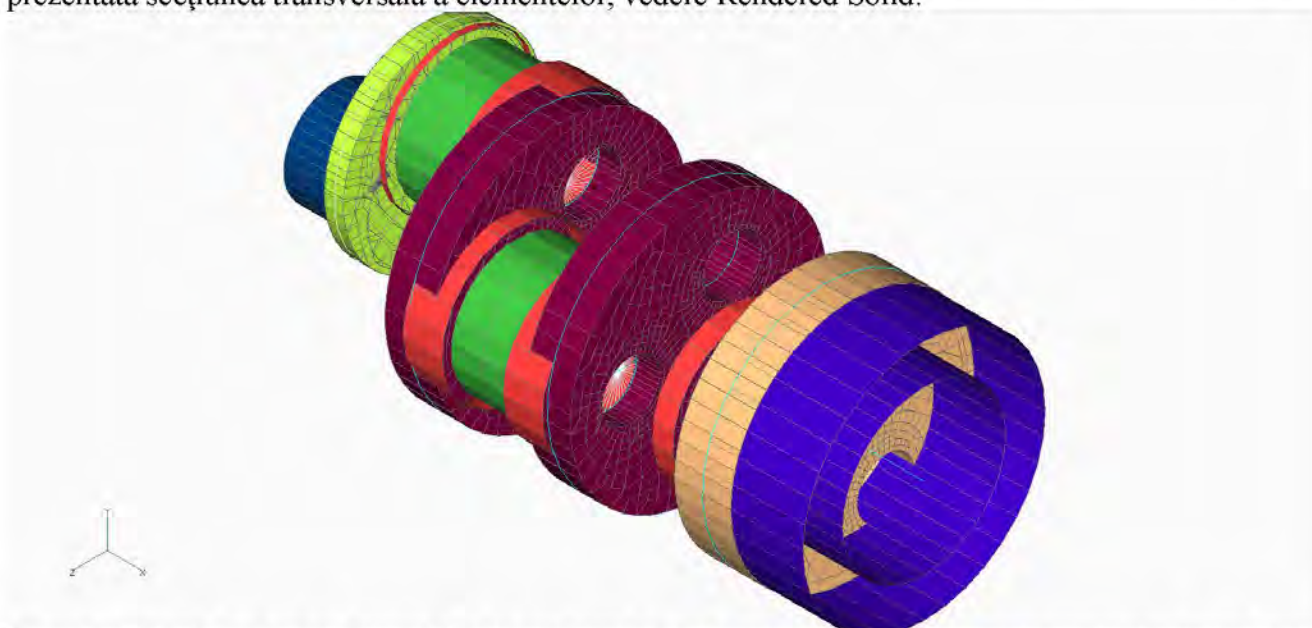


Fig. 8.40 Modelarea cu element finit a arborelui cotit, vedere izometrică, este prezentată secțiunea transversală a elementelor, vedere Rendered Solid.

În Fig. 8.41. este prezentată modelarea cu element finit a arborelui cotit, vedere din față XY-Top, este prezentată secțiunea transversală a elementelor, vedere Rendered Solid.

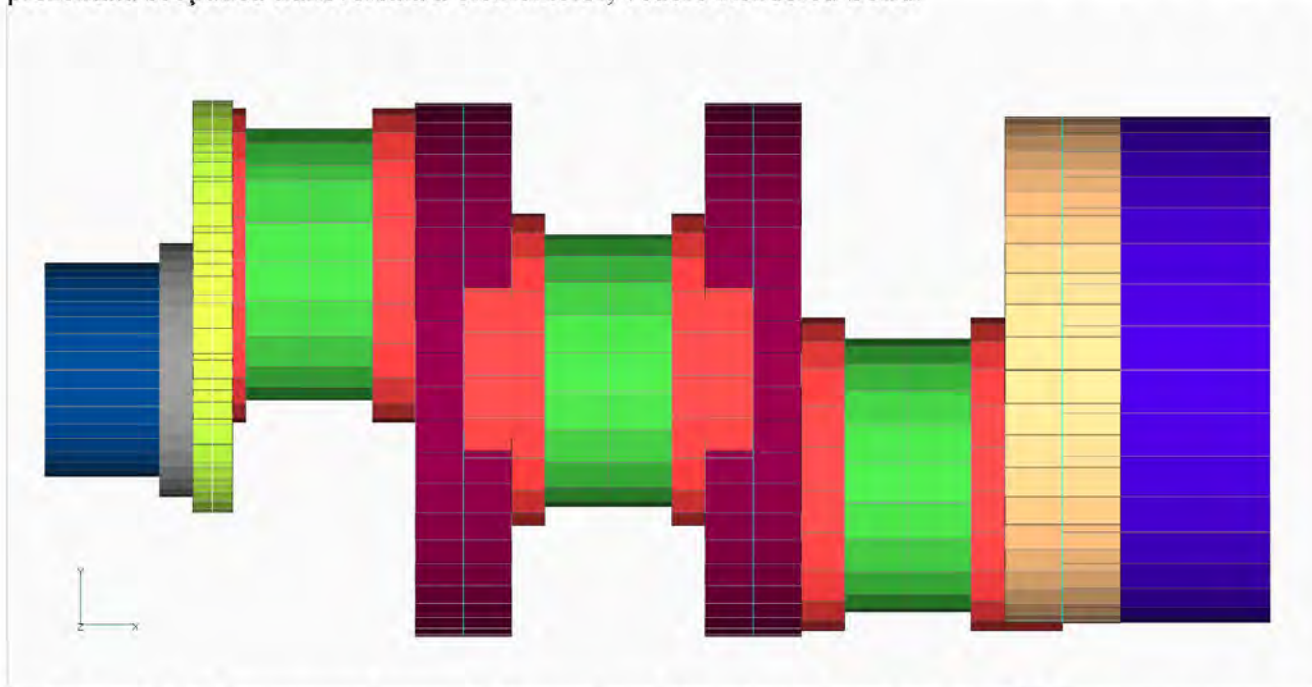


Fig. 8.41. Modelarea cu element finit a arborelui cotit, vedere din față XY-Top, este prezentată secțiunea transversală a elementelor, vedere Rendered Solid.

În Fig. 8.41. este prezentată modelarea cu element finit a arborelui cotit, vedere de sus-Back este prezentată secțiunea transversală a elementelor, vedere Rendered Solid.

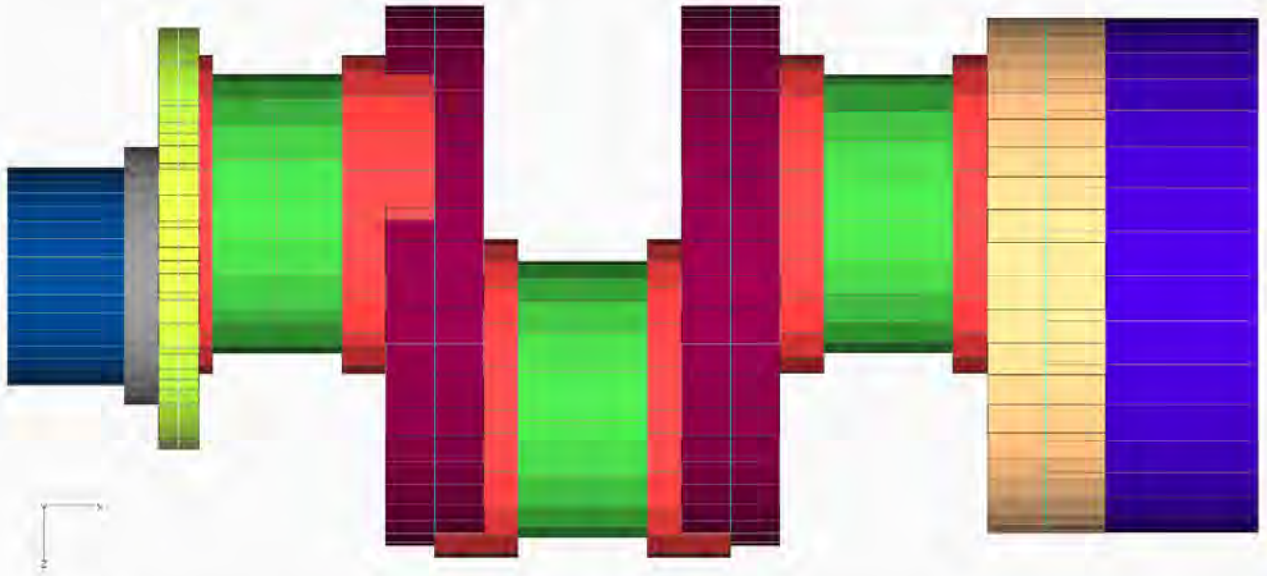


Fig. 8.41. Modelarea cu element finit a arborelui cotit, vedere de sus-Back, este prezentată secțiunea transversală a elementelor, vedere Rendered Solid.

6.9. Introducerea constrângerilor de rezemare pe noduri pentru arborele cotit

Se creează cazul de constrângeri de rezemare Constrain-C1, pentru care avem următoarele constrângeri de rezemare pe noduri pentru arborele cotit)

a). Pe nodul de capăt stg. al capătului stg. al arborelui cotit, modelat cu element cu setul de Prop.5 D=160mm (culoare albastru gri), se introduc următoarele constrângeri de rezemare pe noduri:

UX=liber ; UY=0=blocat ; UZ=0=blocat;

RX=liber ; RY=0=blocat ; RZ=0=blocat;

b). Pe nodurile cercurilor de margine ale discurilor tip Plate pentru modelarea palierelor manetoanelor (Palier M1-M2; Palier M2-M3; Palier M3-Capăt dreapta (Moment)), se introduc următoarele constrângeri de rezemare pe noduri:

UX=liber ; UY=0=blocat ; UZ=0=blocat;

RX=liber ; RY=0=blocat ; RZ=0=blocat;

c). Pe nodul de capăt dr. al capătului dr. al arborelui cotit, modelat cu element cu setul de Prop.8 Tv.D=379x62 mm (culoare albastru ultramarin), pe locul de acționare a momentului M al arborelui cotit, se introduc următoarele constrângeri de rezemare pe noduri:

UX=0=blocat ; UY=liber ; UZ=liber;

RX=0=blocat ; RY=liber ; RZ=liber;

În Fig.9.1. este prezentată introducerea constrângerilor de rezemare pe noduri ale arborelui cotit, vedere trimetrică, elementele sunt reprezentate prin fibra lor, vedere wireframe, săgețile reprezintă orientarea elementelor tip Beam 3D.