

ing. Helmuth JOHREND

TEZA

“Contribuții la studiul rezistenței rotorilor de mare viteză”

(rezumat)

Proiectarea, fabricarea, exploatarea și reciclarea unei mașini presupune, printre altele, modelarea ei matematică, proces deosebit de complex și laborios. Munca deosebită a cercetătorilor și proiectanților este însă ulterior compensată prin ușurința simulării diferitelor probleme și aspecte practice, evitându-se astfel costuri și economisindu-se timp, produsul devenind competitiv pe piață. Nu este de neglijat aspectul didactic, de școală inginerească, pe care îl acoperă orice model corect, acesta constituindu-se într-un precursor valoros pentru alte cazuri, pentru alte generații de ingineri, pentru modernizări sau chiar schimbări majore de mașini și utilaje.

Diversitatea infinită a formelor și soluțiilor constructive din ingineria mecanică ar face studiile (în vederea modelării) deosebit de extinse, fapt ce nu se întâmplă în inginerie datorită simplificării realității până la a obține un număr relativ mic de elemente tipice care, în diverse combinații, pot conduce la o infinită diversitate de mașini. Astfel se explică necesitatea definirii specializării cunoscută sub numele de ORGANE de MAȘINI, existentă în cadrul ingineriei mecanice. De altfel, studiul teoretic al unei mașini, cu alcătuire oricât de complexă, presupune în primul rând identificarea componentelor-tip și abordarea analitică a acestora pe baza conceptelor și metodelor de la Rezistența Materialelor și Organe de Mașini (științe ale ingineriei mecanice). Nu trebuie uitat că studiul mecanic al unei mașini este complicat suplimentar de starea de mișcare și interacțiune a componentelor sale.

Atunci când a hotărât să studieze o centrifugă, autorul s-a confruntat de la bun început cu multiplele aspecte ce trebuiau luate în considerație, evaluarea și corelarea lor în vederea elaborării unui model fizico-matematic care să permită cuantificarea realității. Dilema principală pe care a trebuit să o tranșeze a fost între extremele “soluții exacte” și “soluții simple”. A constatat, după finalizarea studiului, că schema corectă de abordare este: modelare cât mai complexă (definirea a cât mai mulți parametrii caracteristici), obținerea unor modele extinse care apoi se simplifică, treptat și rațional, modelul final trebuind să fie un compromis între “precis” și “simplu”.

În vederea clarificării și definirii obiectului de studiu (utilajul de centrifugare) s-a demarat studiul de la aplicațiile centrifugării, a procesului de separare a fazelor și a domeniile în care apar toate acestea. Astfel că, în Capitolul 1, se identifică industria farmaceutică a fi unul din beneficiarii centrifugării, trecându-se succint în revistă aspectele concrete și specifice. Procesul de centrifugare are drept consecință mecanică exercitarea unei presiuni pe elementele adiacente incintei de separare, constituindu-se una din principalele solicitări. De aceea, tot în cap. 1, se analizează intimitatea procesului de separare a suspensiilor centrifugate, rezultatul final de interes fiind presiunile create; modelarea matematică a procesului de separare este complet prezentată.

Trecerea în revistă a tipurilor de centrifugi permite să se formeze o imagine completă a realizărilor tehnice din domeniu, cu performanțe și faze ale procesului de centrifugare precum și alcătuirea specifică fiecărui tip de utilaj. Descrierea variantelor constructive este completată cu enunțarea unor criterii de alegere a tipului funcție de aplicația concretă.

În finalul cap.1 sunt prezentate elementele constructive specifice diferitelor tipuri de centrifugi. Aceasta este partea cea mai consistentă pentru studiul ulterior întrucât definește cumare claritate obiectul de analiză și modelare. Sugestivă este schematizarea constructivă din fig.1; în schemă sunt evidențiate subansamblele principale ale tipului de centrifugă ales a fi studiat în continuare și care vor fi denumite rotor 1 (principal), rotor 2 (secundar). Aceste elemente constructive sunt sisteme mecanice aflate în mișcare de rotație, astfel explicându-se și genericul studiului.

În Capitolul 2 se identifică tipul de corpuri elementare ce intră în componența rotorilor, acestea fiind plăci învelișuri cilindrice și plăci circulare cu încărcări simetrice (concentrate și distribuite). În acest capitol se prezintă mai multe modalități de abordare teoretică a celor 5 tipuri de schematizări (1-discuri în rotație, solicitate centrifugal în planul lor, 2-vase cilindrice cu pereți subțiri, cu presiune interioară și fără momente, 3-învelișuri cilindrice, cu presiune interioară și momente, 4-tuburi cu pereți groși în rotație, solicitați centrifugal și presiune, 5-placă circulară încăcată transversal cu presiune variabilă liniar). În toate cazurile de schematizare se procedează similar: se determină ecuația diferențială a deformațiilor, se integrează ecuația, se definesc tensiunile mecanice funcție de deformații și se determină constantele de

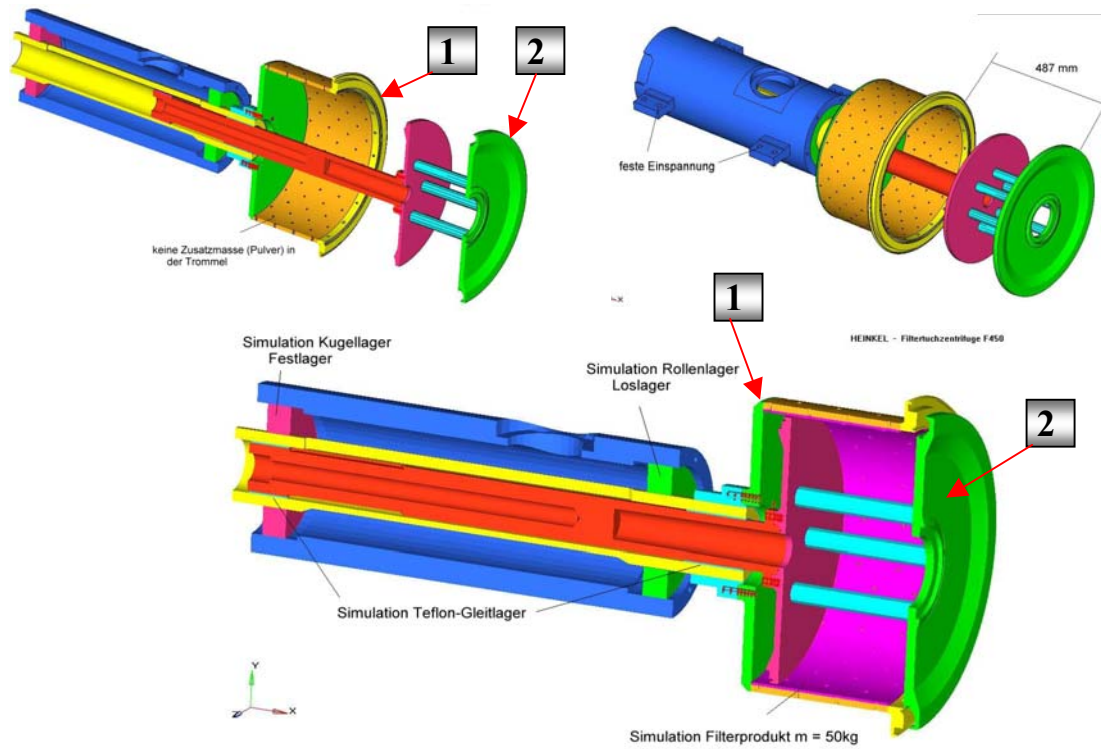


Fig. 1. Elemente de bază ale unei centrifugi cu element filtrant reversibil (tambur, tambur mobil axial și aborele de transmisie)

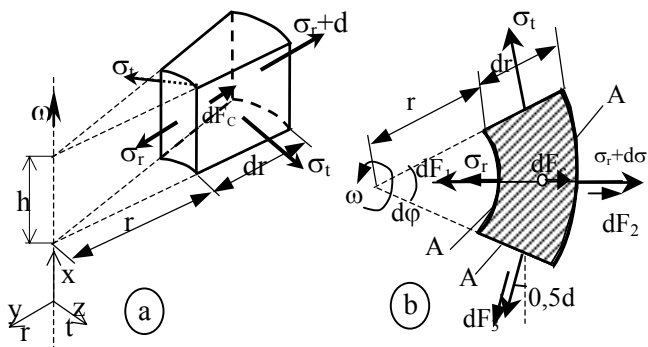


Fig. 2. Schematizarea disc în mișcare de rotație a-corp elementar izolat, b-vedere de sus a corpului

integrare din condițiile la limită. Se obțin, în final, funcțiile de variație a deformațiilor și tensiunilor pe suprafața plăcii. Modelarea în cele 5 cazuri se face după cum urmează.

1. Placă circulară în rotație: conform schematizării din fig.2, se izolează un corp elementar, din echilibrul căruia rezultă ecuațiile diferențiale în tensiuni (1) și deformație radială (2):

$$r \cdot \frac{d\sigma_r}{dr} + (\sigma_r - \sigma_t) = -(\rho \omega^2) r^2. \quad (1)$$

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{1}{r^2} u = \frac{(1-\nu^2) \rho \omega^2}{E} r. \quad (2);$$

soluția (3) în deplasare u și în tensiuni σ_r, σ_t (4):

$$u(r) = \frac{(3+\nu)(1-\nu^2)\rho\omega^2}{8E} \left[\left(\frac{R_1^2 + R_2^2}{1-\nu} \right) \frac{1}{r} + \left(\frac{R_1^2 R_2^2}{1+\nu} \right) \cdot r - \left(\frac{1}{3+\nu} \right) \cdot r^3 \right]. \quad (3)$$

$$\sigma_r = \frac{(3+\nu)\rho\omega^2}{8} \left[(R_1^2 + R_2^2) - (R_1^2 R_2^2) \cdot \frac{1}{r} - r^2 \right],$$

$$\sigma_t = \frac{(3+\nu)\rho\omega^2}{8} \left[(R_1^2 + R_2^2) + (R_1^2 R_2^2) \cdot \frac{1}{r} - \left(\frac{1+3\nu}{3+\nu} \right) \cdot r^2 \right]. \quad (4)$$

2. Vas cu perete subțire (teoria fără momente): schematizarea suprafeței elementare, în două proiecții, este dată în fig.3. Ecuația rezultată din echilibrul elementului este (5):

$$\frac{\sigma_m}{\rho_m} + \frac{\sigma_p}{\rho_p} = \frac{p}{h}. \quad (5)$$

Pentru vase cilindrice cu pereți subțiri ecuațiile tensiunilor în perete sunt (6):

$$\sigma_p = p \frac{R}{h}, \quad \sigma_m = p \cdot \frac{R}{2h}. \quad (6)$$

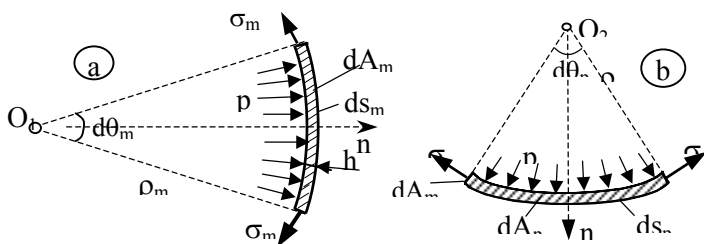


Fig. 3. Schema suprafeței elementare, teoria fără momente; a-vederea transversală, b-vedere axială

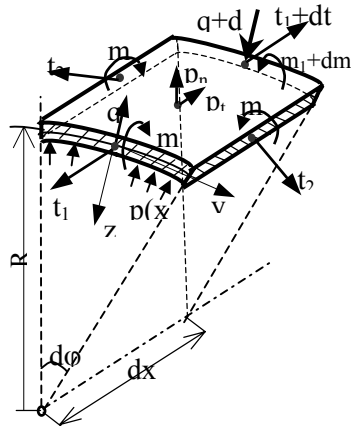


Fig. 4. Schematizarea suprafeței elementare

3. Placă cilindrică, cu presiune interioară:

conform fig.4. Din condițiile de echilibru se obțin ecuațiile diferențiale (7):

$$dt_1 + p_r dx = 0. \quad \frac{dq}{dx} = p_n - \frac{t_2}{R}. \quad q \cong \frac{dm_1}{dx}. \quad (7)$$

Ecuția diferențială în deformații este (8):

$$w^{IV} + 4k^4 w = \frac{P_n}{H} - \nu \frac{t_1}{RH}. \quad (8) \quad k = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{R^2 h^2}}. \quad H = \frac{E h^3}{12(1-\nu^2)},$$

Soluția ecuației diferențiale este (9):

$$w(x) = w_1(x) + w_2(x) + w_0(x), \quad (9)$$

$$w_1(x) = e^{-kx}(C_1 \sin kx + C_2 \cos kx), \quad w_2(x) = e^{kx}(C_3 \sin kx + C_4 \cos kx).$$

Tensiunile se calculează cu relațiile (10):

$$\sigma_{1\max\min} = \frac{t_1}{h} \pm \frac{6m_1}{h^2}, \quad \sigma_{2\max\min} = \frac{t_2}{h} \pm \frac{6m_2}{h^2}. \quad (10)$$

$$m_1 = H \frac{d^2 w}{dx^2}, \quad m_2 = \nu H \frac{d^2 w}{dx^2}. \quad t_2 = \frac{Eh}{R} w + \nu t_1. \quad t_1 = \int_0^l p_r dz.$$

4. Tuburi cu pereți groși în rotație și presiune interioară:

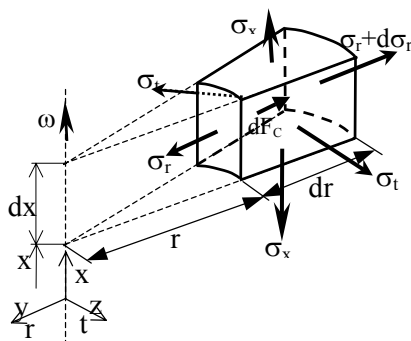


Fig.5. Schematizarea elementului de volum în cazul tubului cu pereți groși

Ecuațiile diferențiale ale tensiunilor în tensiuni sunt (11):

$$\frac{d(\sigma_r + \sigma_t)}{dr} = -\frac{\rho \omega^2}{1-\nu} \cdot r. \quad \frac{d(\sigma_r \cdot r^2)}{dr} = -\frac{(3-2\nu)\rho \omega^2}{2(1-\nu)} \cdot r^2 + C_1, \quad (11)$$

Soluțiile ecuațiilor (11) permit determinarea tensiunilor funcție de solicitările centrifuge cu relațiile (12):

$$\sigma_r = -\frac{(3-2\nu)\rho \omega^2}{2(1-\nu)} \cdot r^2 + \frac{C_1}{2} + \frac{C_2}{r^2}. \quad (12)$$

$$\sigma_t = \frac{C_1}{2} - \frac{C_2}{r^2} - \frac{(1+2\nu)\rho \omega^2}{8(1-\nu)} \cdot r^2.$$

5. Placă circulară încărcată transversal cu presiune variabilă: schema plăcii circulare deformată este dată în fig.6, ecuațiile diferențiale de deformație fiind (13):

$$\frac{1}{r_n} = -\frac{d^2 w}{dr^2} = \frac{d\varphi}{dr}. \quad \frac{1}{r_t} = -\frac{1}{r} \frac{dw}{dr} = \frac{\varphi}{r}. \quad (13)$$

Ecuția diferențială a deformație funcție de presiune este (14):

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left\{ r \cdot \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left(r \cdot \frac{dw}{dr} \right) \right] \right\} = \frac{p(r)}{H}. \quad (14)$$

Dacă presiunea este constantă, soluțiile ecuației (14) este (15):

$$w(r) = \frac{p r^4}{64 H} + \frac{C_1}{4} r^2 + C_2 \ln \frac{r}{R_2} + C_3; \quad (15)$$

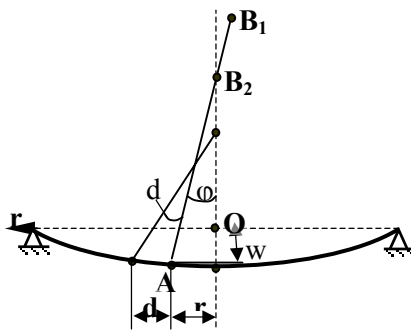


Fig.6. Schema plăcii deformate

$$\varphi(r) = \frac{dw}{dr} = \frac{p r^3}{16 H} + \frac{C_1}{2} r + \frac{C_2}{r}. \quad (15)$$

Tensiunile în placă se pot calcula cu relațiile (16):

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{d\varphi}{dr} + \nu \cdot \frac{\varphi}{r} \right) \cdot z, \quad \sigma_t = \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{\varphi}{r} + \nu \cdot \frac{d\varphi}{dr} \right) \cdot z. \quad (16)$$

În finalul cap. 2 este precizat schematizat obiectul studiului ce urmează a se dezvolta în continuare.

În fig.7 se observă cei doi rotoți ce constituie parte principală a agregatului ce va fi studiat, imaginea alcătuirii acestuia fiind completată cu macheta din fig.8.

În Capitolul 3 se analizează tensiunile și deformațiile în rotorul 2 (secundar). Vederea laterală a rototului este dată în fig.9 iar parametrii geometrici ce definesc subansamblul sunt arătați în schema din fig.10. În componența sa intră două categorii de corpuri: elemente de tip bară (barele de cuplare a discurilor, arborele) și de tip placă (discurile). Legăturile între elemente sunt cel mai adesea de tip

încăstrare, fapt ce complică analiza statică, individuală, a componentelor.

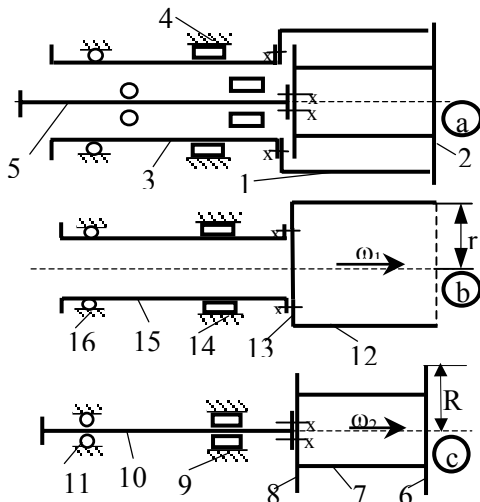


Fig. 7. Schematizarea ansamblului rotorilor centrifugii; 1-rotorul principal (toba), 2-rotorul secundar

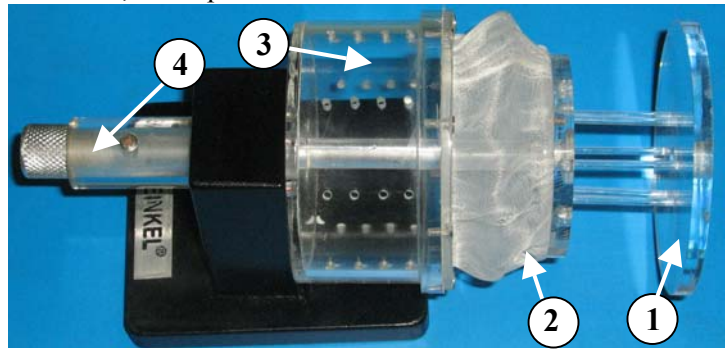


Fig. 8. Macheta tipului de centrifugă studiat
1-rotorul secundar, 2-filtrul, 3-rotorul principal

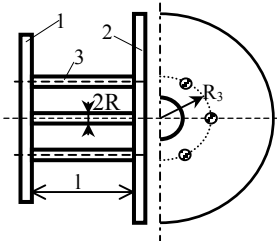


Fig. 9. Schema constructivă a rotorului
1-disc cuplat la arbore, 2-disc liber, 3-bară de cuplare

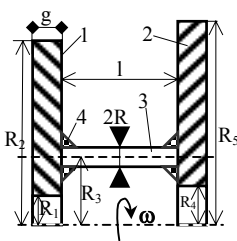


Fig. 10. Secțiune schematicată prin rotor
1, 2-discuri, 3-bară, 4-cordon de sudură

Încărcările sunt de tip distribuit în masa elementelor, datorându-se accelerației centrifuge; cel mai adesea se neglijează greutatea maselor, aceasta fiind mult mai mică decât încărcările masice inerțiale. Definierea forțelor centrifuge este ușoară datorită axei unice de rotație și distribuției regulate a maselor în jurul acesteia; în plus, componentele rotorului au geometrie simplă, regulată, poziția lor față de axă fiind convenabilă (paralelă/perpendiculară). Dacă definierea încărcărilor nu prezintă dificultăți, analiza eforturilor este complicată de caracterul distribuit și variabil al încărcărilor inerțiale. O complicație intrinsecă, suplimentară, este datorată nedeterminărilor statice interioare, a căror rezolvare depinde de distribuțiile de efort, cu modelări complexe. Singura simplificare, în analiza eforturilor, se datorează tot simetriei cilindrice a structurii mecanice.

Caracterul spațial al geometriei rotorului face dificilă modelarea mecanică, atât din punct de vedere al încărcărilor cât și al eforturilor (solicitărilor). Problema a fost rezolvată prin identificarea pozițiilor (combinațiilor) maxim defavorabile și analiza stărilor de tensiuni în planele principale.

Comportarea corectă a structurii mecanice depinde de o multitudine de factori ce au influență de grade diferite și adesea contradictorie. De aceea evaluarea comportării mecanice a structurii în limitele unui răspuns normal la solicitări, este deosebit de dificil. Considerăm că o cale de cuantificare a funcționării corecte a rotorului este prin intermediul tensiunilor mecanice și deformațiilor ce se produc în structură; altfel spus, considerăm că evaluarea sintetică a funcționării în parametrii normali a subansamblului rotor auxiliar 2 se poate face prin analiza rezistenței și rigidității părților componente și, în final, a rotorului în totalitatea sa.

Pentru o mai clară și ușor de urmărit prezentare a sintezei comportării mecanice a rotorului, se vor face referiri dedicate celor 3 componente principale: discurile, barele de cuplare și arborele. Starea plană de tensiuni este arătată în fig. 11, ecuațiile (17) de calcul al acestora fiind:

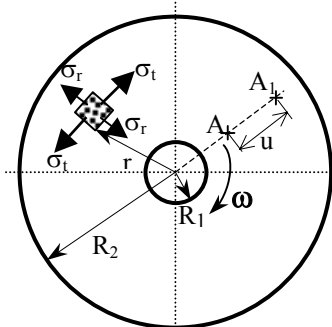


Fig. 11. Schema tensiunilor mecanice în discul în rotație

$$\sigma_r(r) = \frac{E}{1-\nu^2} \left[(1+\nu)A - \frac{(1-\nu)}{r^2} \cdot B \right] - \frac{(3+\nu)\rho\omega^2}{8} \cdot r^2, \quad (17)$$

$$\sigma_t(r) = \frac{E}{1-\nu^2} \left[(1+\nu)A + \frac{(1-\nu)}{r^2} \cdot B \right] - \frac{(1+3\nu)\rho\omega^2}{8} \cdot r^2,$$

$$u(r) = \left(Ar + \frac{B}{r} \right) - \frac{(1-\nu^2)\rho\omega^2}{8E} \cdot r^3.$$

Discul cuplat la arbore poate fi considerat încăstrat, constantele de integrare

din (17) fiind (18):

$$A = \frac{1-\nu^2}{8E} \cdot \rho\omega^2 \frac{(1-\nu)R_1^4 - (3+\nu)R_2^4}{(\nu-1)R_1^2 - (\nu+1)R_2^2}, \quad B = \frac{\nu^2-1}{8E} \cdot \rho\omega^2 R_1^2 R_2^2 \frac{(1+\nu)R_1^2 - (3+\nu)R_2^2}{(\nu-1)R_1^2 - (\nu+1)R_2^2}. \quad (18)$$

Pentru un caz particular de rotor (turație 4000 rot/min), variația tensiunilor este arătată în fig. 12.a. Celălalt disc are distribuția de tensiuni (în cazul particular) dată în fig. 12.b iar ecuațiile sunt (19):

$$u(r) = \frac{\rho\omega^2}{8E}(3+\nu)(1-\nu^2) \left[\frac{R_1^2 R_2^2}{1-\nu} \frac{1}{r} + \frac{R_1^2 + R_2^2}{1+\nu} \cdot r - \frac{1}{3+\nu} \cdot r^3 \right], \quad (19)$$

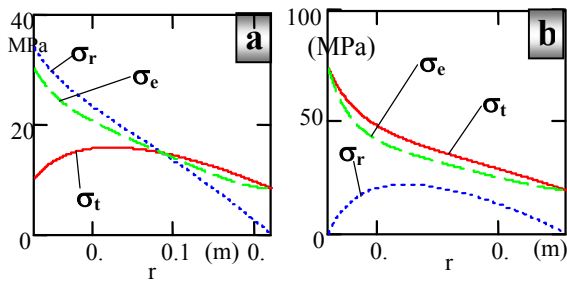


Fig. 12. Tensiuni în discurile rotorului 2
a- tensiuni în discul 1, b- tensiuni în discul 2

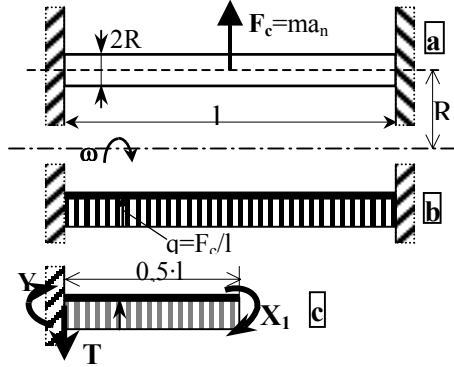


Fig. 13. Schema de calcul a barei
a- secțiune, b- schema de calcul,
c- sistemul de bază

o varianta 1: $\sigma_m = \frac{ql^2}{3\pi} \cdot \frac{R+a}{(R+a)^4 - R^4 + 0,5kR^4}$, $k = \frac{E_2}{E_1}$;

o varianta 2: $\sigma_m = \frac{ql^2}{3\pi} \cdot \frac{R+a}{(R+a)^4 - (R-1,4a)^4 + 0,5k(R-1,4a)^4}$.

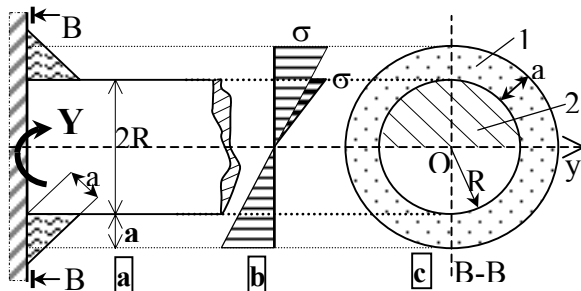


Fig. 14. Schematizarea cordonului de sudură
și a tensiunilor mecanice în asamblare
a- secțiune longitudinală, b- tensiuni în planul B-B,
c- secțiunea solicitată B-B

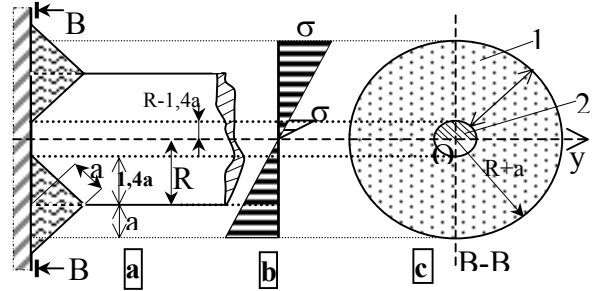


Fig. 15. Schematizarea cordonului de sudură cu
teșire și a tensiunilor mecanice în asamblare
a- secțiune longitudinală, b- tensiuni în planul
B-B, c- secțiunea solicitată B-B

Grosimii necesare a cordonului de sudură trebuie este soluția ecuației 20:

$$a_4 \lambda^4 + a_3 \lambda^3 + a_2 \lambda^2 + a_1 \lambda + a_0 = 0, \quad (20)$$

coeficienții, funcție de varianta de sudură, fiind:

o varianta 1: $a_4 = 1$, $a_3 = 4Rl$, $a_2 = 6R^2$, $a_1 = 4R^3 - \frac{ql^2}{3\pi\sigma}$, $a_0 = \frac{kR^4}{2} - \frac{ql^2R}{3\pi\sigma}$.

o varianta 2: $a_4 = \frac{2401k - 3552}{1250}$, $a_3 = \frac{-2(343k - 936)R}{125}$, $a_2 = \frac{3(49k - 48)R^2}{25}$,

$a_1 = -\frac{42\pi\sigma kR^3 - 144\pi\sigma R^3 + 5ql^2}{15\pi\sigma}$, $a_0 = \frac{(3k\pi\sigma R^3 - 2ql^2)R}{6\pi\sigma}$.

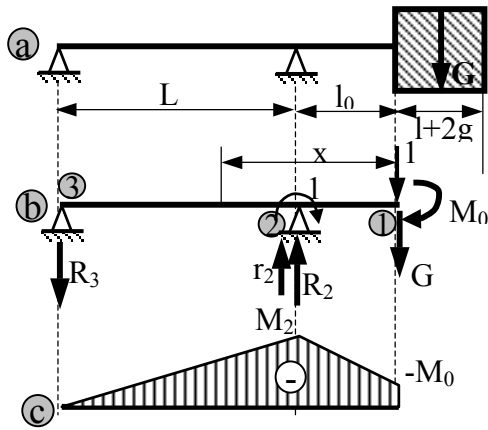


Fig. 16. Schema statică a arborelui dublu rezemat (varianta 1)
a – geometria, b – schema de solicitare, c – diagrama de momente.

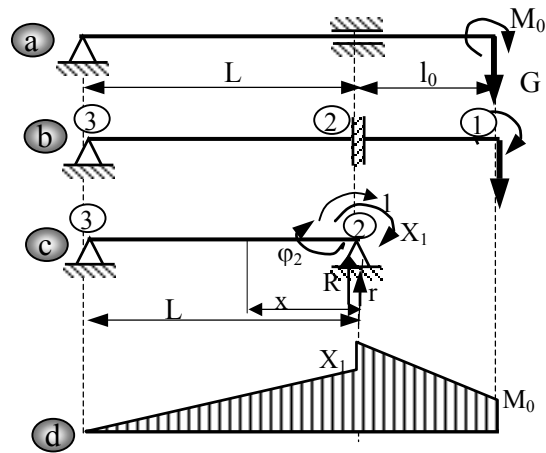


Fig. 17. Schema de calcul a arborelui pe rulment cu role (varianta 2)
a – schema mecanică, b – schematizarea statică, c – sistemul de bază, d – diagrama de momente

Arborii ce susțin cei doi rotoari se calculează în două variante, funcție de lagăre (rulmenți): arbore pe rulmenți cu bile (varianta 1), arbore cu lagăr de alunecare (varianta 2). Schemele de calcul a rezistenței arborilor în cele două variante sunt date în fig. 16 și 17. Calculul de rezistență pt. varianta 1, adică tensiunea maximă, pe baza schemei din fig. 16, se calculează astfel (21):

$$R_2 = \frac{M_0 + G(L + l_0)}{L}, \quad R_3 = R_2 - G. \quad M_{12} = -M_0 - G \cdot x, \quad M_{23} = -M_0 - G \cdot x + R_2(x - l_0).$$

$$M_2 = -M_0 - G \cdot l_0, \quad W_y = \frac{\pi d^3}{32}, \quad \sigma_{\max} = \frac{M_2}{W_y} \leq \sigma_a. \quad (21)$$

Arborele în varianta 2 este static nedeterminată; rezolvarea nedeterminării și verificarea rezistenței se face, cu ajutorul schematizării din fig. 17, astfel (22):

$$m(x) = -1 + r \cdot x, \quad r = \frac{1}{L}, \quad R_2 = \frac{M_0 + G(L + l_0)}{L}, \quad M(x) = -M_0 - G(l_0 + x) + R_2 \cdot x,$$

$$\varphi_2 = \frac{1}{EI} \int m \cdot M dx = \frac{1}{EI} \int_0^L [-M_0 - G(l_0 + x) + R_2 x](-1 + r \cdot x) dx, \quad \varphi_2 = \frac{L}{3EI} (M_0 + G l_0).$$

$$X_1 = \frac{k \varphi_2}{d_{11}} = k (M_0 + G l_0). \quad \sigma_{\max} = \frac{M_2}{W_y} \leq \sigma_a. \quad (22)$$

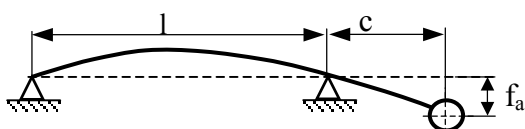


Fig. 18. Schema de calcul a turației critice

Se verifică deformabilitatea dinamică a arborelui, schema folosită este dată în fig. 18. Turația critică este (23):

$$n_{c1} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{3EI}{m(l+c)c^2}}. \quad (23)$$

În cazul rotorilor particulari (de verificare) pulsațiile proprii sunt $n_{c1} = 18460$ rot/min, $n_{c2} = 8417$ rot/min, mult mai mari decât turația arborelui $n = 4000$ rot/min.

Întrucât în cadrul cap.3 nu s-a analizat efectul tuturor încărcărilor (solicitarea pe direcție axială s-a ignorat), în Capitolul 4 s-a reluat analiza rezistenței rotorului secundar 2 prin metoda numerică cunoscută sub numele de "metoda elementului finit". Schematizarea pe care se face analiza cu element finit este arătată în fig. 19; rețeaua de discretizare rezultată este arătată în fig. 20. S-a utilizat pachetul de programe

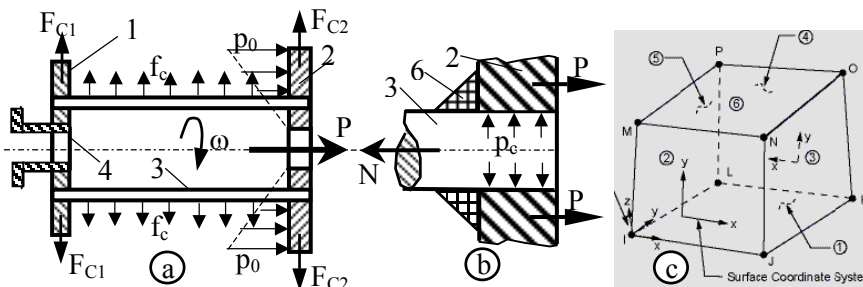


Fig. 19. Schema de calcul a rotorului secundar 2 și tipul discretizării
a-schematizarea construcției și încărcărilor rotorului secundar 2, b-schemata asamblării prin sudură a barelor, c-tipul elementului finit

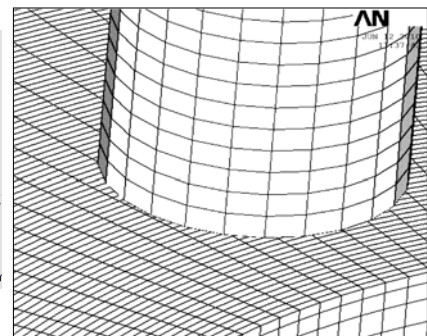


Fig. 20. Imagine a rețelei de discretizare

ANSYS, versiunea 11.0, versiune academică avizată de producător și distribuită Facultății de Mecanică, Universitatea din Craiova. S-a constatat că studiul amănunțit a stării de tensiuni prin metoda elementului finit a rotorului 2 presupune un efort mare (volum de calcul, variante constructive, cazuri de calcul, etc.), drept pentru care s-a hotărât numai o analiză care să evidențieze mai mult aspecte calitative decât cantitative a stării de tensiuni și deformații. Numărul de elemente și noduri rezultate în urma discretizării sunt date în rapoartele programului ANSYS din fig. 4.8, pentru toate cele 6 cazuri de calcul. Numărul elementelor este între 5037 și 264.556 iar de nodurile aferente sunt între 16.760 și 284.427.

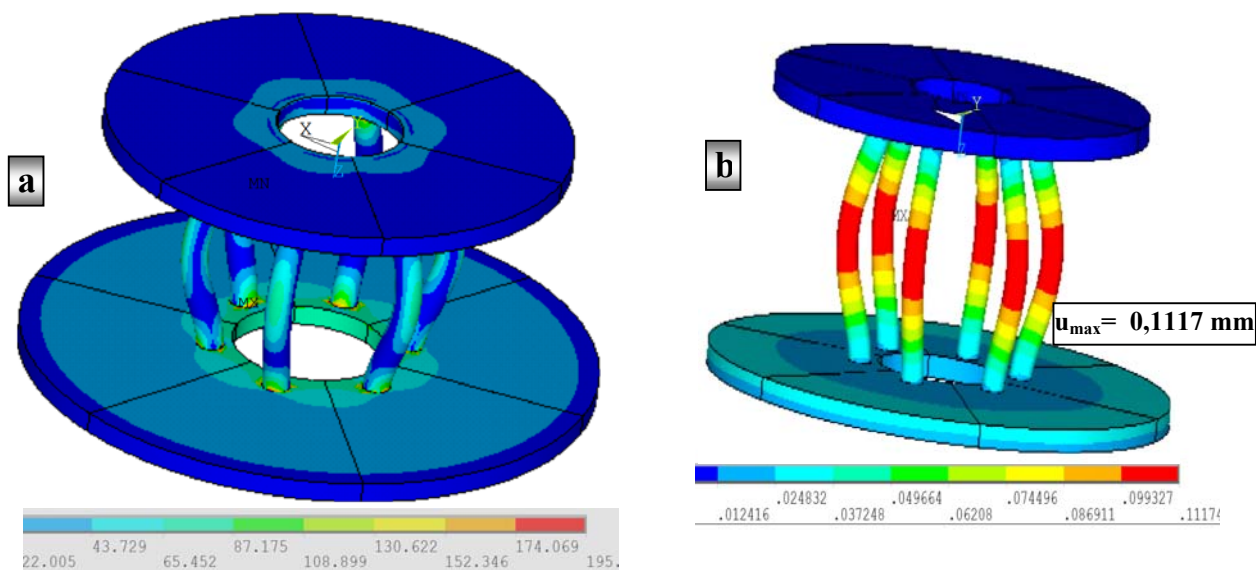


Fig.21. Tensiuni și deformații în rotorul 2 considerat masiv și încărcat centrifugal
a-tensiuni echivalente von Mises, b-deformații ale rotorului

Întrucât analiza cu element finit se poate face numai pe o construcție reală, concretă, calculul s-a făcut pe următorii parametrii dimensionali (în mm): razele $R_1=63$, $R_2=210$, $R_3=85$, $R_4=58$, $R_5=255$; barele: $l=220$, $d=30$; discurile: $g =15$, $n=4000$ rot/min, $\omega = 419$ rad/s. Rotorul fiind considerat un masiv și încărcând numai cu forțele centrifugale rezultă starea de tensiuni și deformații arătată în fig.21. Se evidențiază tendința de creștere a tensiunilor în zona de cuplare bare-disc, fapt ilustrat prin starea de tensiuni dată în fig.22.

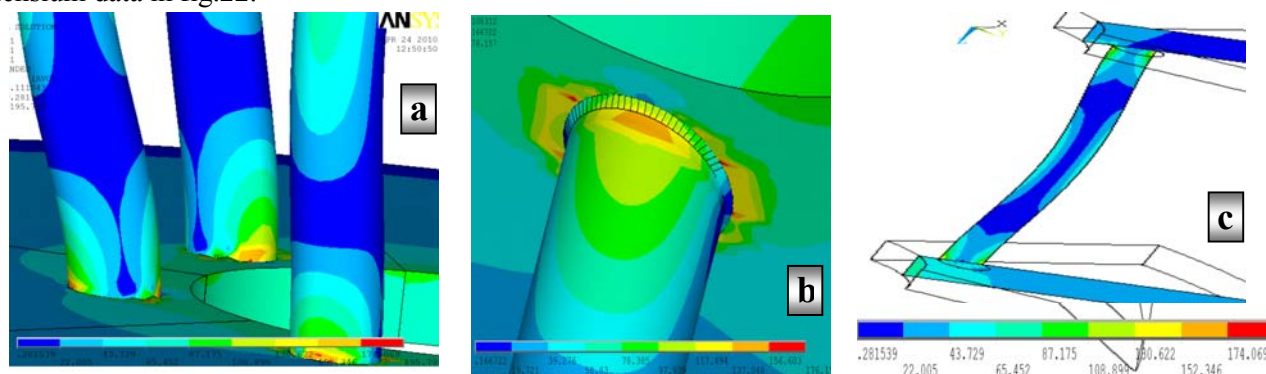


Fig.22. Tensiuni în zona de cuplare a barelor cu discurile (încărcări centrifugale)
a-tensiuni în zona bare-disc 2, rotor masiv (cazul 1), b- zona bare-disc 2, cazul 2, c-secțiune, cazul 1

Rezistența rotorul principal 1 este analiza cu metoda elementului finit în Capitolul 5. În primul rând este trecută în revistă baza teoretică a metodei, fiind prezentată în detaliu modelarea matematică adiacentă. Se analizează toba rotorului în patru cazuri de încărcare, astfel:

- cazul 1 – acționează numai forțele de inerție datorate masei proprii a tamburului;
- cazul 2 – acționează ambele forțe de inerție (masa tamburului și masa încărcăturii);
- cazul 3 – acționează numai forțele de inerție datorate masei încărcăturii (33 kg);
- cazul 4 – este similar cu cazul 2, cu distribuirea neuniformă a încărcăturii.

Starea de tensiuni, în cele 4 cazuri de încărcare, este dată în fig.23 (zonele de maximă solicitare).

În finalul cap.5 se face analiza modurilor de oscilație pe baza modelului cu elemen finit generat pentru studiul tensiunilor. S-a constatat că cea mai mică frecvență proprie este de 126,78 Hz; turația maximă avută în vedere la utilajul studiat este de 4000 rot/min, deci excitația are pulsația maximă de aprox. 70 Hz, de 3 ori mai mică decât pulsația proprie a rotorului, fiind evident că nu există pericol de rezonanță.

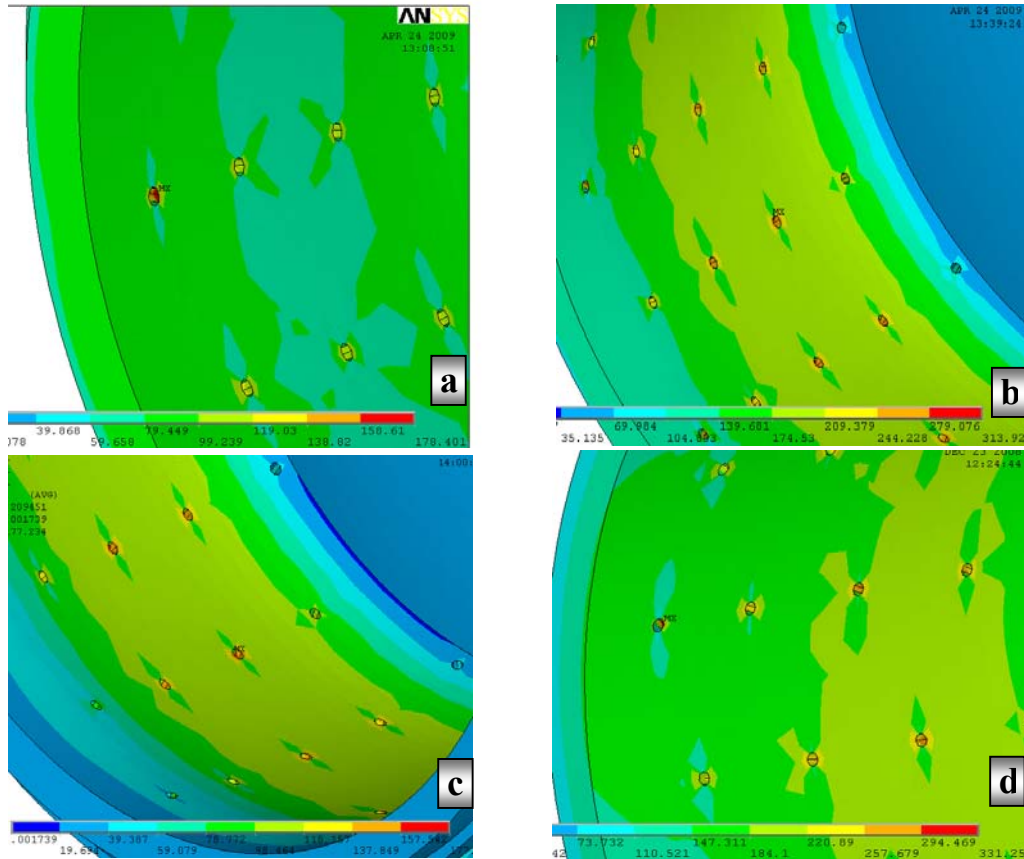


Fig.23. Tensiuni von Mises în rotorul 1, în cele patru cazuri de încărcare a-cazul 1, b-cazul 2, c-cazul 3, d-cazul 4

În Capitolul 6 se analizează tamburul rotorului principal, la nivelul căruia se face separarea efectivă a fazelor centrifugate. Aceasta este piesa principală a mașinii, dacă o analizăm prin prisma solicitărilor

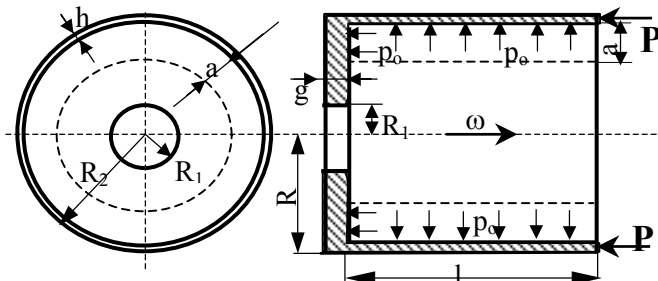


Fig. 24. Schema tobei tamburului 1

mechanice și a construcției impuse de rolul său, construcție ce accentuează solicitările dinamice prin gabaritul radial sporit. Întrucât arborele tubular nu pune probleme deosebite de analiză a rezistenței (este un organ de mașină foarte bine studiat) ne vom ocupa numai de toba tamburului, subansamblu puternic solicitat și mai puțin studiat în literatura de specialitate. O primă schematizare a tobei este dată în fig. 24.

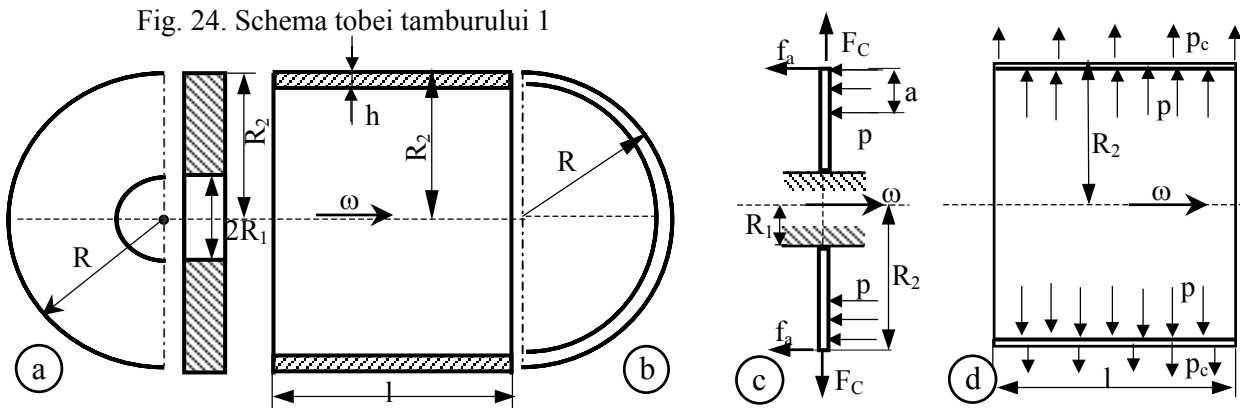


Fig. 25. Schema de descompunere a tamburului în componente simple și de încărcare a-capacul, b-partea cilindrică, c-schematizarea capacului ca placă, d-învelișul cilindric subțire

Pentru simplificarea analizei tamburului, acesta se descompune într-un disc și un înveliș cilindric, cu geometria, încărcările și rezemările date în schematizarea din fig. 25; se va studia analitic solicitarea mecanică prin intermediul tensiunilor și deformațiilor, cele două elemente analizându-le atât independente cât și în interacțiune. Discul, considerat entitate independentă, este solicitat centrifugal, cu forță normală pe

contur și cu presiune ce variază linear. Solicitarea centrifugală produce o stare plană de tensiuni calculate cu relațiile (24):

$$\sigma_r = \frac{\rho\omega^2}{8}(R_2^2 - r^2) \left[(3+\nu) + (\nu-1)R_1^2 \frac{(1+\nu)R_1^2 - (3+\nu)R_2^2}{(\nu-1)R_1^2 - (\nu+1)R_2^2} \cdot \frac{1}{r^2} \right], \quad (24)$$

$$\sigma_t = -\frac{\rho\omega^2}{8} \left[(3\nu+1)r^2 - (\nu-1)R_1^2 R_2^2 \frac{(1+\nu)R_1^2 - (3+\nu)R_2^2}{(\nu-1)R_1^2 - (\nu+1)R_2^2} \cdot \frac{1}{r^2} - (1+\nu) \frac{(\nu-1)R_1^4 - (3+\nu)R_2^4}{(\nu-1)R_1^2 - (\nu+1)R_2^2} \right].$$

Încărcarea ortogonală, pe contur, conform schemei din fig.26.a, produce tensiunile (25):

$$\sigma_r = \frac{Eg}{2(1-\nu^2)} \left\{ \frac{f_a R_2}{4H} [2(3+\nu)\ln r - (1+\nu)]r^2 + \frac{3+\nu}{2} C_1 r^2 + (1+\nu)C_2 \right\}, \quad (25)$$

$$\sigma_t = \frac{Eg}{2(1-\nu^2)} \left\{ \frac{f_a R_2}{4H} [2(3+\nu)\ln r - (1+\nu)]r^2 + \frac{1+3\nu}{2} C_1 r^2 + (1+\nu)C_2 \right\}.$$

$$\tau_{\max} = \frac{3f_a R_2}{2g} \cdot \frac{1}{r}.$$

Constantele de integrare din relațiile (25) se calculează astfel (26):

$$C_1 = -\frac{1}{2} \frac{f_a R_2}{H} \cdot \frac{2(1+\nu)R_1^2 \ln R_1 - 2(3+\nu)R_2^2 \ln R_2 - (1+\nu)R_1^2 + (1+\nu)R_2^2}{(R_1^2 - 3R_2^2) + (R_1^2 - R_2^2)\nu}, \quad (26)$$

$$C_2 = \frac{1}{2} \frac{f_a R_1^2 \cdot R_2^3}{H} \cdot \frac{(3+\nu)\ln\left(\frac{R_1}{R_2}\right) - 1}{(R_1^2 - 3R_2^2) + (R_1^2 - R_2^2)\nu},$$

$$C_3 = -\frac{1}{32} \frac{f_a R_1^4 \cdot R_2}{H} \cdot \frac{4(3+\nu)R_2^2 \ln\left(\frac{R_1}{R_2}\right) - (1+\nu)R_1^2 + (1+\nu)R_2^2}{(R_1^2 - 3R_2^2) + (R_1^2 - R_2^2)\nu}.$$

Încărcarea cu presiune variabilă, conform schemei din fig.26.c, produce tensiunile (27):

$$\sigma_{r\max} = \frac{E \cdot g}{2(1-\nu^2)} \left[\frac{1+\nu}{2} (P_0 - p_0 R_1^3) \ln r + \frac{2+\nu}{3} R_1^2 p_0 r + \frac{3+\nu}{8} R_1 p_0 r^2 + \frac{4+\nu}{15} p_0 r^3 + \frac{1-\nu}{4} P_0 + \frac{\nu-1}{4} R_1^3 p_0 + \frac{1+\nu}{2} C_1 + \frac{(\nu-1)}{r^2} C_2 \right], \quad (27)$$

$$\sigma_{t\max} = \frac{E \cdot g}{2(1-\nu^2)} \left[\frac{1+\nu}{2} (P_0 - p_0 R_1^3) \ln r + \frac{1+2\nu}{3} R_1^2 p_0 r + \frac{1+3\nu}{8} R_1 p_0 r^2 + \frac{1+4\nu}{15} p_0 r^3 + \frac{\nu-1}{4} P_0 + \frac{1-\nu}{4} R_1^3 p_0 + \frac{1+\nu}{2} C_1 + \frac{(\nu-1)}{r^2} C_2 \right],$$

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2g} \left[\frac{P}{r} - p \left(1 - \frac{R_1}{r} \right) \left(r^2 - R_1^2 \right) \right];$$

constantele de integrare din relațiile (27) sunt (28):

$$C_1 = \left\{ (P_0 - p_0 R_1^3) \cdot [(\nu-1)R_1^2 \ln R_1 - (\nu+1)R_2^2 \ln R_2] + \frac{1-\nu}{2} (R_1^2 - R_2^2) P_0 + \frac{31(\nu-1)}{20} R_1^5 p_0 - \frac{2(4+\nu)}{15} R_2^5 p_0 - \left(\frac{2(2+\nu)}{3} R_2 - \frac{1-\nu}{2} R_1 \right) R_1^2 R_2^2 p_0 - \frac{3+\nu}{4} R_1 R_2^4 p_0 \right\} \cdot \frac{1}{(\nu-1)R_1^2 - (1+\nu)R_2^2}, \quad (28)$$

$$C_2 = \left[\frac{1+\nu}{2} (P_0 - p_0 R_1^3) (\ln R_2 - \ln R_1) + \frac{1}{2} P_0 - \frac{41+21\nu}{40} R_1^3 p_0 + \frac{4+\nu}{15} R_2^3 p_0 + \left(\frac{2+\nu}{3} R_1 + \frac{3+\nu}{8} R_2 \right) R_1 R_2 p_0 \right] \cdot \frac{R_1^2 \cdot R_2^2}{(\nu-1)R_1^2 - (\nu+1)R_2^2},$$

$$C_3 = -\left[\frac{1}{4} (P_0 - p_0 R_1^3) (\ln R_1 - 1) R_1^2 + \frac{929}{7200} R_1^5 p_0 + \frac{R_1^2}{4} C_1 + C_2 \ln R_1 \right].$$

Pentru rotorul particular s-au trasat variațiile tensiunilor principale și echivalente funcție de raza discului, graficele fiind date în fig.27; solicitarea centrifugală produce tensiunile din fig.27.a, încărcarea circumferențială are un efect mic arătat în fig.27.b, cea mai mare solicitare fiind produsă de presiunea

variabilă, conform diagramelor din fig.27.c.

Partea cilindrică a tobei este simpli-ficată la extrem considerând-o înveliș de rotație cu pereți subțiri (teoria de membrană, fără momente); schematizarea pentru calcul este dată în fig. 28, unde se văd parametrii geometrici și încărcările. Presiunea generată de masa încărcăturii și a învelișului (centrifugală) se calculează astfel:

$$p = \frac{(R_2 - h - 0,5h)^2 a}{R_2 - h} \rho_0 \omega^2 + (R_2 - 0,5h)h\rho\omega^2.$$

Tensiunile meridiene și circumferențială, precum și echivalente sunt:

$$\sigma_m = \frac{-f_a}{h \cdot 1}, \sigma_p = \frac{R}{h} \cdot p, \sigma_e = \sqrt{\sigma_m^2 + \sigma_p^2} - \sigma_m \sigma_p.$$

Pentru cazul particular au rezultat valorile: $p=6,31$ MPa, $\sigma_m=0,38$ MPa, $\sigma_p=123$ MPa, $\sigma_e=123,3$ MPa.

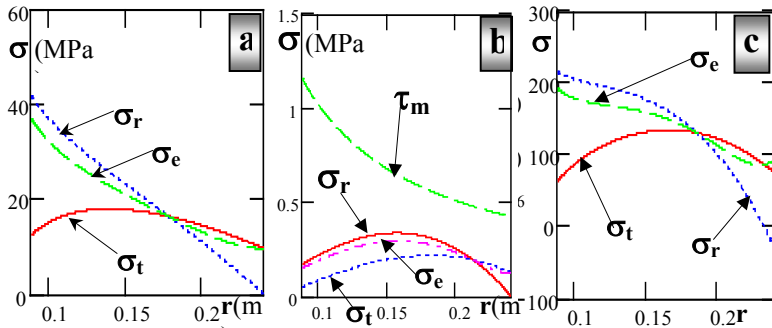


Fig.27. Tensiunile în disc produse de cele trei tipuri de încărcări a-forțe centrifugale, b-solicitare pe circumferință, c-solicitare cu presiune variabilă

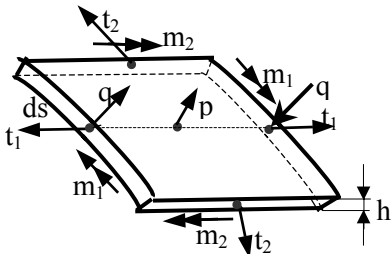


Fig.29. Suprafața elementară a plăcii cilindrice

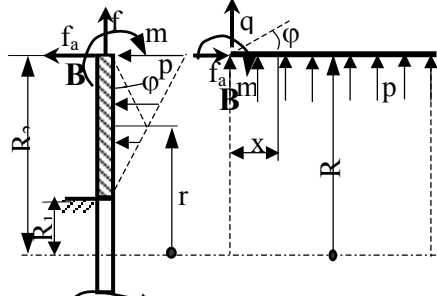


Fig.30. Schematizarea decuplării părții cilindrice de cap și evidențierea reacțiilor

$$\begin{aligned} m(x=0) &= m_r(r=R_2); & q(x=0) &= -f(r=R_2); \\ w(x=0) &= u(r=R_2); & \varphi(x=0) &= -\varphi(r=R_2). \end{aligned} \quad (30)$$

Determinarea constantelor de integrare permite definirea completă a deformațiilor în disc și cilindru și, funcție de acestea, determinarea tensiunilor principale. Pentru cazul particular de rotor, variația tensiunilor

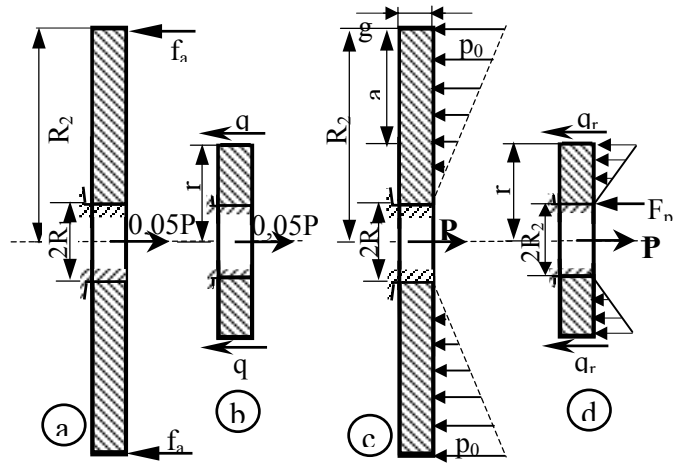


Fig.26. Schematizarea discului în două variante de solicitare

a-disc solicitat pe contur, b-element central izolat (solicitare a), c-disc solicitat cu presiune variabilă, d-element central izolat (solicitare conform c)

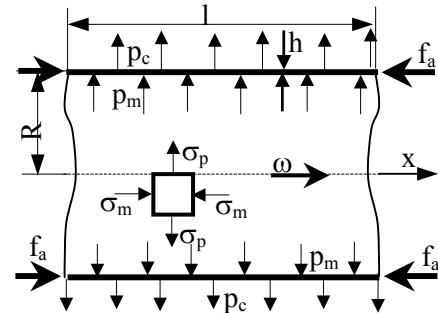


Fig.28. Schematizarea tobei ca înveliș cu perete subțire

Schematizarea tobei la placă cilindrică permite folosirea elementului infinit mic arătat în fig.29; s-a determinat ecuația diferențială (28) care are soluția (29):

$$w^{iv} + 4k^4 w = \frac{p}{H} - \nu \frac{t_1}{RH}, \quad H = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}, \quad k = 4\sqrt{\frac{3(1-\nu^2)}{R^2 h^2}}. \quad (28)$$

$$w(x) = e^{-kx}(C_1 \sin kx + C_2 \cos kx) + e^{kx}(C_3 \sin kx + C_4 \cos kx) + w_0, \quad (29)$$

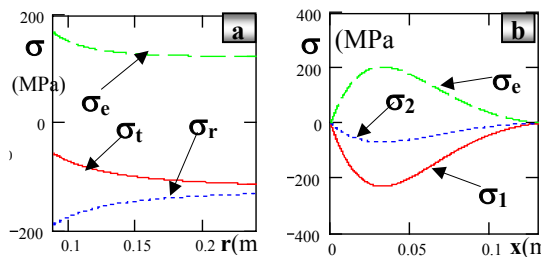


Fig.31. Tensiunile în capac și cilindru considerate cuplate (cazul particular) a-tensiuni în disc, b-tensiuni în cilindru

de disc și evidențierea reacțiilor de legătură este dată în fig.30. Constantele de integrare se determină din condițiile (30) (se neglijează partea a 2-a a soluției, adică $C_3=C_4=0$):

$$w_0 = \left(\frac{p}{H} + \frac{\nu f_a}{RH} \right) \frac{1}{4k^4}.$$

Determinarea constantelor de integrare este deosebit de dificilă dacă se ia în considerație realitatea, partea cilindrică fiind incastrată la capac; schema decuplării părții cilindrice

în disc și cilindru este dată în fig.31.

Tensiunea în zone depărtate de cuplarea discului cu cilindrul sau calculat și cu teoria tuburilor cu pereți groși. În cazul particular tensiunile maxime, obținute cu acest model, sunt: $\sigma_r=2,4$ MPa, $\sigma_t=125$ MPa, $\sigma_e=126,3$.

Centrifugarea se face pentru separarea fazelor, de obicei se extrage faza lichidă și în toba centrifugii rămâne faza solidă. Lichidul trebuie evacuat din toabă, pe măsură ce este separat, trebuind să existe o cale de eliminare; cel mai adesea se recurge la perforarea tobei pentru eliminarea lichidului extras. Găurile din toabă ridică probleme deosebite, putând să influențeze mult rezistența acesteia. În lucrare se propune numai semnalarea problematicei perforațiilor și să se schițeze aproximativ influența lor asupra rezistenței învelișului cilindric. Grosimea învelișului fiind mică în comparație cu raza de curbură, se poate aplica teoria variabilă la plăcile plane. Parametrii sistemului de perforații sunt raza "a" și distanța "b" între rândurile de găuri. Este cunoscut că în apropierea găurii tensiune nominală "σ" din placă suferă o creștere de o valoare maximă $\sigma_m=k\sigma$, unde "k" este coeficientul de concentrare (conform fig.32). Teoria elasticității pentru mediul continuu din zona găurii, dă soluția stării de tensiuni conform legilor (31):

$$\sigma_r = \frac{\sigma}{2} \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right) + \frac{\sigma}{2} \left(1 - 4 \frac{a^2}{r^2} + 3 \frac{a^4}{r^4} \right) \cos 2\alpha, \quad \sigma_t = \frac{\sigma}{2} \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right) - \frac{\sigma}{2} \left(1 + 3 \frac{a^4}{r^4} \right) \cos 2\alpha, \quad (31)$$

$$\tau = -\frac{\sigma}{2} \left(1 + 2 \frac{a^2}{r^2} - 3 \frac{a^4}{r^4} \right) \sin 2\alpha .$$

S-a constatat experimental (pe modele fotoelastice, mai ales) că în realitate coeficientul de concentrare este mai mic. În literatura tehnică de profil s-a găsit o corelare între coeficientul de concentrare k pentru o platbandă sollicitată la întindere, conform fig. 33. Polinomul de interpolare pentru funcția de variație experimentală a coeficientului k funcție de raportul între gaură și lățime este ($\lambda=2a/b$, fig.34):

$$k(\lambda) = 2,79 - 0,237\lambda - 18,274\lambda^2 + 80,6\lambda^3 - 155,456\lambda^4 + 141,865\lambda^5 - 49,6\lambda^6 .$$

Pentru o gaură de 6 mm și lățimea distanței între găuri $b=65$ mm, coeficientul este $k=2,66$ iar dacă gaura are diametrul de 8 mm concentrarea scade la 2,6 (aceste dimensiuni sunt cele obișnuite în cazul centrifugii studiate).

Este necesar ca studiul teoretic al tensiunilor și deformațiilor trebuie validat experimental, de aceea în Capitolul 7 s-a urmărit măsurarea tensiunilor în subsansamblele importante. După o selecție riguroasă, toate criteriile au indicat rotorul de centrifugare ca fiind partea cea mai sensibilă a mașinii și cea mai demnă de a fi supusă cercetării. Printre cele mai importante motivații care califică rotorul ca subiect fundamental de studiu amintim: suportă solicitările cele mai mari (cu excepția lagărelor); distribuția masei este spațială și sollicitată complex (greu de modelat); solicitările dinamice au componente ce depind de regimul de lucru (variabil în timp); prinderea în consolă și cinematica axială a elementelor rotorului agravează solicitările; imperfecțiunile de fabricație sau exploatare pot conduce la amplificarea solicitărilor și la regim vibratoriu nepermis, etc.

S-a constatat că în componența rotorului intră două subsansamble, fiecare compus din arbore (cu lagărele aferente) și discuri cuplate între ele sau la un cilindru cu pereți subțiri. Întrucât arborii și lagărele sunt organe de mașini foarte bine studiate au rămas de analizat solicitările mecanice ale discurilor și cilindrilor ce formează incinta în care se produce procesul de separare (prelucrare) a materialului multifază.

Soluția constructivă a rotorului a permis descompunerea lui, pentru sistematizarea rotorului într-un subsansamblu principal (denumit rotorul 1) și altul auxiliar (rotorul 2). Încărcările centrifugale, datorate materialului de prelucrat sau masei proprii, sunt mai intense și mai defavorabil aplicate rotorului 1. De asemenea, stare de tensiuni și deformații din rotorul 2, arată o solicitare mai puțin gravă și mult mai clar definită. În plus, analiza rezistenței mecanice a rotorului principal 1 a relevat nedeterminări și corelații complexe între elementele componente, fapt ce a condus la soluții aproximative și uneori neunivoce. Toate acestea au arătat necesitatea concentrării atenției asupra tobei centrifugale (rotorul 1).

Dacă analiza distribuțiilor de tensiuni în elementele componente (disc, cilindru) sunt de notorietate în literatura de specialitate, zona de cuplare pune probleme deosebite, relevate în cadrul cap. 2 și 6 din studiu. Problema este de mare importanță întrucât în zona de cuplare disc-cilindru apare fenomenul de

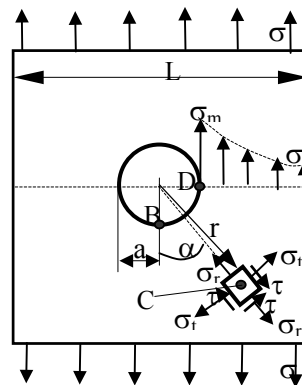


Fig.32.Starea de tensiuni în jurul unei găuri în placă

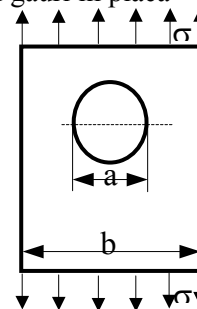


Fig. 33



Fig. 34

concentrarea tensiunilor, devenind esențială evaluarea gradului de suprasolicitare (coeficientul de concentrare). Studiul analitic a evidențiat și evaluat, într-o oarecare măsură, fenomenul de creștere a eforturilor în zona de trecere a tobei, dar se impune verificarea determinărilor teoretice pe o cale cu grad mare de veridicitate și încredere. Este de nețăgăduit în inginerie rolul hotărâtor al verificărilor experimentale, aceasta fiind calea prin care trebuie să se verifice tendința de concentrare a tensiunilor și să se cuantifice gradul de suprasolicitare a cuplajului disc-cilindru. Ideal ar fi ca experimentările pentru determinarea tensiunilor să se facă pe rotorul real al centrifugii. Acest lucru presupune un efort material foarte mare, ușor de constatat dacă ne-am gândi numai la faptul că ar trebui dedicat și imobilizat un utilaj pe toată perioada încercărilor. De asemenea costurile suplimentar din cauza necesității măsurării tensiunii într-un corp aflat în mișcare de rotație cu viteză considerabilă. Calea optică de evaluare-măsurare a tensiunilor este încă foarte costisitoare, fiind o metodă experimentală relativ nouă; mișcarea de rotație cu frecvență mare pune probleme suplimentare și dificile de analiză a înregistrărilor. De aceea nu s-a putut apela la tensometria optică, cu toate că această cale se impunea a fi folosită dacă bugetul cercetării ar fi permis. Se recomandă efectuarea unui studiu experimental chiar și numai pentru soluționarea practică a problemelor de sincronizare a înregistrărilor cu mișcarea de rotație a tobei.

A doua metodă experimentală de determinare a tensiunilor, cunoscută sub numele de "tensometrie rezistivă", este mult mai bine cunoscută și evaluată tehnico-stiințific, fiind aplicată de 50-60 ani. Tensometria rezistivă a devenit, de fapt, o cale experimentală de determinare a tensiunilor mult folosită în tehnică, având chiar aplicații curente mai ales în domeniul traductorilor de forță și presiune. Folosirea tensometriei în cazul rotorului ridică însă o problemă greu de rezolvat: măsurarea semnalului electric de la un traductor aflat în mișcare pe toba ce se rotește. Problema a fost soluționată prin conceperea și fabricarea unor inele colectoare ce rezolvă cuplarea între traductor (timbrul tensometric) în mișcare și aparatul de prelucrare-înregistrare staționară. Subansamblele sunt însă scumpe și la vitaze mari de rotație introduc erori mari de măsurare, de aceea a fost considerată prohibitivă și deci inaplicabilă în acest studiu.

O soluție experimentală aproximativă a fost identificată în determinările tensometrice pe un model staționar. Întrucât cazul ideal, al unei tobe reale, ridică probleme financiare și de timp, s-a propus studierea experimentală a tensiunilor pe un vas cilindric de formă și dimensiuni cât mai apropiate de rotorul real. Solicitarea centrifugală a fost înlocuită cu o suprapresiune interioară, controlată și măsurată. Modelul experimental astfel conceput a permis experimentări în laborator, costurile și timpul (relativ mici) încadrându-se în bugetul alocat cercetării (foarte restrictiv).

Pentru micșorarea cheltuielilor, s-a ales un recipient cilindric de dimensiuni apropiate de toba rotorului, confecționat dintr-un oțel tenace (oțel inoxidabil) care să aibă un capăt liber, închis cu un capac ce formează o incintă închisă etanș. Fundul vasului joacă rolul discului cuplat la arbore; singurele deosebiri față de realitate constau în faptul că fundul nu s-a rigidizat în zona centrală iar cilindru nu este perforat pentru a se crea incinta închisă. De asemenea fundul vasului (discul) este racordat la cilindru, reducându-se astfel gradul de concentrare a eforturilor în zona muchiei de cuplare. Simplitatea modelului experimental (cilindru închis cu capac) permite colerarea ușoară și clară a tensiunilor cu geometria vasului. Existența cordoanelor de sudură între fundul vasului și cilindru precum și între cilindru și inelul de întărire al capătului liber (închis cu capac) constituie un subiect suplimentar de studiu al efectului concentrator în cazul acestei soluții de asamblare.

S-a constatat în studiul stării de tensiuni în discuri și cilindrii că starea de tensiune este plană, cunoscându-se direcțiile principale (simetrii constructive). Prin urmare se vor monta mărci tensometrice pe direcțiile principale care sunt;

- pe disc: radială și circumferențială (σ_r , σ_t);

- pe învelișul cilindric: meridiană (pe generatoare) și circumferențială (σ_m , σ_t sau σ_1 , σ_2);

schema de distribuție geometrică a timbrilor tensometrice este dată în fig. 35; se observă că într-o poziție geometrică (la raza r sau distanța y pe disc, la distanța x de fundul vasului pe suprafața cilindrică) există o pereche de timbre așezate pe direcții ortogonale. Fiecare timbru măsoară tensiunile principale (normale) pe respectivele direcții (radial " r " și circumferențial " t " pe disc, meridian " m " și circumferențial " t " pe cilindru, conform fig. 35).

Pentru înscrierea în bugetul alocat experimentărilor s-a recurs la montarea în semipunte a timbrilor, cu o marcă activă și una de compensare termică (nesolicitată); mărcile active sunt cele așezate pe direcțiile principale, fiecare din ele având o marcă pereche nesolicitată, notată cu " c " pe schema din fig.35. Întrucât sistemul de achiziție nu permite măsurarea simultană a mai mult de 7 semipunți, se poate face economie de traductoare rezistive, timbrele de compensare fiind folosite la mai multe mărci active, la experimentări succesive în timp. Fiecare marcă este definită de: poziția geometrică (r , x , y), direcția principală (r , t , m), nu-

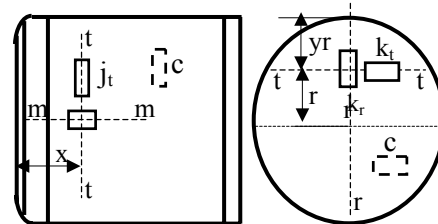


Fig.35. Schema de amplasare a mărcilor tensometrice

mărul de identificare al perechii (j, k). Pentru măsurarea presiunii aerului în incintă s-a folosit un traductor de deplasare, pentru măsurare indirectă (prin intermediul deformației recipientului); traductorului de deplasare i se va determina curba de etalonare presiune-deplasare conform procedurilor cunoscute pe baza indicațiilor manometrului compresorului de alimentare cu aer sub presiune a incintei de măsură.

Aparatură și traductoare utilizate:

- Sistem de achiziție Spider 8, rezoluție 12 biti,
- Traductor inductiv de cursă liniară WA50, clasă 1%,
- Traductor de presiune MOM 1MPa, clasă 1%,
- Mărci tensometrice KFG-5-120-C1-11L1M2R,
- Notebook IBM ThinkPad R51.

Parametrii înregistrați:

- p (MPa) – Presiunea aerului din vasul de expansiune,
- Sr1 ... Sr25 (MPa) – Tensiuni mecanice radiale,
- St1 ... St25 (MPa) – Tensiuni mecanice circumferențiale (tangențiale),
- x (mm) – Deformația elastică a capacului vasului experimental.

O imagine a distribuției mărcilor tensometrice pe suprafața vasului experimental este dată în fig.36.

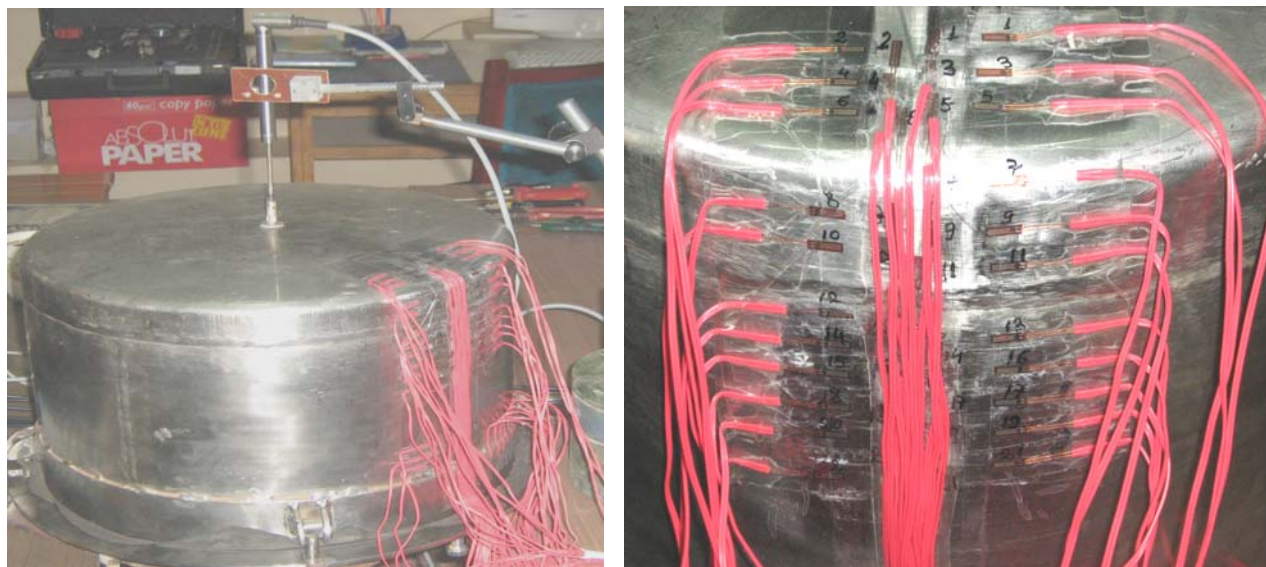


Fig.36. Distribuția timbrelor tensometrice pe suprafața recipientului experimental

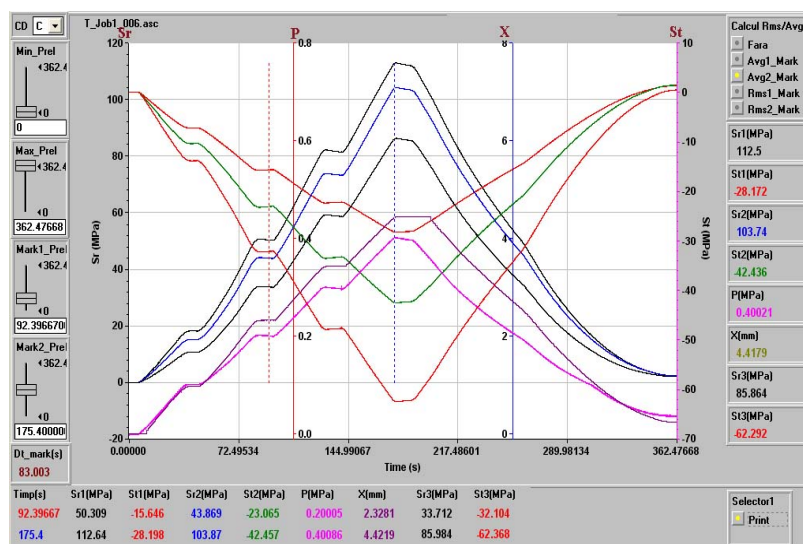


Fig. 37. Înregistrări pentru punctele de măsură 1, 2, 3

S-au făcut măsurători folosind 50 timbre tensometrice (25 timbre pe fiecare direcție principală) iar pentru compensare termică s-au utilizat 7 mărci. O reprezentare grafică a înregistrărilor este dată în fig.36. Rezultatele experimentale sunt stocate într-o bază de date. Înregistrările pot fi analizate și reprezentate grafic după dorință. Mărimea parametrilor experimentali s-au putut urmări pe displayul calculatorului, exemplificându-se cu imaginea din fig.37.

Variația celor două tensiuni principale în lungul vasului cilindric este dată grafic în fig.38. Se evidențiază astfel tendința de

concentrare a tensiunilor în zona muchiei de cuplare între capac și zona cilindrică.

Modul de variație a tensiunilor în lungul vasului cilindric, pentru patru nivele de solicitare (4 tensiuni), este arătat în fig.39. Se poate constata că, pentru toate încărcările, tendința de concentrare a solicitărilor pe zona de cuplare a celor două părți ale vasului se păstrează, demonstrându-se astfel și experimental ceea ce s-a calculat pe modelele teoretice.

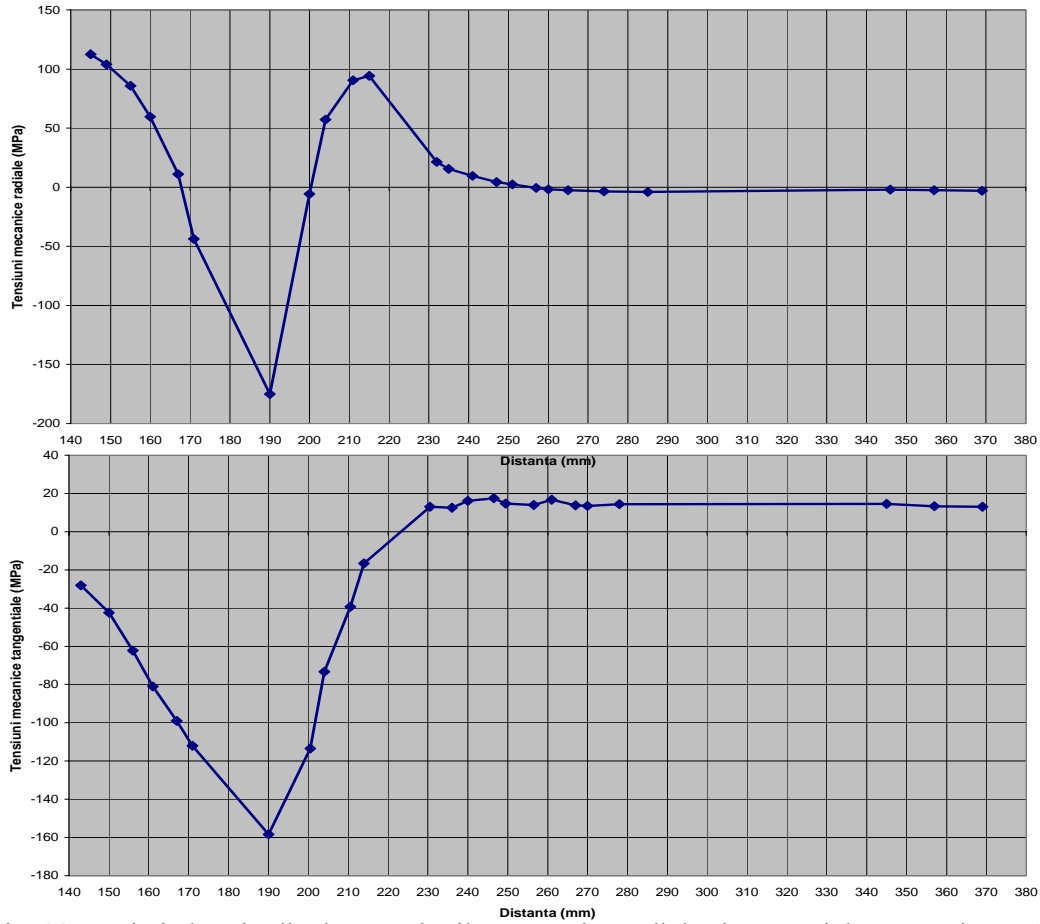


Fig. 38. Variația longitudinală a tensiunilor mecanice radiale și tangențiale pt. presiunea 0,4 MPa

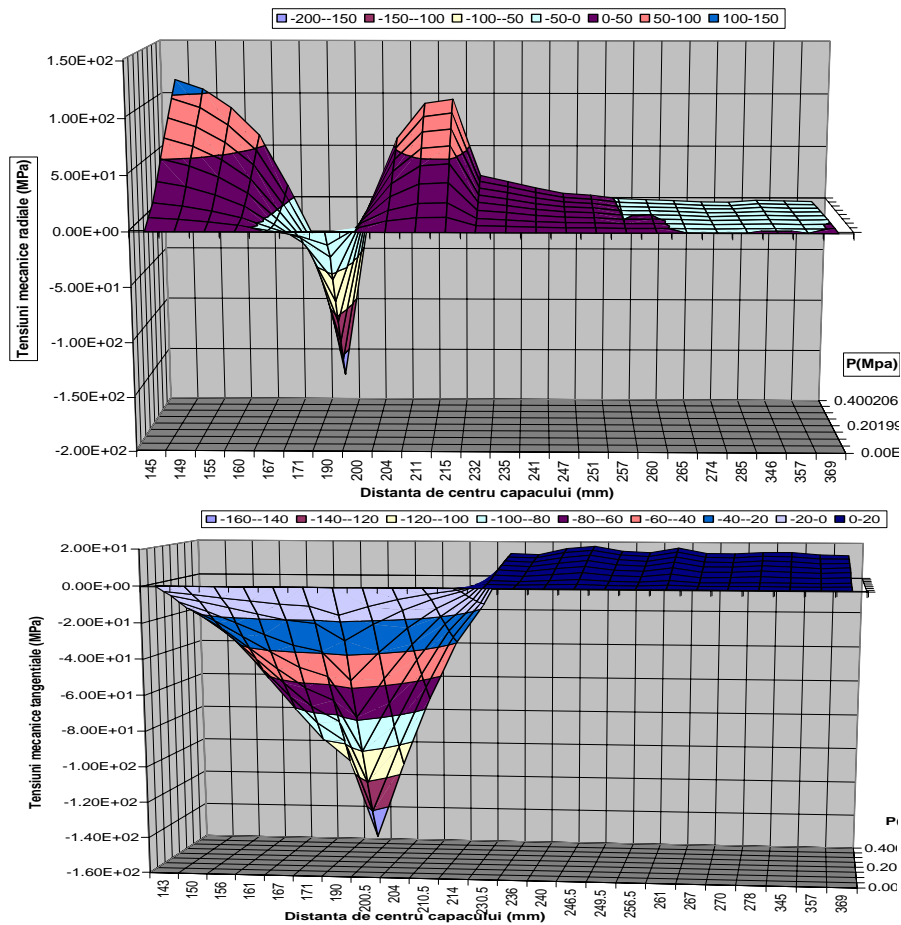


Fig. 39. Variația axială a tuturor tensiunilor mecanice măsurate pentru presiuni între 0 și 0,4 MPa

În urma experimentărilor și analizei datelor, în afara concluziilor referitoare la fenomenele mecanice, s-a constatat că determinarea experimentală a tensiunilor mecanice necesită o dotare tehnică scumpă și pregătire superioară a operatorului. Experiența în domeniu este obligatorie pentru echipa de cercetare iar interpretarea rezultatelor nu este o operație de rutină, necesitând suplimentar buna cunoaștere a solicitării mecanice ce este obiect al investigațiilor. Efortul experimental se poate diminua (costuri și pregătire profesională) prin conceperea și punerea la punct a unui sistem de măsură dedicat utilajului monitorizat prin intermediul tensiunilor mecanice.

În ultimul capitol (cap.8) se face o trecere în revistă a realizărilor teoretice și experimentale în studiul rotorilor unei centrifugi de mare viteză. Din multitudinea de aspecte tratate se pot evidenția câteva concluzii, astfel:

- procedurile de studiere a solicitărilor mecanice ale discurilor și cilindrilor în mișcare de rotație sau staționare, încărcate cu forțe distribuite (presiuni) sau concentrate, presupun etapele de calcul:

- definirea geometrică și mecanică (încărcări) a unui element infinit mic (denumit de noi "corpuscul"), izolat din corpul macroscopic;
- scrierea condițiilor de echilibru și obținerea ecuațiilor diferențiale în eforturi, încărcări și tensiuni;
- definirea deplasărilor (de obicei pe direcție radială) și a alungirilor specifice pe direcțiile principale (de obicei radial și circumferențial);
- definirea tensiunilor normale funcție de alungirile specifice, rezultând relații funcție de deplasări;
- se obține ecuația diferențială în deplasări;
- se integrează ecuația diferențială în deplasări, soluția conținând constante de integrare;
- se introduce soluția (deplasarea) în ecuațiile tensiunilor;
- se impun condițiile la limită (constrângeri, continuități), folosind relațiile deplasărilor și tensiunilor;
- se determină constantele de integrare;
- se introduc constantele determinate în ecuațiile deplasărilor, eforturilor și tensiunilor; rezultând funcțiile de variație a acestora cu raza (cel mai adesea);
- se studiază grafic (curbe de variație) modul de variație a tensiunilor și deplasărilor pentru identificarea ușoară a punctelor de solicitare maximă, a regimurilor de funcționare periculoasă, a deplasărilor extreme etc.;

- referitor la rotorul secundar (2) se poate spune (sin studiul analitic):

- în cazul ambelor discuri solicitarea maximă se produce pe circumferința interioară;
- coeficienții de siguranță pentru discuri este între 8,3 și 14 (cazul particular, solicitări centrifuge);
- tensiunea maximă datorată numai solicitării centrifugale, se produce la capete și este evaluată, pentru cazul constructiv particular, la 136 MPa (coeficient de siguranță $c = 3$);
- arborele este rigid, îndeplinește condiția de rezistență și are pulsația proprie mare (cazul particular)

- referitor la rotorul principal (1) se poate spune (sin studiul analitic):

- pe discul tobei solicitarea centrifugală produce tensiuni mici față de cea produsă de presiunea internă (de aproximativ 5 ori mai mici);
- dacă se consideră cuplarea la cilindru, tensiunea în disc scade dar nu cu valori semnificative;
- studiul tensiunilor în zona de cuplare a discului nu este complet, fiind necesară extinderea analizei;
- în cilindru, în zone depărtate de capete, tensiunea calculată prin 2 metode concordă, fiind mai mică decât tensiunea admisibilă, coeficientul de siguranță este $c = 2$ (cazul particular);
- la capătul liber, dacă sistemul de etanșare împiedică deformarea radială atunci tensiunile sunt mai mici decât în zona sa mediană, tensiunea scăzând de 1,5 ori;
- problema definirii tensiunilor la capătul liber (de etanșare) a fost rezolvată parțial, comportând studii viitoare laborioase;

- în urma analizei cu element finit a rotorului 2 se poate spune:

- pendrul rotorul secundar s-a constatat că discul 2 este net mai solicitat, având încărcarea suplimentară (față de centrifugale) a presiunii de lucru; dacă analizăm acest disc constatăm că zona centrală, mai ales cea de cuplare a barelor, este mai solicitată; nivelul foarte ridicat al tensiunilor este chiar zona de cuplare a barei la disc, în planul său, la interior pe circumferință;
- zonele de cuplare între discuri și bare reprezintă un puternic concentrator de tensiuni, coeficientul de multiplicare evaluat fiind de minim 3;
- efectul solicitărilor tehnologice (presiunea materialului centrifugat) este mai mare decât cel centrifugal (peste 60% din total);
- nivelul tensiunilor maxime este nepermis de mare, obligând la reluarea evaluării numerice mai precise a tensiunilor și verificându-se atent rețeaua de elemente finite;

- în urma analizei cu element finit a rotorului 1 se poate spune:

- orificiile de pe suprafața cilindrică introduc în structură concentratori de tensiuni;

- în cazul rotorului particular tensiunea maximă este de 313 Mpa, în zona orificiilor;
- structura rezistă la solicitările forțelor de inerție datorate masei proprii și a amestecului (33 Kg) în cazul în care se alege un material cu tensiunea la curgere de aproximativ 420 Mpa;
- frecvența proprie fundamentală a rotorului este cu 90 % mai mare decât turația maximă de rotație a tamburului (turație cazului particular luat în considerație este de 4000 rot/min); este suficientă o diferență de 20% între turația critică și cea nominală.