

Raspunsuri

RT.9.1. a), b), c) si e).

RT.9.2. Utilizat la asamblarea a doua table subtiri din constructia unui avion, nitul din figura confera avantajul lipsei rezistentei la înaintare.

RT.9.3. În sectiunea (1) apar tensiuni de întindere (date de solicitarea N) si tensiuni de forfecare (date de forta F). Pe suprafetele (2) apar tensiuni de strivire (date de forta F); pe suprafetele (3) apare tensiunea de strivire (data de forta N). În sectiunile (4) apar tensiuni de forfecare (date de forta N). De remarcat faptul ca strângerea N nu este controlabila.

RT.9.4. Nitul din figura b) are doua sectiuni de forfecare în comparatie cu cel din figura a). Daca niturile respective nu sunt batute corect, adica daca au joc fata de alezaj, în cazul a) exista riscul ruperii capetelor nitului prin tensiune complexa, inclusiv încovoiere. În varianta b) ruperea capetelor nitului nu este posibila, chiar în cazul nituirii incomplete.

RT.9.5. b), d) si h).

RT.9.6. În cazul practicarii mai multor gauri de diametru redus, în locul unei gauri de diametru ridicat, scade considerabil concentratorul de tensiuni introdus.

RT.9.7. Nituirea este posibila, cu acces pe ambele parti în mod evident la niturile A si eventual la niturile B, daca deschiderea l este suficient de mare pentru accesul contracapuitorului. Structura obtinuta este de tip cheson, cu rigiditate flexionala deosebit de ridicata.

RT.9.8. Alama sau aliaje de aluminiu.

RT.9.9. Volumul de material indicat trebuie sa fie cel puțin egal cu volumul neocupat al gaurii de trecere si cu volumul capului de nit neformat.

RT.9.10. Afirmatia este adevarata. Niturile de Al-Cu-Mg se utilizeaza la constructia avioanelor si la asamblarea discurilor de ferodo ale ambreiajelor auto.

* * *

RT.10.1. La sudarea pieselor din fonta, prin racire rapida, apar zone de fonta alba, dura si fragila, greu de prelucrat cu scule obisnuite. Pe de alta parte, diferenta de contractie a zonelor de fonta alba si a celor de fonta cenusie este foarte mare ceea ce conduce la aparitia fisurilor si a exfolierilor. Sudarea la cald, cu vergele de fonta si cu masuri de racire lenta, înlatura dificultatile prezentate conducând si la disparitia tensiunilor remanente.

RT.10.2. b).

RT.10.3. b).

RT.10.4. Avantajele economice privind asamblarile sudate sunt:

- folosirea integrala a sectiunilor;
- lipsa organelor intermediare;
- adaosuri reduse de prelucrare;
- utilizarea judicioasa a materialelor scumpe;
- rationalizarea proiectarii forme;
- operatii pregatitoare necostisitoare;
- timp de executie redus;

- eliminarea rebuturilor;
- mecanizare si automatizare.

RT.10.5. Avantajele tehnologice sunt:

- cost relativ redus al utilajului;
- eliminarea modelelor de turnatorie;
- micșorarea suprafețelor de fabricație;
- soluții posibile pentru piese mari și grele;
- reducerea zgomotului;
- reparatii ușor de efectuat.

RT.10.6. a), b), d) și e).

RT.10.7. 1) Calitatea cusăturilor sudate este dependentă de calificarea personalului care execută lucrarea, de condițiile de lucru (poziția sudurii și mediul în care se lucrează) și de calitatea utilajului folosit.

2) Cordoanele de sudură constituie importanți concentratori de tensiuni; zona aferentă unui cordon de sudură înmagazinează tensiuni remanente. Detensionarea se poate face mecanic sau prin încălzire, cu creșterea costului total al operației.

3) Controlul cordoanelor de sudură (cu raze "X" sau cu ultrasunete) este necesar dar costisitor.

RT.10.8. Forma și dimensiunile interstiului dintre tablele sudate trebuie să permită accesul topiturii pe toată grosimea acestora.

RT.10.9. Placutele aflate la baza viitoarelor cordoane de sudură - (a), (b) și (c) - împiedică realizarea radacinii în afara limitelor pieselor asamblate, atunci când acest lucru nu este dorit. Placuta din (d) împiedică arcul electric (flacăra) să treacă printre table, la realizarea cordonului superior. La realizarea cordonului inferior, placuta se poate scoate.

RT.10.10. Pentru a se asigura condiția de egală rezistență între secțiunea tablei și cea a cordonului de sudură.

RT.10.11. Pentru a se evita schimbările bruste de secțiune (de la t_2 la t_1) este necesar ca tabla mai groasă să fie prelucrată ca în figura a); dacă acest lucru nu este realizabil trebuie ca cordonul de sudură să aibă înălțime variabilă. Ambele soluții conduc la diminuarea concentratorului de tensiune reprezentat de asamblare.

RT.10.12. b).

RT.10.13. Cordoanele de sudură reprezintă concentratori de tensiune. Distribuția neuniformă a lui τ_x se îmbunătățește dacă lungimea de suprapunere a tablelor se reduce.

RT.10.14. Cordoanele de sudură reprezintă o importantă discontinuitate în traseul liniilor de forță, constituindu-se astfel în concentratori de tensiuni.

RT.10.15. b).

RT.10.16. Prin presare, cu arc electric.

RT.10.17. b).

RT.10.18. Coeficientul k_1 ține seama de felul cordonului de sudură și de natura solicitării acestuia.

Felul cordonului de sudură	Natura solicitării	k_1
Cap la cap	Tracțiune	0,75
	Compresiune	0,85 ÷ 0,90
	Încovoiere	0,80
	Forfecare	0,65
De colț	Toate solicitările	0,65

RT.10.19. b).

RT.10.20. Fiecare cordon de sudura reprezinta un important concentrator de tensiuni. Intersectarea cordoanelor conduce la diminuarea considerabila a capacitatii portante a asamblarii.

RT.10.21. Solutia cea mai buna este c). Urmeaza d), a) si b), ultimele doua fiind, de fapt, inacceptabile.

RT.10.22. h).

RT.10.23. c).

RT.10.24. Cordoanele de sudura trebuie plasate la distanta relativ mare unul de celalalt. Ca urmare, variantele aflate pe coloana din dreapta a figurii 10.24 sunt corecte.

RT.10.25. Concentratorii de tensiune dati de cordoanele de sudura (coloana din stânga) sunt mari. Sudarea prin presare conduce la diminuarea acestora.

RT.10.26. Alternative corecte la cele din T.10.26 sunt cele prezentate în figura 10.26. La asamblarea tablelor cap la cap se recomanda, respectând notatiile din figura:

$$l > 5 \cdot (S-s) \text{ daca } S/s > 3;$$

$$l' > 3 \cdot (S-s).$$

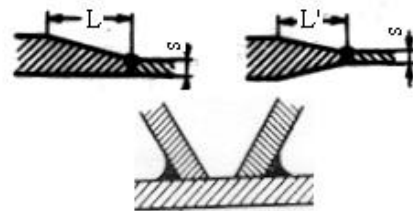


Fig. R.10.26

RT.10.27. 1) Materialele asamblate nu sunt aduse în stare de topire; numai aliajul de lipit este topit.

2) Lipirea se poate realiza numai cu material de adaos.

3) Rezistenta asamblarilor prin lipire este inferioara celor sudate.

4) Nu apar tensiuni termice prea mari.

5) Se pot asambla piese din metale diferite.

6) Materialele asamblate nu sufera transformari structurale.

RT.10.28. $> 400 \text{ }^\circ\text{C}$.

RT.10.29. Aliaje Sn-Pb. Aliaje Ag-Pb-Sn.

RT.10.30. Aliaje Cu-Zn. Aliaje Ag-Pb-Sn.

RT.10.31. Elastomeri, fenoli, poliesteri si rasini epoxidice.

* * *

RT.11.1. c).

RT.11.2. a).

RT.11.3. Factorul γ , supraunitar, tine seama de sollicitarea suplimentara de rasucire produsa în timpul montajului.

RT.11.4. Momentul necesar desfacerii unei asamblari filetate are expresia

$$M' = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi_2 - \varphi').$$

Din inecuatia $M' \leq 0$, rezulta conditia de autofrânare $\psi_2 \leq \varphi'$.

RT.11.5. Surubul este sollicitat la întindere si la încovoiere.

Tensiunea maxima din tija surubului se calculeaza cu formula

$$\sigma_{\max} = \frac{4F}{\pi d_3^2} + \frac{32Fe}{\pi d_3^3}, \text{ punând conditia ca } \sigma_{\max} \leq \sigma_{at}, \text{ rezulta diametrul interior al filetului}$$

$d_{3\text{ nec}} = 10,485 \text{ mm}$.

RT.11.6. b).

RT.11.7. b).

RT.11.8. Sub piulita se introduce un rulment axial si, ca urmare, la însurubare va fi învins practic doar momentul de frecare dintre spire (M_{t1}) deoarece frecarea din rulment este neglijabila. Momentul de frecare dintre piulita si suprafata de sprijin va fi dat de relatia $M_2 = M_{\text{tot}} - M_{t1}$.

RT.11.9. c) si d).

RT.11.10. φ' este unghiul de frecare aparent:

$$\varphi' = \arctg \frac{\mu}{\cos \gamma}$$

în care μ este coeficientul de frecare dintre spire iar γ este unghiul flancului activ al filetului (figura R.11.10).

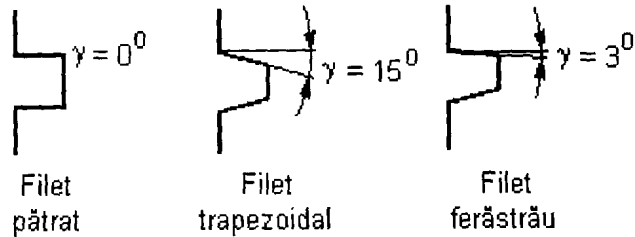


Fig. R.11.10

RT.11.11. b).

RT.11.12. b) si c).

RT.11.13. c).

RT.11.14. c).

RT.11.15. a) si/sau b).

RT.11.16. Tensiunea de întindere nominala din tija surubului nu este constanta pe toata lungimea acestuia deoarece aria sectiunii tije este variabila. Mai mult decât atât, în sectiunile A, B si respectiv C, tensiunea nominala este depasita datorita concentratorului de tensiuni dat de racordarea de sub capul surubului. Concentratorul din sectiunea D este materializat de terminarea filetului. În sectiunea E tensiunea de întindere este maxima fiind vorba de prima spira activa (cea mai încarcata) a piulitei si de concentratorul de tensiuni care este filetul.

RT.11.17. b).

RT.11.18. În figura a) este reprezentata o saiba plata montata de regula sub piulita strânsa, pentru asigurarea unei suprafete plane de rezemare. În figurile b)...f) sunt reprezentate saibe elastice, montate sub piulita strânsa si având rolul de a evita autodesfacerea asamblarii.

RT.11.19. b).

RT.11.20. Nu, deoarece deformatiile sunt în domeniul elastic.

RT.11.21. Variantele b) si c) se refera la suruburi elastice, cu o buna rezistenta la oboseala.

RT.11.22. Constanta de elasticitate (sau rigiditatea) se defineste prin relatia $c = \frac{F}{\Delta l}$ sau

$c = \frac{EA}{l_0}$, în care F este forta aplicata piesei de lungime initiala l_0 si sectiune A, realizata dintr-un material cu modulul de elasticitate E, careia îi provoaca o deformatie elastica Δl .

RT.11.23. b).

RT.11.24. b).

RT.11.25. După cum se observa din figura R.11.25, cele două variante diferă prin forța de prestrângere aplicată $F_o^I > F_o^{II}$. În consecință, în varianta a II-a scade forța totală din surub, F_t , dar în același timp scade și forța remanentă din flanșe, F_o^{II} , care asigură etansarea.

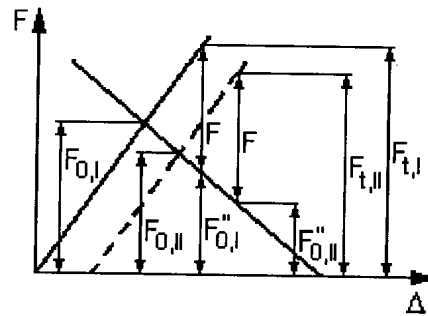


Fig. 11.25

RT.11.26. În varianta a II-a rigiditatea surubului este mai mică decât varianta I. În consecință, soluția II este mai favorabilă din punctul de vedere al solicitării la oboseală a surubului $F_{zII} < F_{zI}$. Ca dezavantaj rezerva de prestrângere se diminuează $(F_o^{II}) < (F_o^I)$. Explicațiile au fost date pe baza figurii R.11.26.

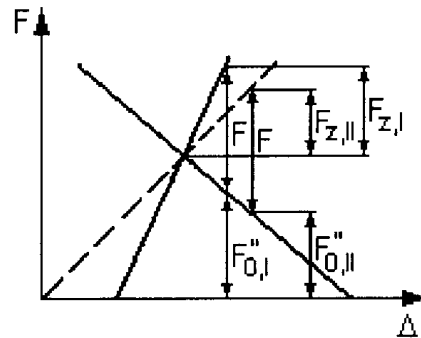


Fig. 11.26

RT.11.27. Se cunoaște că momentul de încovoiere este invers proporțional cu raza de curbura ρ : $M_i = \frac{EI_z}{\rho}$. Cum

$M_i = \sigma_i \cdot W_z$ și $L_s \approx \gamma \rho$, rezulta că $\gamma_{max} = \frac{2L_s \cdot \sigma_{ai}}{E \cdot d_3}$. Prin înlocuire se află $\gamma_{max} = 10^{-3}$ rad.

RT.11.28. Raspunsuri corecte - b) și d), pe baza figurii R.11.28.

RT.11.29. d).

RT.11.30. c).

RT.11.31. Se realizează elasticizarea piesei în care a fost montat surubul, având ca efect diminuarea încărcării primei spire în contact.

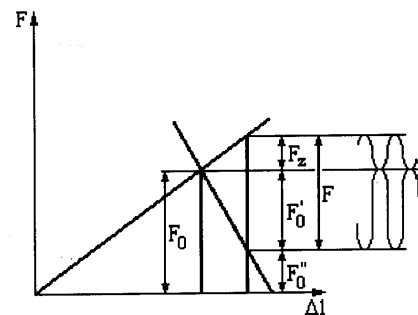


Fig. 11.28

RT.11.32. Sunt asigurări "prin formă".

RT.12.1. Asamblarea cu bratară elastică prezintă avantajele:

- a) montarea și demontarea rapidă;
- b) transmite momente de torsiune mari și simultan poate prelua și forțe axiale;
- c) asigură o bună poziționare a butucului pe arbore;
- d) prezintă concentratori de tensiune moderati.

Dezavantajele sunt:

- a) nu poate fi utilizată la turații ridicate;

b) după montări și demontări repetate se modifică capacitatea portantă datorită modificării coeficientului de frecare;

c) tensiunile din arbore și butuc nu sunt distribuite uniform.

În concluzie se utilizează la dispozitive cu acționare manuală sau de mică importanță.

RT.12.2. Pana concavă este înclinată, adică are secțiune variabilă. Ca urmare montajul se realizează prin batere axială.

RT.12.3. a), b), c) și d).

RT.12.4. Concentratorul de tensiuni din arbore este mai redus.

RT.12.5. Freza disc.

RT.12.6. Necesită o deosebită precizie dimensională (cost ridicat) și nu poate fi frecvent demontată.

RT.12.7. Prin batere axială, acestea fiind pene înclinate.

RT.12.8. Avantajele asamblărilor sunt:

a) transmit momente de torsiune mari și pot prelua simultan și forțe axiale;

b) asigură o bună poziționare a butucului pe arbore, existând posibilitatea deplasării axiale relative după necesități;

c) centrare deosebit de bună;

d) concentratori de tensiune ne semnificativi;

e) posibilitatea patinării la suprasarcină.

RT.12.9. Saubele elastice, prin a căror strângere se transmite momentul de torsiune au și rolul de asigurare a surubului împotriva autodesfacerii.

RT.12.10. Prin soluțiile constructive propuse se diminuează substanțial concentratorii de tensiune care apar prin prezența muchiilor circumferențiale ale butucului strâns pe arbore (fig. R.12.10).

* * *

RT.13.1. Reperul S este o saibă care servește la rezemarea splintelui. Splintelul are rolul de a împiedica defacerea asamblării. Dacă piesa 2 trebuie să aibă mișcare relativă față de furca 1, atunci se poate propune varianta de ajustaje:

1 - bolt; ajustaj cu strângere, de exemplu H7/m6;

2 - bolt; ajustaj cu joc, de exemplu H7/g6.

Se poate realiza ajustaj cu joc în cupla 1-bolt, urmând ca între 2-bolt să fie, în acest caz, ajustaj cu strângere.

RT.13.2. Stiftul se montează prin batere după ce, în prealabil, s-a alezat gaura conică dintr-o singură trecere, în ambele piese de asamblat. Extragerea stiftului se face prin rotirea piulitei cu o cheie. Stiftul conic prezintă avantajul poziționării perfecte (și centrării dacă este cazul) a pieselor asamblate. Dezavantajul constă în costul ridicat al stiftului și al alezării gaurii; cele două conicități (exterioară și interioară) trebuie să fie identice, pentru siguranța asamblării.

RT.13.3. Stifturile filetate au avantajul că nu permit defacerea accidentală a asamblărilor și nici defacerea acestora datorită vibrațiilor.

RT.13.4. Figurile a și b prezintă conturul unor stifturi cu 3, respectiv 4 creștături, în stare liberă. Prin batere (asamblare), datorită elasticității materialului stifturilor și datorită presiunilor deosebit de mari care apar pe aripile creștăturilor, acestea se închid, stiftul

ajungând să aibă o secțiune cvasicirculară. În figura c sunt reprezentate, spațial, presiunile care se exercită pe aripile creștaturilor, după montaj.

RT.13.5. Tensiunile de contact pe muchiile libere ale stifturilor, în contact cu alezajele corespunzătoare sunt deosebit de mari, alterând geometria gaurilor respective. Demontarea se face cu zgârierea suprafețelor. Desigur, se recomandă rotunjirea muchiilor libere ale stifturilor.

RT.13.6. Bolturile se utilizează de obicei pentru realizarea articulațiilor. Stifturile realizează poziționarea sau centrarea a două piese, asigură împiedicarea rotirii sau deplasării axiale a butucului unei roți pe arborele său, realizează solidarizări de repere, asigură unele asamblări filetate contra desfacerii. Există de asemenea și stifturi de siguranță (de exemplu, la unele cuplaje cu flanșe). De regulă, stifturile de dimensiuni mari se numesc tot bolturi.

RT.13.7. Este obligatorie respectarea condiției de autofrânare. Conicitățile recomandate sunt în domeniul $1/100 \dots 1/50$.

RT.13.8. OL 50, OL 60, OLC 35, OLC 45, OSC 8.

RT.13.9. Pe suprafața 1 - tensiune de contact;

Pe suprafețele 2 - tensiune de contact;

În secțiunea 3 - încovoiere maximă;

În secțiunile 4 și 5 - forfecare.

S-a presupus că între tirant și furcă există joc lateral.

RT.13.10. Raspunsul corect este a).

Pentru butuc din oțel: $D/d = 2$;

Pentru butuc din fontă: $D/d = 2,5$;

Se mai recomandă $ds/d = 0,2 \dots 0,3$.

* * *

RT.14.1. b).

RT.14.2. d).

RT.14.3. Verificarea la strivire: $\sigma_s = \frac{4M_t}{hld} = \frac{4 \cdot 20.000}{5 \cdot 20 \cdot 15} = 53,3 \text{ MPa} < \sigma_{as}$.

Verificarea la forfecare: $\tau_f = \frac{2M_t}{bld} = \frac{2 \cdot 20.000}{5 \cdot 20 \cdot 15} = 26,7 \text{ MPa} < \tau_{af}$.

Pana este supradimensionată.

RT.14.4. d) sau e).

RT.14.5. În cazul a) pana poate fi smulsa sub efectul momentului de torsiune transmis. În cazul c), canalul penei reprezintă un imens concentrator de tensiuni pentru arbore.

RT.14.6. Pana transmite momente de torsiune foarte mari, comparativ cu o pana paralelă și permite patinarea la suprasarcină. Ca dezavantaj major indicăm ovalizarea butucului, în cazul prestrângerii exagerate a penei (prin batere).

RT.14.7. Ca și la pana paralelă apar tensiuni superficiale de contact (strivire) și de forfecare.

RT.14.8. În figura b) este reprezentata distributia de presiuni la prestrângere; în c) distributia de presiune este modificata sub actiunea momentului de torsiune transmis. Penele înclinate, indiferent de forma lor în sectiune transversala, produc ovalizarea butucului si nu permit functionarea asamblarii la turatii ridicate.

RT.14.9. Concentratorii de tensiune, pentru solicitarea de rasucire, sunt identici, cele doua sectiuni transversale având aceleasi dimensiuni standardizate.

Concentratorul de tensiuni de încovoiere pentru cazul a) este mult mai mare decât cel din b). Pe de alta parte, canalul din b) este mai lung decât cel din a) si aceasta solutie nu este posibil de realizat pentru oricare arbore.

RT.14.10. Tensiunea de încovoiere σ_i este mult mai mare în dreptul canalului de pana realizat cu freza deget (figura 14.10 a), comparativ cu zona (fibra) diametral opusa. Aceeasi observatie si în ceea ce priveste tensiunea de rasucire τ_t (figura 14.10.b).

RT.14.11. a) sau b).

* * *

RT.15.1. c).

RT.15.2. b).

RT.15.3. b).

RT.15.4. Vezi figura R.15.4.

RT.15.5. Conform figurii R.15.5.

RT.15.6. Canelurile dreptunghiulare sunt cele mai frecvent întâlnite datorita costului de fabricatie relativ redus.

Canelurile triunghiulare, deosebit de rezistente la încovoiere, sunt potrivite pentru asamblari fixe care au de preluat momente de torsiune mari si cu socuri. Prezenta unui numar mare de proeminente cu înaltime redusa permite o pozitionare relativa unghiulara precisa a pieselor de asamblat.

Canelurile cu profil evolventic sunt mai avantajoase sub aspect tehnologic, prelucrarea canelurilor pe arbore facându-se cu scule folosite anterior la fabricarea rotilor dintate, dar care nu mai corespund cerintelor de precizie ale aceluia scop.

RT.15.7. a) inferior; b) egal; c) egal.

RT.15.8. c).

RT.15.9. Fixarea axiala reprezentata în figura 15.9.a este mai sigura decât cea din figura 15.9.b. Solutia din b se utilizeaza însa atunci când nu este posibila, din diferite motive, folosirea umarului arborelui.

RT.15.10. c).

RT.15.11. Se face ipoteza ca numai 75% din suprafata de contact a canelurilor este portanta, tinând cont de erorile de executie posibile.

RT.15.12. Se reduc substantial concentratorii de tensiune, creste rezistenta la oboseala a arborilor si se realizeaza o centrare deosebit de buna.

RT.15.13. Pe baza figurii 15.13 b se poate scrie:

$$M_t = 2F \cdot \frac{4}{3} \cdot \frac{a}{2} = \frac{4}{3} Fa \quad (1) \quad \text{si} \quad \sigma_{s \max} = \frac{4F}{a \cdot l} \quad (2)$$

Din (1) si (2) rezulta:

$$M_{t \max} = \frac{a^2 l}{3} \cdot \sigma_{as} \quad (3)$$

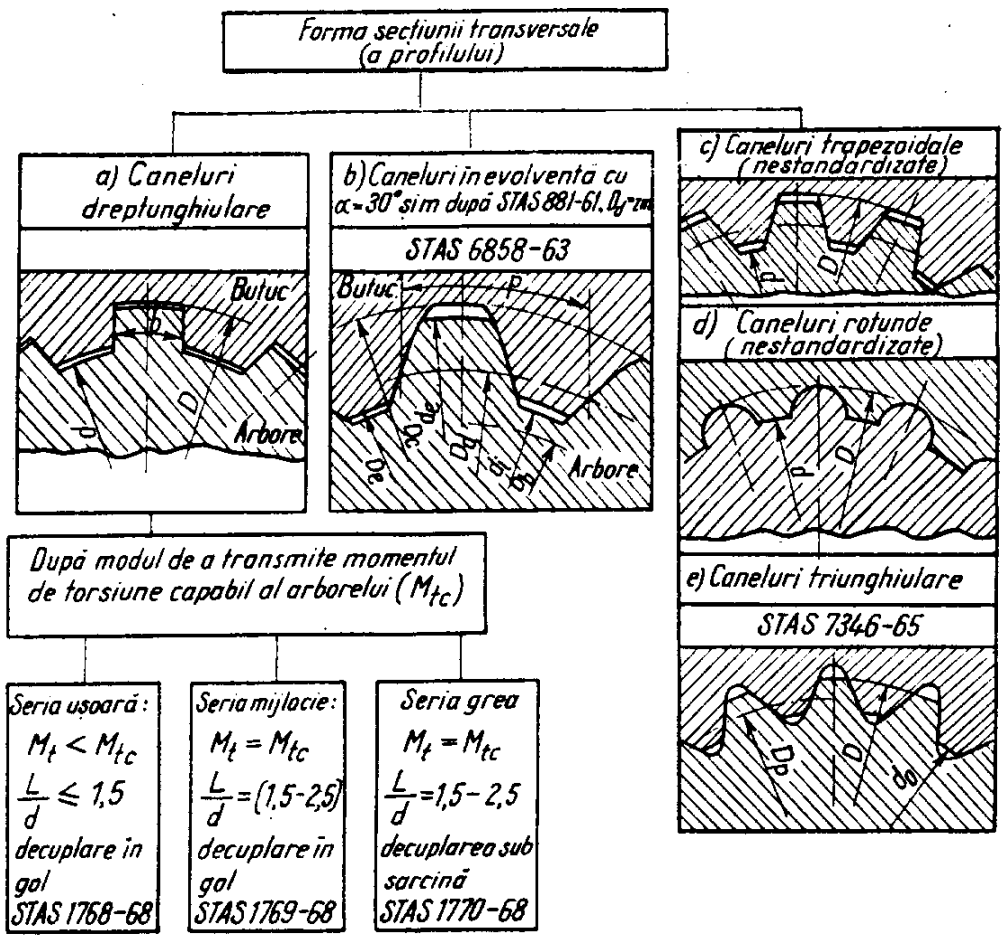


Fig. R.15.4

Pentru secțiunea triunghiulară găsim:

$$M_{t \max} = \frac{a^2 l}{4} \cdot \sigma_{as} \quad (4)$$

iar pentru cea hexagonală se deduce:

$$M_{t \max} = \frac{a^2 l}{2} \cdot \sigma_{as}$$

Evident secțiunea hexagonală are capacitatea portantă maximă, urmată de cea patrată și de cea triunghiulară.

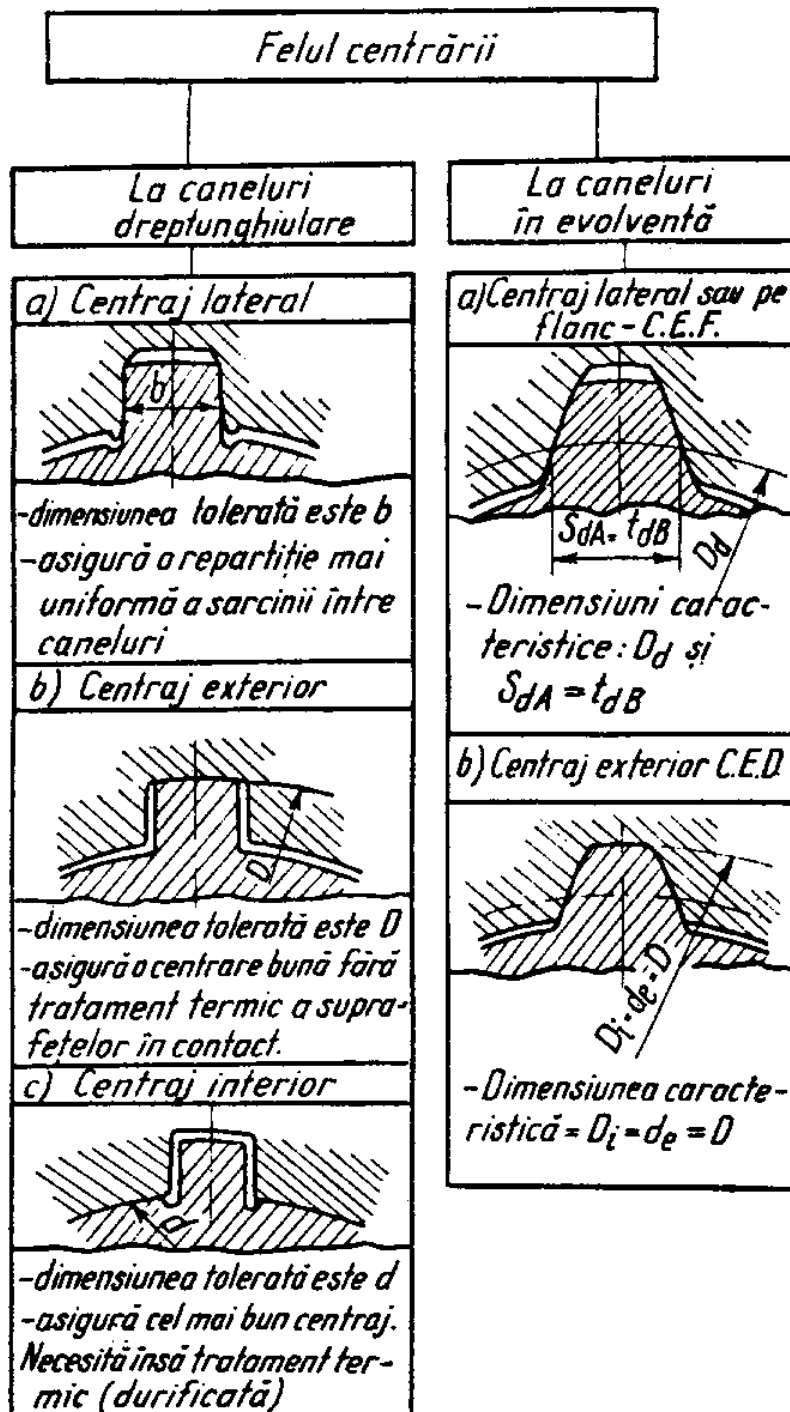


Fig. R.15.5

RT.16.1. Raspuns corect a). Celelalte raspunsuri sunt integrate în raspunsul a).

RT.16.2. Unghiurile $\alpha < 5^\circ$ sunt, de obicei, inferioare unghiului de frecare. Ca urmare, asamblarea nu se poate demonta foarte usor. Apare, la valori mici ale lui α , avantajul unor forte axiale de strângere, foarte reduse, la montaj.

RT.16.3. a) Montare/demontare usoara;

b) asigura posibilitatea de patinare la suprasarcina;

c) nu exista practic concentratori de tensiuni;

d) centrarea butucului este perfecta.

RT.16.4. a) Nu poate fi utilizata pentru diametre foarte mari datorita imperfectiunilor de executie; se poate ajunge la situatia în care conul exterior al arborelui si cel interior al butucului nu sunt identice, tensiunea de contact nefiind uniform distribuita, ceea ce duce la micșorarea momentului capabil; b) necesitatea unui element suplimentar pentru strângerea axiala;

c) necesitatea asigurarii asamblarii (de exemplu cu pana disc) în cazul montarilor si demontarilor repetate; d) dificultati constructive în cazul în care butucul nu se gaseste la capatul arborelui.

RT.16.5. Avantaje ale asamblarii cu inele tronconice:

a) pastrarea integrala a sectiunii arborelui (lipsa concentratorilor de tensiuni);

b) posibilitatea schimbarii pozitiei axiale a butucului;

c) montarea si demontarea usoara;

d) centrarea perfecta a butucului fata de arbore;

e) posibilitatea patinarii la suprasarcina.

Utilizând mai multe perechi de pene pot fi trasnsmise momente de torsiune deosebit de mari.

RT.16.6. Asamblarile cu inele tronconice nu pot functiona mult timp la suprasarcina - prin patinare producându-se încălzirea lor, si eventual gripajul. Fortele axiale necesare strângerii sunt deosebit de mari.

RT.16.7. Forta axiala aplicata primei perechi de inele (din stânga figurii 16.7) se diminueaza de la o pereche la alta fiind "consumata" prin frecarea cu arborele si butucul. Ca urmare se micșoreaza si presiunile de pe fetele active ale inelelor.

RT.16.8. c) si d).

RT.16.9. b).

RT.16.10. a), c) sau e).

* * *

RT.17.1. Asamblarile prin strângere elastica proprie sunt realizate prin apasarea reciproca a pieselor pe suprafete de contact plan sau pe suprafete de contact cilindrice folosind numai diferentele de dimensiuni corespunzatoare ajustajelor presate, fara elemente intermediare suplimentare. Daca strângerea determina deformatii plastice ea este nedemontabila.

RT.17.2. Asamblari realizate prin presare:

- a) bandajul unei roti pentru vagoanele de cale ferata cu discul rotii respective;
- b) coroana dintata din bronz cu corpul (discul) rotii din fonta sau otel;
- c) fusul de manivela cu manetonul acesteia;
- d) arbori cotiti realizati din mai multe bucati.

RT.17.3. Avantajele asamblarilor prin presare (cu strângere proprie) sunt:

- a) posibilitatea transmiterii unor eforturi (îndeosebi momente de torsiune) deosebit de mari inclusiv variabile;
- b) o buna centrare a pieselor conjugate (arbore/butuc);
- a) economie de material, prin lipsa elementelor intermediare de asamblare;
- d) posibilitatea patinarii la suprasarcina.

RT.17.4. Dezavantajele asamblarilor cu strângere proprie sunt:

- a) dificultati la montare si demontare;
- b) posibilitatea deteriorarii suprafetelor în contact la demontare repetata sau în cazul patinarii la suprasarcina;
- c) obtinerea de strângeri diferite la aceleasi dimensiuni nominale si la acelasi ajustaj, datorita câmpurilor de toleranta ale pieselor asamblate.

RT.17.5. $S_{\min} = d_a - d_b = \Delta a + \Delta b$.

RT.17.6. Asamblarile realizate la rece prin împingere longitudinala (prin introducerea fortata axiala a piesei cuprinse în cea cuprinzatoare sau invers), sunt cunoscute sub denumirea de asamblari presate. Asamblarile realizate prin deplasarea radiala a suprafetelor de contact, ca rezultat al contractiei piesei cuprinzatoare încalzite în prealabil, sau al dilatatiei piesei cuprinse subracite în prealabil poarta numele de asamblari fretate.

RT.17.7. a), b), d).

RT.17.8. b).

RT.17.9. c).

RT.17.10. d).

RT.17.11. a) Corectia de rugozitate; tine seama de faptul ca suprafețele conjugate ale arborelui si butucului nu sunt perfect netede.

- b) Corectia de dilatare; ia în considerare faptul ca, în exploatare, arborele si butucul ar putea functiona la temperaturi diferite;
- c) Corectia deformatiilor pieselor asamblate sub sarcina; deformatiile radiale ale arborelui si butucului pot diminua strângerea de la montaj.

RT.17.12. a) tensiunea radiala;

- b) tensiunea tangentiala (de compresiune) a arborelui;
- c) tensiunea tangentiala (de întindere) a butucului.

* * *

RT.18.1. Obligatorii sunt: a), c) si f). În functie de conditiile de exploatare mai pot fi necesare: e), g) h), i) si j).

RT.18.2. Avantajele arcurilor disc fata de cele elicoidale cilindrice sunt:

- a) gabarit redus;
- b) înmagazineaza energie mecanica ridicata, la sageți reduse;
- c) permit disiparea energiei mecanice prin frecare (histerezis mecanic);
- d) au în functie de regimul de încarcare, caracteristici forta-sageata cu alura diferita. În figura R.18.2a este prezentat un arc disc, cu elementele geometrice caracteristice. În figura R.18.2b sunt reprezentate diferite caracteristici forta-sageata, în functie de parametrul geometric. În figura R.18.2c apar modalitatile de aranjare a pachetelor de arcuri disc, fiecare având caracteristici proprii, inclusiv câte una liniara.

RT.18.3. Arcurile din cauciuc prezinta fenomenul de modificare a sagetii în timp, astfel:

- dupa aplicarea sarcinii sageata mai creste în timp desi încarcarea se mentine constanta;
- dupa îndepartarea sarcinii sageata nu se anuleaza brusc, ci progresiv.

Raspuns corect: a).

RT.18.4. Vezi figura R.18.4.

RT.18.5. a).

RT.18.6. c).

RT.18.7. b).

RT.18.8. e).

RT.18.9. a).

RT.18.10. Se recomanda utilizarea aceluiasi material pentru fiecare arc; se constata ca toate arcurile vor avea aceeasi sageata. Se recomanda ca indicele arcurilor ($i=D_m/d$) sa fie unic. Se face ipoteza ca tensiunea maxima ($\tau_{t \max}$) din fiecare arc va avea aceeasi valoare. O conditie suplimentara este ca înaltimea de blocare sa fie aceeasi: $n_1 d_1 = n_2 d_2 = \dots = n_z d_z$.

RT.18.11. e).

RT.18.12. Arcul cu foi multiple nu necesita un amortizor suplimentar. Acest arc prezinta siguranta sporita si preia mai bine sarcini mari si cu soc. Suspensia cu arc cu foi este însa prea rigida si prezinta un gabarit relativ ridicat.

RT.18.13. a), c), b).

RT.18.14. Este evident ca, cu cât unghiul α este mai mic, cu atât performantele (capacitatea de amortizare) arcului sunt mai bune; limitarea inferioara este impusa de evitarea autoblocarii arcului ce poate apare când $\alpha < \varphi$ (φ fiind unghiul de frecare). Cum, uzual, coeficientul de frecare $\mu_{OL/OL} < 0,2$ (ceea ce corespunde unui unghi de frecare $\varphi \approx 11,2^\circ$), s-a adoptat pentru siguranta valoarea $\alpha = 14^\circ$.

RT.18.15. La o bara dreapta, tensiunile de rasucire au aceeasi marime pe întreaga periferie. La arcul elicoidal, ca bara curba, dispare aceasta uniformitate, rezultând valori mai mari pe partea mai apropiata de axa arcului.

Coeficientul de forma, k, este dat de relatia $k = \frac{\tau_{t \max}}{\tau_{t \text{ mediu}}} > 1$.

RT.18.16. Arcul lamelar dreptunghiular a) si arcul lamelar triunghiular b) prezinta aceeasi valoare maxima a tensiunii de încovoiere, în forma încastrarii: $\sigma_{i \max} = \frac{6F \cdot l}{bs^2}$.

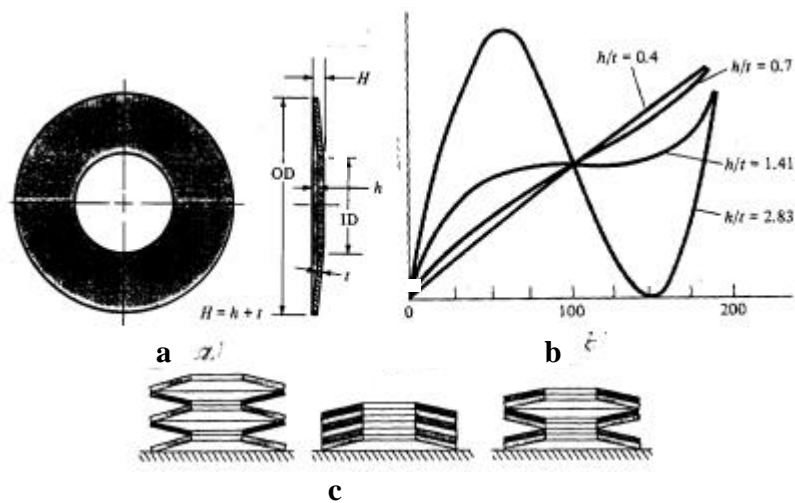


Fig. R.18.2

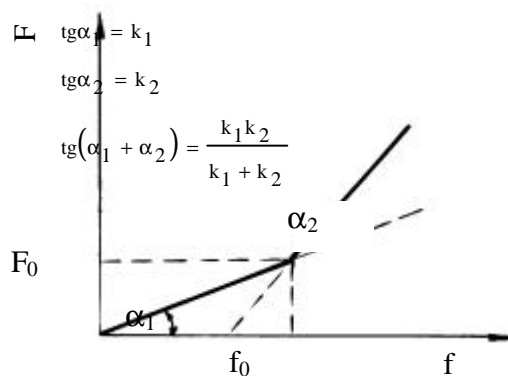


Fig. R.18.2

Pentru arcul a) sageata maxima are valoarea $f_{\max a) = \frac{2 \sigma_{i \max}}{3 E} \frac{l^2}{s}$

iar pentru arcul b) sageata este $f_{\max b) = \frac{\sigma_{i \max}}{E} \frac{l^2}{s}$.

Ca urmare, coeficientii de utilizare volumetrici sunt: $k_{v a) = 1/18$; $k_{v b) = 1/9$.

RT.18.17. La încărcari și descărcări repetate, buclele de histerezis nu se suprapun: bucla corespunzătoare primului ciclu are suprafața cea mai mare; la ciclurile ulterioare această arie scade, atingând valoarea minimă după stabilizarea proprietăților elastice.

RT.18.18. Lucrul mecanic consumat prin frecare (energie disipată în mediul exterior).

RT.18.19. Arcul lamelar este sollicitat la încovoire. În figura este reprezentat un dispozitiv pentru segmentarea mișcării de rotație (dispozitiv cu clichet).

RT.18.20. Pe lângă energia disipată prin frecarea dintre foi se mai absoarbe o parte din energia de soc a încărcării și prin frecările interne din blocul de cauciuc al rezemării.

RT.18.21. Sârma arcului este solicitata la încovoiere. Cu cât crește încărcarea P, cu atât crește momentul de încovoiere. Momentul crește pe masura ce arcul are tendința de micșorare a diametrului de înfășurare.

* * *

RT.19.1. c).

RT.19.2. c).

RT.19.3. Pe lângă încovoiere, arborele este solicitat și la răsucire.

RT.19.4. a).

RT.19.5. Figura 19.5 reprezintă o secțiune printr-un arbore rupt prin oboseală, la un ciclu alternant simetric. Inițial, fisurarea s-a produs în punctele diametral opuse (nord-sud) și s-a propagat spre centru până când secțiunea portantă s-a diminuat prea mult, producându-se ruperea.

Dupa rupere se observa ca secțiunile nehasurate sunt lucioase, secțiunea hasurată fiind evident neregulată și cu aspect mat.

RT.19.6. Inelele elastice de rezemare excentrice pentru arbori (plane sau curbate) au rolul de a poziționa roțile montate pe acestia; se realizează din oțeluri de mare rezistență, cu tensiunea de elasticitate foarte ridicată.

RT.19.7. La varianta constructivă b) salturile de diametru sunt racordate, trecerea de la o secțiune la alta este progresivă (deci s-au diminuat concentratorii de tensiune). Ca urmare, rezistența la oboseală a arborelui b) este mult superioară.

RT.19.8. Predimensionarea unui arbore se face la solicitarea de torsiune:

$$d_{\text{nec}} \geq \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi \cdot \tau_{\text{at}}}}$$

Rezistența admisibilă la torsiune se impune ca fiind $\tau_{\text{at}} = 15...35$ MPa, o valoare foarte redusă, pentru a ține cont și de existența solicitării la încovoiere.

RT.19.9. În coloana a) sunt prezentate două variante de arbore: plin și tubular. În cea de-a doua coloană este vorba de arborii de egală rezistență la încovoiere conform calculelor consacrate. În coloana c) sunt materializați arborii de egală rezistență într-o variantă tehnică.

RT.19.10. La o mașină-unealtă este important ca deformația torsională a arborelui să nu depășească o valoare $\theta_a = 5'$ pe 1m de lungime. Ca urmare, din relația $\frac{M_t l}{GI_p} \leq \theta_a$ se

determină diametrul arborelui. În relația de dimensionare, θ_a trebuie exprimat în radiani.

RT.19.11. Da. Executarea arborilor din fontă sau oțeluri turnate aduce importante economii de material și manoperă. Pe de altă parte aceste materiale au capacitate ridicată de amortizare a vibrațiilor și prezintă o sensibilitate mai redusă la efectul de concentrare a tensiunilor. Arborii astfel realizați se acomodează mai ușor la mici abateri de la liniaritatea lagarelor.

Rezistența acestora este însă mai redusă decât a arborilor din oțel laminat sau forjat.

RT.19.12. Nu este recomandabila realizarea canalelor de pana pe aceeasi generatoare, fiecare din acestea fiind un important concentrator de tensiuni; realizarea tehnica prezentata duce la amplificarea efectelor concentratorilor de tensiune.

RT.19.13. a).

RT.19.14. b).

RT.19.15. c).

RT.19.16. e).

RT.19.17. c). Se observa ca fibra inferioara a arborelui din figura sufera o întindere; dupa o rotire a arborelui cu o jumătate de tura aceeasi fibra va fi comprimata.

RT.19.18. Este vorba de diminuarea concentratorului de tensiune dat de saltul de diametru. Se evita simultan si contactul imperfect "muchie pe muchie".

RT.19.19. Când arborele este în repaus $\omega = 0$ ($\omega/\omega_r = 0$) si $f_{din} = 0$ ($f_{din}/e = 0$).

Când $\omega < \omega_r$ ($\omega/\omega_r < 1$), rezulta $f_{din}/e > 0$, deci f_{din} si e sunt de aceeasi parte a centrului de greutate. Arborii care functioneaza în acest domeniu se numesc "rigizi".

Daca $\omega = \omega_r$ ($\omega/\omega_r = 1$), $f_{din}/e \rightarrow \infty$, deci $f_{din} \rightarrow \infty$. Este cazul regimului critic (rezonanta mecanica).

Când $\omega > \omega_r$ ($\omega/\omega_r > 1$) rezulta $f_{din}/e < 0$, deci f_{din} si e sunt de o parte si de alta a centrului de greutate. Pe masura ce viteza unghiulara creste apare si se accentueaza tendinta de autocentrare. Teoretic, daca $\omega \rightarrow \infty$, $f_{din} \rightarrow e$. Arborii care functioneaza la $\omega > \omega_r$ se numesc "elastici".

Pentru evitarea rezonantei, se recomanda ca viteza unghiulara sa fie astfel încât $\omega < 0,8 \cdot \omega_r$ sau $\omega > 1,2(1,5) \cdot \omega_r$. Trecerea prin valoarea critica trebuie facuta rapid, cu luarea de masuri pentru limitarea sagetii dinamice si pentru amortizarea vibratiilor.

* * *

RT.20.1. a).

RT.20.2. Conditia de durabilitate egala se deduce din relatia $p_m v = \text{const.}$, unde:

$$p_m = \frac{F}{D^2 \cdot (B/D)}$$
 este presiunea medie pe lagar, iar $v = \pi D n$ este viteza periferica a fusului.

În conditiile în care se pastreaza constant raportul $B/D = 1$, rezulta ca noua valoare a diametrului fusului trebuie sa fie $D^* = D(n^*/n)$. Numeric se obtine: $D^* = 20$ mm.

RT.20.3. b).

RT.20.4. b). În relatia generala a), pentru un ciclu alternant simetric $\sigma_m = 0$.

RT.20.5. b).

RT.20.6. Pentru cuzineti se pot utiliza fontele: Fc; Fma; Fmn; Fmp; Fgn; FcA; FgnA si FmA. Aceste materiale se utilizeaza pentru constructia cuzinetilor masivi si se caracterizeaza printr-o conformabilitate foarte scazuta. Sunt recomandate pentru lagare cu încarcati reduse, de mica duratie.

RT.20.7. La porniri si opriri regimul de frecare este mixt sau la limita, fiind posibil contactul partial dintre fus si cuzinet.

RT.20.8. Bronzurile pentru cuzineti pot fi: Cu-Sn, Cu-Pb, Cu-Pb-Sn, Cu-Al. Sunt aliaje scumpe și, ca urmare, se utilizează doar pentru realizarea stratului antifricțiune (cuzineti multistrat). Se utilizează pentru lagare care lucrează la presiuni și viteze ridicate.

RT.20.9. Bronzurile pot fi înlocuite cu aliaje de tip Y-Pb-Sn (numite “compozitii” sau “babitturi”) sau cu aliaje de aluminiu (Al-Sn, Al-Pb, Al-Pb-Cu). Acestea din urmă se utilizează la cuzineti multistrat.

RT.20.10. Materiale plastice termorigide (fenolformaldehidice-bachelite).

Materiale plastice termoplaste (poliamide, teflon-PTFE).

Cauciucul (ungere cu apă).

RT.20.11. $V_u = KFL_f$ în care:

F - încărcarea radială;

L_f - lungimea de frecare (adică lungimea parcursă în mișcarea relativă a fusului față de cuzinet în timpul de funcționare impus);

K - factor dependent de natura cuplului de materiale fus/cuzinet.

RT.20.12. Așa-zisa “verificare la încălzire” se referă la compararea calitativă a volumului de material efectiv uzat cu cel admisibil.

RT.20.13. Temperaturile admisibile pentru cuzineti sunt:

- la bronz turnat - 160°C;

- la materiale plastice termorigide - 200°C;

- la PTFE - 250°C.

RT.20.14. c).

RT.20.15. Ancorarea materialului antifricțiune în cozile de rândunica evită desprinderea acestuia la porniri și opriri.

* * *

RT.21.1. b).

RT.21.2. c).

RT.21.3. a).

RT.21.4. b).

RT.21.5. b).

RT.21.6. b).

RT.21.7. a).

RT.21.8. a) și b).

RT.21.9. a).

RT.21.10. b).

RT.21.11. a), b) și c).

RT.21.12. c).

RT.21.13. a) și b).

RT.21.14. b). Babbitul (aliaje pe baza de Sn și Pb) se utilizează la fabricarea cuzinetelor pentru turbine cu abur și pentru cuzineti motoarelor Diesel de turatie ridicata.

RT.21.15. b), c) și d).

RT.21.16. c).

RT.21.17. b).

RT.21.18. b).

RT.21.19. c).

RT.21.20. c).

RT.21.21. b).

RT.21.22. a).

RT.21.23. c).

RT.21.24. c).

RT.21.25. c). Relatia dintre rugozitati poate fi exprimata prin una din relatiile:

$$R_a \cong 0,22 \cdot R_z^{1,03} \quad \text{sau} \quad \log R_z = 0,65 + 0,97 \cdot \log R_a.$$

RT.21.26. a).

RT.21.27. A) – c) ; B) – a) ; C) – b) ; D) – d).

RT.21.28. Gripajul poate fi evitat prin:

- reducerea încarcării și/sau a vitezei relative;
- utilizarea unui cuplu de materiale de tip antifricțiune;
- în cazul utilizării unui cuplu de materiale de tip oțel/otel, piesele trebuie să fie durificate și rectificat, dar între durități trebuie să fie o diferență semnificativă;
- asigurarea unui regim de frecare mixt sau la limită prin utilizarea uleiurilor puternic aditivat sau a altor materiale de ungere (unsori grafitate, compuși de sulf, fosfor și clor, lubrifianți solizi etc.).

RT.21.29. Schiul de apă, patina pe gheață (gheața se topește local și instantaneu datorită presiunii), o piatră plată aruncată la suprafața apei, acvoplanarea pneurilor de automobil pe asfaltul ud, penita stiloului pe hârtie, captatorii troleibuzelor alunecând pe fire ude de la ploaie.

RT.21.30. Nu, pentru că sunt întrunite condițiile portanței hidrodinamice care conduce la pierderea aderenței cauciuc-cale de rulare (acvoplanare).

RT.21.31. Cuplele cinematice inferioare sunt caracterizate prin mișcare relativă de alunecare sau de pivotare. Au precizie cinematică redusă. Transmiterea sarcinii de la un element la altul se face prin intermediul suprafeței de frecare.

Cuplele superioare sunt caracterizate prin mișcare relativă de rostogolire sau rostogolire cu alunecare. Au precizie cinematică ridicată. Contactul dintre elemente este de tip hertzian (teoretic este punctual sau liniar).

RT.21.32. Efectele frecării sunt:

- a) consum suplimentar de energie;
- b) modificarea regimului termic al elementelor cuplei cinematice respective;
- c) uzura elementelor cuplei prin fenomene de natură mecanică, moleculară și energetică în zona de contact.

RT.21.33. Frecarea limită are loc în cazul în care între suprafețele de contact ale elementelor cuplei cinematice se interpun straturi moleculare (adsorbite sau chemisorbite) de lubrifianț.

RT.21.34. Frecarea este explicată prin deformarea elasto-plastică, prin forfecarea microasperităților precum și pe baza efectului de escaladare a microasperităților.

RT.21.35. Vezi figura R.21.35.

* * *

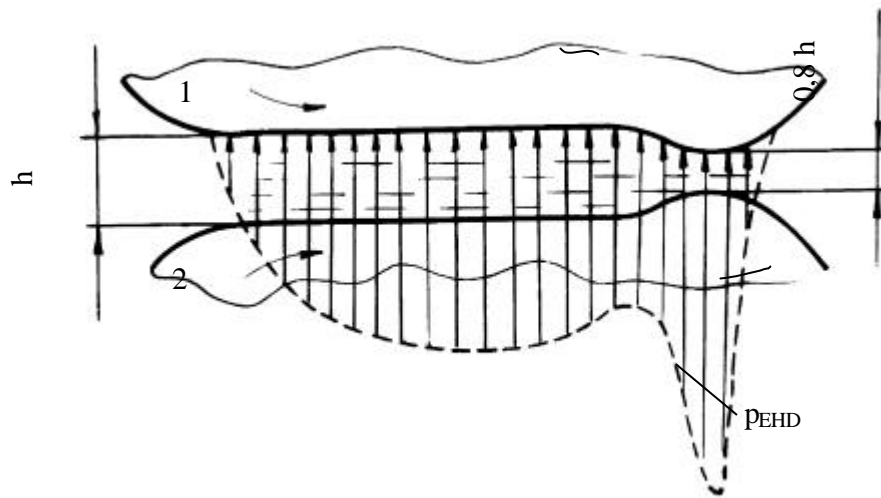


Fig. R.21.35

- RT.22.1. c).
- RT.22.2. a).
- RT.22.3. b).
- RT.22.4. a).
- RT.22.5. b).

- RT.22.6. b).
- RT.22.7. a).
- RT.22.8. b).

RT.22.9. Lichidele se destind la scaderea presiunii; ca urmare, la intrare în zona interstiului divergent (vezi figura R.22.9), lubrifianul ocupa doar un volum impus de presiunea atmosferica si de tensiunea superficiala proprie.

RT.22.10. $T_i < T_3 < T_2 > T_1$;

RT.22.11. a).

RT.22.12. c).

RT.22.13. a).

RT.22.14. Nivelul de filtrare b)

este corect pentru ca, de obicei, grosimea minima a filmului fluid este de ordinul a zeci de microni. Chiar daca o particula straina, cu diametrul mai mare decât h_m intra în interstiul dintre fus si cuzinet, acest fapt nu afecteaza capacitatea portanta a lagarului, prezentând doar pericolul de zgâriere a cuzinetului.

RT.22.15. Lagarele hidrostatice sunt indicate în conditiile:

- a) viteze periferice mici ce nu favorizeaza crearea unei pelicule portante hidrodinamice;

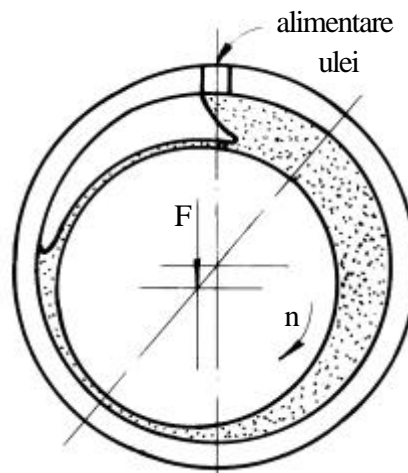


Fig. R.22.9

b) pentru lagare de mare importanta, la care uzura din perioadele de pornire si oprire trebuie evitata. În acest ultim caz se poate realiza un lagar hibrid (hidrostatic pentru pornire si hidrodinamic pentru functionarea de regim).

RT.22.16. Pentru evitarea griparii lagarului în perioadele tranzitorii de functionare. La pornirea, respectiv oprirea lagarului, pentru o scurta perioada de timp, nu sunt îndeplinite conditiile de realizare a peliculei autoportante, existând contact între fus si cuzinet (regim de frecare limita sau mixt).

RT.22.17. Lagarele hidrodinamice (LHD) pot fi utilizate la turatii (viteze periferice) mai ridicate decât rulmentii si pot folosi lubrifianti neconventionali (apa, metale topite, lichide tehnologice si gaze - caz în care lagarele se numesc gazodinamice). LHD suporta sarcini dinamice si vibratii, având o înalta capacitate de amortizare.

RT.22.18. $p_m = \frac{F}{BD}$; $\psi = \frac{J}{D}$; $J = D - d$; $\varepsilon = \frac{2e}{J}$; $\delta = \frac{2h_m}{J}$. Se observa ca $\varepsilon + \delta = 1$

si $C_p = \frac{\eta n}{p_m \psi^2}$. Cu η s-a notat vîscozitatea dinamica, în Ns/m^2 , cu n turatia, în rot/s, iar p_m se exprima în N/m^2 .

RT.22.19. Cunoscând expresia coeficientului de portanta $C_p = \frac{\eta n}{p_m \psi^2}$ se observa ca la cresterea turatiei (si deci a vitezei periferice), jocul relativ poate, de asemenea, sa creasca pentru a obtine aceeasi portanta.

RT.22.20. Este vorba de un lagar radial cu corpul nervurat în vederea racirii fortate.

RT.22.21. Prin arbore (în cazul când acesta este parcurs de fluide de racire), prin corpul lagarului (în cazul racirii naturale) si prin lubrifiant (în cazul în care acesta este recirculat în afara lagarului).

RT.22.22. În a) este figurata o portiune dintr-un lagar hidrodinamic axial (reprezentare desfasurata) cu geometrie fixa. În b) este vorba de un lagar hidrodinamic axial cu sectoare oscilante, autoreglabil în functie de conditiile de exploatare.

RT.22.23. c).Relatia dintre ψ si ψ_{20} este: $\psi_{20} = \psi + k \cdot (t-20)$, în care k este un coeficient care tine seama de dilatarea comuna fus-cuzinet de la temperatura de montaj ($20^\circ C$) la cea de lucru (t).

RT.22.24. b), d) si f).

RT.22.25. d).

RT.22.26. d).

RT.22.27. a).

RT.22.28. c).

RT.22.29. b).

* * *

R.T.23.1. a).

R.T.23.2. a).

R.T.23.3. c).

R.T.23.4. c).

R.T.23.5. b) si c).

R.T.23.6. b).

R.T.23.7. d).

R.T.23.8. c) P0 este precizia normala, iar P4 este simbolul preciziei maxime.

R.T.23.9. Sursele frecarii în rulmenti sunt urmatoarele:

- a) frecari între corpurile de rostogolire si inele;
- b) frecari între corpurile de rostogolire si colivie;
- c) pierderi de energie datorate deformatilor de contact;
- d) pierderi de energie datorate alunecarilor;
- e) pierderi de energie datorate frecarilor din lubrifiant;
- f) frecarea din etansari (daca exista).

R.T.23.10. Rulmentul cu role are capacitate portanta mai mare.

R.T.23.11. a), b) si c).

R.T.23.12. Avantajele rulmentilor sunt:

- a) frecare constanta (la pornire si în functionare);
- b) nu necesita rodaj;
- c) au un coeficient redus de frecare (coeficientul conventional de frecare fiind 0,001 ... 0,003);
- d) au randament ridicat;
- e) au consum redus de lubrifiant;
- f) au gabarit axial redus;
- g) prezinta un joc radial redus;
- h) nu permit uzarea arborelui

R.T.23.13. Nu, pentru ca fortele centrifuge care apar în cazul rotelor sunt mult mai mari; rulmentii cu role se utilizeaza la turatii mai reduse decât rulmentii cu bile.

R.T.23.14. a).

R.T.23.15. Pilirea si rectificarea bilelor de rulment se realizeaza între doua discuri de fonta, cu miscare circulara relativa în plan orizontal, între acestea existând bilele si o pasta abraziva (Al_2O_3 sau Cr_2O_3).

R.T.23.16. Simbolul auxiliar (prefix) se refera la eventualitatea realizarii rulmentului din materiale neconventionale. Simbolul de baza se refera (direct sau indirect) la tipul rulmentului, la seria de dimensiuni si la seria de diametre. Simbolul auxiliar (sufix) se refera la clasa de precizie, jocul radial, tipul etansarii si alte particularitati constructive si/sau functionale.

R.T.23.17. a) strunjire;

- b) rectificare primara;
- c) tratament de durificare;
- d) rectificare finala.

R.T.23.18. Forjare, recoacere de globulizare, rectificare laterala pentru bazare, strunjirea cailor de rulare, calire si revenire, îmbatrânire, rectificare generala, demagnetizare, spalare finala.

R.T.23.19. Presare, pilire, calire si revenire, rectificare (I si II), lepuire (I, II si III) si sortare.

R.T.23.20. c).

R.T.23.21. b).

R.T.23.22. a) si b).

R.T.23.23. b).

R.T.23.24. a).

R.T.23.25. a).

R.T.23.26. b).

R.T.23.27. Ungerea în baie de ulei, ungerea cu ceata de ulei și ungerea prin injecție de ulei.

R.T.23.28. a).

R.T.23.29. b).

R.T.23.30. a).

R.T.23.31. a) și b).

R.T.23.32. c).

R.T.23.33. b).

R.T.23.34. Montajele din figura 23.34.a) și 23.34.b) sunt:

- în sistem rulment condus (B) și rulment conducător (A);
- rulmentul A preia sarcini axiale mici și medii în ambele sensuri;
- permit turatii mari ale arborilor;
- arborii sunt rigizi;
- permit dilatare termice mari ale arborilor;
- etansarea este cu canale circulare (vezi figura a);
- ungerea este cu unsoare consistentă (vezi figura a), respectiv cu ulei (vezi figura b)

* * *

R.T.24.1. a) Etanșeitate - menținerea presiunii și evitarea pierderilor de mediu etanșat;

b) Fiabilitate - funcționarea corectă un timp îndelungat în condiții de utilizare prescrise;

c) Durabilitate - rezistența chimică, rezistența la uzură și stabilitate funcțională la temperaturi ridicate;

d) Posibilități de montare și demontare;

e) Economicitate; se va lua suma cheltuielilor de întreținere pe durata de serviciu și costul de achiziție;

f) Compatibilitatea cu mediul etanșat;

g) Conductibilitate termică ridicată;

h) Impermeabilitate la gaze, în cazul etansării mediilor gazoase.

R.T.24.2. Vezi figura R.24.2.

R.T.24.3. Materialele din care se pot executa garniturile de etanșare sunt:

- | | |
|--|---------------------------------|
| a) piele; | b) pânză; |
| c) hârtie și carton; | d) pluta; |
| e) fibre textile; | f) azbest; |
| g) clingherit; | h) elastomeri (de ex. cauciuc); |
| i) plastomeri (de ex. teflon); | j) grafit; |
| k) materiale metalice (de ex. Pb, Al, Cu). | |

R.T.24.4. Principalii factori care influențează comportarea etanșărilor cu contact direct în funcționare sunt:

- a) mediul de etanșat;
- b) calitatea suprafețelor de contact;
- c) frecarea;
- d) regimul termic.

CLASIFICAREA ETANSARILOR				
Etansari cu contact	Fixe	Cu contact direct (fara garnitura)	Plane	
			Conice	
			Sferice	
		Cu contact indirect (prin garnitura)	Plane	
	Profilate			
	Cu inel O (radial sau frontal)			
	Mobile	Cu contact direct pentru:	Miscare de rotatie, plana	
			Miscare de rotatie, conica	
			Miscare de rotatie, cilindrica	
			Miscare de translatie, plana	
			Miscare de translatie, cilindrica	
		Cu contact indirect	Cu presare prin forte exterioare	Cu presetupa cu materiale moi
				Cu presetupa cu metal moale
				Cu cutie cu elemente rigide
				Cu cutie cu manseta
				Cu inel de pâsla
			Cu presare prin forte interioare	Cu manseta
Cu inel O				
Cu inel profilat				
Cu inel alunecator				
	Cu segmenti			
	Cu burduf			
	Cu membrana			
Etansari fara contact	Cu labirint	Pentru miscare de rotatie		
		Frontal		
		Radial		
		Cu disc aruncator		
		Cu canal elicoidal		
	Pentru miscare de translatie			
	Cu degajari			

Fig. R.24.2

R.T.24.5. Vezi figura R.24.5.

R.T.24.6. Cele mai indicate procedee tehnologice de prelucrare pentru asigurarea unei rugozitati uzuale la suprafetele de lucru ale etansarilor cu contact sunt:

- strunjirea fina - $R = 0,4 \dots 1,6 \mu\text{m}$;
- rectificarea normala - $R = 0,4 \dots 0,8 \mu\text{m}$;
- rectificarea normala - $R = 0,1 \dots 0,3 \mu\text{m}$;
- honierea - $R = 0,02 \dots 0,08 \mu\text{m}$;
- roluirea (nu la materiale calite) - $R = 0,02 \dots 0,06 \mu\text{m}$.

ALEGEREA TIPULUI DE ETANSARE		
Caracteristici functionale		Tipul de etansare recomandat
Viteza, m/s	Nelimitata	Labirinti, etansari axiale
	< 14	Segmenti, presetupa cu inele metalice
	< 2 ... 3	Interstitiu, presetupa cu garnitura moale
	< 1	Inele manseta, inele profilate
Temperatura, °C	Nelimitata	Labirinti
	< 1200 ... 1400	Segmenti, presetupa cu inele metalice, etansari axiale
	Medie	Segmenti, presetupa cu garnitura moale azbest
	< 40	Segmenti, presetupa cu garnitura moale
Presiune, MPa	< 500 ... 600	Inele manseta, etansari axiale
	< 20 ... 40	Labirinti, segmenti, inele manseta, presetupa cu inele
	3 ... 20	Labirinti, segmenti, presetupa metalica, inele manseta
	0,5 ... 3	Labirinti, segmenti, presetupa metalica, idem moale, inele manseta
	0,3 ... 0,5	Labirinti, segmenti, presetupa metalica, inele manseta
Etansare	Perfecta	Inele manseta, etansari fixe
	Satisfacatoare	Presetupa cu garnitura moale, segmenti, etansari axiale
	Slaba	Labirinti
Uzura	Redusa	Labirinti si etansari prin interstitii
	Moderata	Segmenti, presetupa cu inele metalice, etansari axiale
	Ridicata	Inele manseta, presetupa cu garnitura moale

Fig. R.24.5

R.T.24.7. Un parametru care influenteaza direct comportarea în functionare a inelelor "O" este duritatea cauciucului din care sunt executate. Un material mai moale asigura o etansare mai buna la presiuni mici, pe când un material mai dur asigura o functionare mai stabila la presiuni ridicate. Duritatea materialului inelului trebuie corelata cu viteza de alunecare a piesei cu care se afla în contact.

R.T.24.8. Etansarile cu presetupa sunt tipizate. Diferitele variante (prezentate în figura 24.8) difera între ele prin piesa de presare 2, care da si denumirea etansarii. Aceasta poate fi dintr-o bucata (simbolul N, asa cum se arata în figura a), din doua bucati cu stift de centrare 6 (simbolul D, asa cum se arata în figura b), din doua bucati cu surub de pasuire 6 (simbolul DS din figura c) si din doua bucati cu surub de pasuire 6, inel de etansare 7 si capac 8 (simbolul ED din figura d). Variantele mai difera prin numarul m de garnituri 1 din fata piesei de presare ($m = 4 \dots 8$), prin bucsa de fund 4, prin inelul distantier 5 si prin numarul n de garnituri intermediare 3 ($n = 3 \dots 8$).

STABILIREA NUMARULUI DE MANSETE LA ETANSARI CU MANSETE CU PROFIL V						
Diametrul tije d mm	Numarul de mansete					
	Presiunea de etansat MPa					
	6,4	10	20	3,2	4	5
10 ... 18	3	3	3	3	3	4
20 ... 30					4	5
20 ... 58					4	5
60 ... 120					4	6
125 ... 250					6	7
520 ... 700					6	7
	4	5	6	7	8	

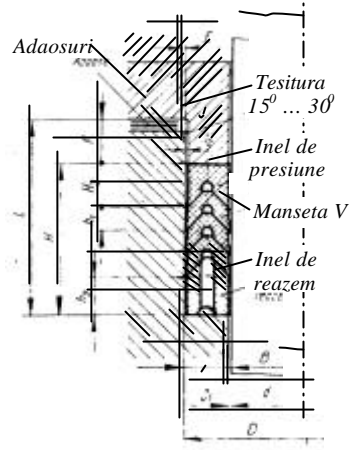


Fig. R.24.9

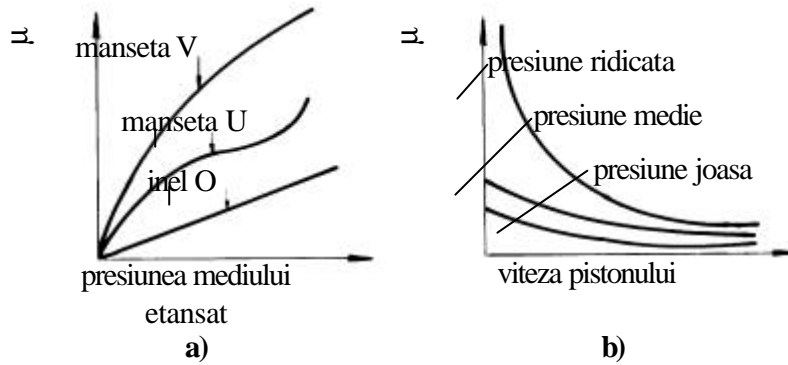


Fig. R.24.10

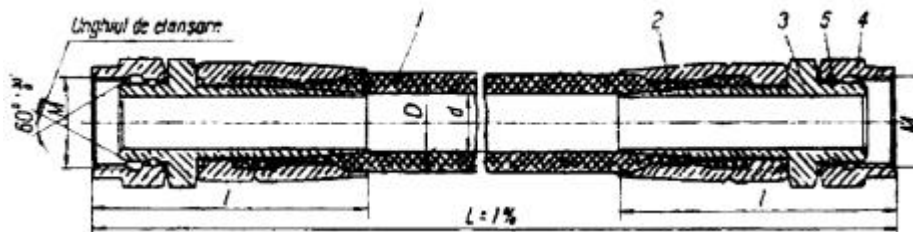


Fig. R.24.12

R.T.24.9. Vezi figura R.24.9.

R.T.24.10. Frecarea duce la pierderea de putere, uzura sau chiar deteriorarea etansarii.

Expresia fortei de frecare este: $F_f = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot p$, unde:

- d - diametrul suprafeței de contact;
- l - lungimea suprafeței de contact;
- p - presiunea dintre garnitura și suprafața;
- μ - coeficientul de frecare.

Coeficientul de frecare μ , la diferite tipuri de garnituri de etansare este dependent de forma secțiunii garniturii și variază în funcție de presiunea mediului etansat (vezi figura R.T.24.10.a)) La etansările în mișcare, forța de frecare și uzura cresc, iar coeficientul de frecare scade deoarece suprafața de contact a garniturii scade (figura R.T.24.10.b)). Rugozitatea ridicată a suprafeței acționează în sensul măririi coeficientului de frecare.

R.T.24.11. Dispozitivele de etansare fără contact se utilizează în cazurile în care viteza periferică sau temperatura de funcționare nu permit utilizarea etansărilor cu contact. Etansările prezentate sunt:

- a) fantă circulară simplă - protejează rulmentii ce funcționează cu unsoare consistentă;
- b) canale circulare în capac - pentru $v \leq 6$ m/s;
- c) canale circulare în arbore și capac - pentru $v > 6$ m/s;
- d) canale elicoidale, la care sensul de rotație al arborelui este impus astfel încât lubrifianțul să fie împins înspre interiorul camerei etansate;

Observație: La toate aceste etansări se utilizează unsoare consistentă.

- e) labirinti axiali;
- f) labirinti radiali.

R.T.24.12. În figura RT.24.12 au fost făcute notațiile:

- 1) Furtun de înaltă presiune; 2) Mufa;
- 3) Racord; 4) Piulita; 5) Siguranta.

R.T.24.13. 1,2 - inele de etansare; 3 - carcasa;

4 - arbore; 5 - etansare fixă cu inel; 6 - dispozitiv de antrenare;

7 - stift; 8 - arc de apăsare; SE - suprafața de etansare.

În domeniul presiunilor, vitezelor și temperaturilor ridicate, precum și în cazul utilizării fluidelor corozive s-au impus etansările pe suprafețe cu apăsare axială. Acestea pot fi folosite la presiuni de 200 atm, $v < 160$ m/s și temperaturi extreme (-210 °C ... 650 °C), în medii diferite, inclusiv în vid.

R.T.24.14. Avantaje:

- pierderi de fluid etansat nule;
- nu necesită nici un fel de întreținere;
- pot funcționa la turații de la 20 rot/min la 30000 rot/min;
- pierderile prin frecare sunt neglijabile;
- etansează și la vid înaintat (10 mm col Hg) sau la suprapresiuni (până la 100 atm);
- se pot utiliza și pentru gaze radioactive.

Dezavantaje:

- nu pot fi utilizate pentru etansarea lichidelor (din cauza interacțiunii ferofluidului cu lichidul de etansat);
- impun batai radiale reduse ale arborelui;

- la temperaturi ridicate ferofluidul se poate gazeifica, mai ales ca se încălzeste si prin frecare vîscoasa.

R.T.24.15. Rezerva de prestrângere F_0 ” (vezi figurile R.11.25, R.11.26 si R.11.28).

R.T.24.16. În legatura cu capacitatea etansarilor fixe cu inele “O” de a suporta presiuni ridicate, trebuie subliniate urmatoarele:

- tendinta inelului “O” de a fi extrudat în interstitiu sub efectul presiunii impune ca marimea interstitiului sa fie cât mai mica, iar duritatea inelului sa fie marita, corespunzator presiunii;
- spatiul de montaj reprezentat de locas trebuie sa fie marit daca este prevazuta o umflare a inelului în contact cu fluidul etansat;
- sistemul de fixare al capacului de închidere nu trebuie sa permita extrudarea sau refularea inelului “O” datorita elasticitatii suruburilor.

* * *