

CALCULUL ȘI CONSTRUCȚIA AXULUI PISTONULUI (BOLȚULUI)

1. ROLUL FUNCȚIONAL

Axul pistonului (bolul) este o piesă întâlnită la motoarele cu piston portant (fără cap de cruce), la care biela este articulată direct de piston, deci la motoarele rapide și semirapide. El transmite forța datorată presiunii gazelor de la piston la biela (mișcare plan-paralelă), asigurând mișcarea relativă a bielei față de piston (fig.9.1).

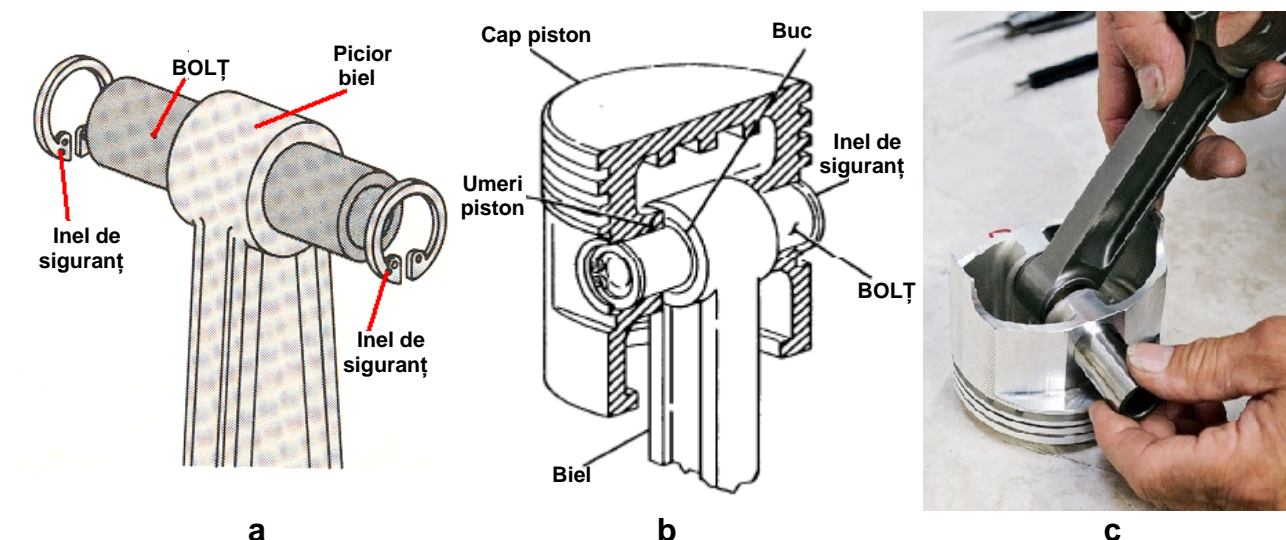


Fig.9.1

2. CONSTRUCȚIA BOLȚULUI

Pentru ca biela să poată oscila față de axa cilindrului, bolul se montează cu joc fie în piston, fie în bielă sau cu joc în ambele piese (bolul flotant).

Când bolul este fix în bielă, el are o mișcare continuă în umerii pistonului, pentru preîntâmpinarea uzurii bolului sau a umerilor pistonului, se prevăd buche de bronz. Când bolul este flotant (cazul cel mai des întâlnit), el este antrenat într-o mișcare alternativă de rotație de către forța de frecare variabilă, iar după un anumit număr de cicluri motoare execută o rotație completă. De aceea, uzura acestui tip de bol este mai mică în comparație cu celelalte două procedee de montaj.

Forma bolului este impusă din considerente de masă, de rigiditate și de fabricație. Forma tubulară asigură o masă redusă și o rezistență corespunzătoare. Bolul cu seciune constantă (fig.9.2.a și 9.3) este o soluție tehnologică simplă. La motoarele rapide, grosimea pereților se reduce mult. Pentru mărirea rigidității bolului acesta se confecționează sub forma unui solid de egală rezistență (fig.9.2.b), dar soluția creează dificultăți tehnologice de fabricare.

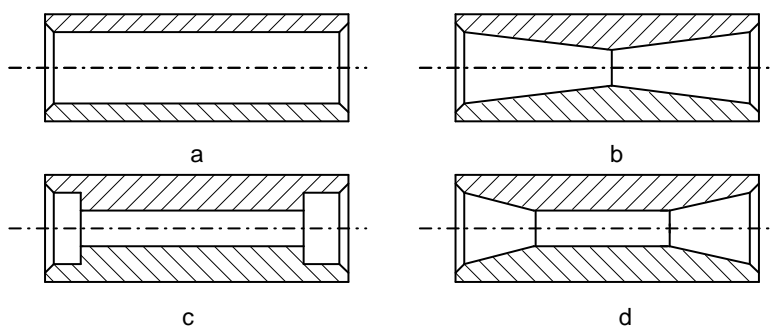


Fig.9.2



Fig.9.3

Întrucât deformarea maximă de încovoiere apare în secțiunea centrală, iar cea de ovalizare se produce într-o zonă centrală reprezentând circa 20% din lungimea bolului, o rigiditate suplimentară se obține prin prelucrarea cilindrică în trepte a suprafeei interioare (fig.9.2.c și d), ceea ce este avantajos și pentru forfecare.

În ceea ce privește montajul bolului, soluția fixării sale în piston și a montării libere în piciorul bielei elimină necesitatea ungerii bolului în locurile din piston, dar produce o concentrare mare de tensiuni la marginile umerilor și mărește masa îmbinării.

Montajul fix în bielă prezintă avantajul mic orării dezaxării bielei și, implicit, reducerea intensității zgomotului în funcționare. Montajul flotant al bolului, deși mărește dezaxarea bielei, reduce uzura bolului în umerii pistonului. În acest caz, însă, apare posibilitatea deplasării axiale a bolului, producându-se rizuri pe oglinda cilindrului. Mișcarea axială a bolului se limitează pe două căi. Metoda cea mai răspândită constă în fixarea unor inele de siguranță în anurile practicate în umerii pistonului (fig.9.4 și 9.5.a). Inelele de siguranță



Fig.9.4

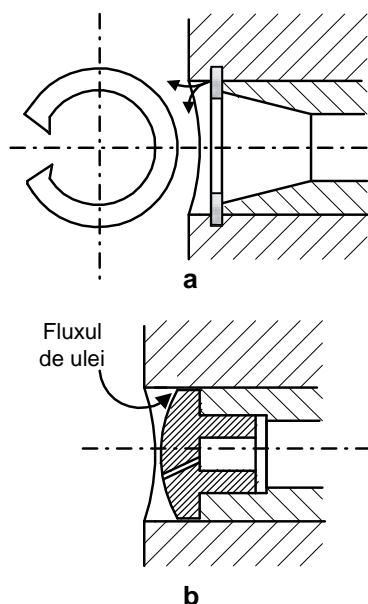


Fig.9.5

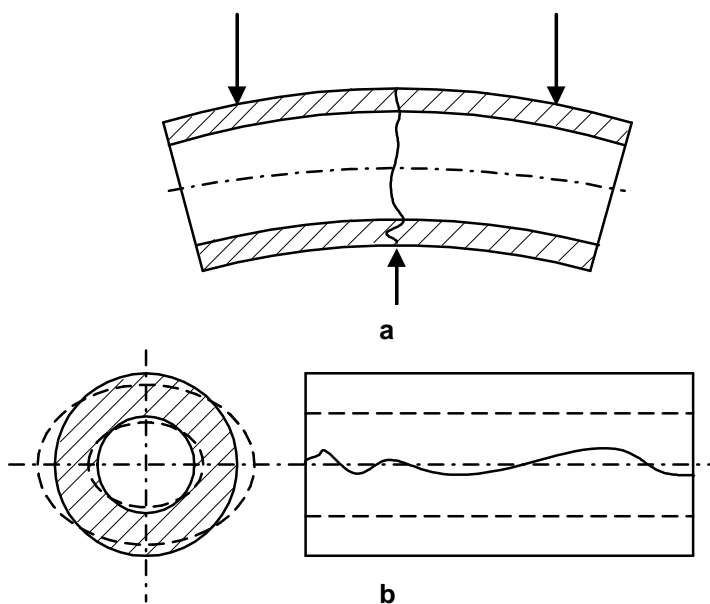


Fig.9.6

ran ă împiedică trecerea frontală a uleiului pe suprafa a bol ului din loca . Acest dezavantaj poate fi înlăturat prin intermediul unor capace sferice la exterior (fig.9.5.b), confec ionate din material u or i moale (aliaj de Al sau Mg).

3. SOLICITĂRILE I DIMENSIULILE AXULUI PISTONULUI

Bol ul dezvoltă for e de iner ie care încarcă piesele mecanismului motor. De aici rezultă necesitatea ca masa bo ului să fie cât mai redusă. Bol ul lucrează în condi ii grele de solicitare mecanică, fiind solicitat de for a de presiune a gazelor i de for a de iner ie dezvoltată de piston.

Într-o sec iune transversală, apar solicitări de încovoiere care provoacă deformarea bol ului după axa longitudinală (fig.9.6.a). Solicitări de încovoiere apar i în sec iunea longitudinală, solicitări care deformează bol ul în plan transversal – deformarea de ovalizare (fig.9.6.b). Primele solicitări produc ruperea bol ului în planul transversal, iar celelalte în plan longitudinal.

În prima fază a arderii, for ele de presiune înregistrează cre teri rapide care produc solicitarea prin oc. De asemenea, caracterul variabil al sarcinii produce fenomenul de oboseală al bol ului.

Experien a arată că deformarea de ovalizare a bol ului poate produce i ruperea piciorului bielei, iar încovoierea bol ului poate conduce i la ruperea loca urilor bol ului din piston.

La alegerea dimensiunilor bol ului, trebuie avute în vedere următoarele criterii:

- a) asigurarea unei mase cât mai reduse;
- b) realizarea de presiuni specifice mici în umerii pistonului i/sau în piciorul bielei;
- c) asigurarea unei rigidități ridicate.

Valorile uzuale ale dimensiunilor caracteristice sunt indicate în tabelul 9.1, pe baza nota iilor din figura 9.7.

Tabelul 9.1

Dimensiunea	Simbol	m.a.s.-uri	m.a.c.-uri
Lungimea bol ului: - bol flotant - bol fix	L	$(0,80...0,87) \cdot D$ $(0,88...0,93) \cdot D$	$(0,75...0,87) \cdot D$ $(0,88...0,95) \cdot D$
Lungimea de sprijin în piciorul bielei: - bol flotant; - bol fix.	l_b	$(0,30...0,40) \cdot D$ $(0,26...0,30) \cdot D$	$(0,32...0,42) \cdot D$ $(0,27...0,32) \cdot D$
Diametrul exterior	d_e	$(0,24...0,28) \cdot D$	motoare lente: $(0,40...0,50) \cdot D$ motoare rapide: $(0,35...0,45) \cdot D$
Diametrul interior	d_i	$(0,64...0,72) \cdot d_e$	$(0,40...0,70) \cdot d_e$
Jocul func ional	j	$2...5\text{mm}$, pentru $d_e \leq 50\text{ mm}$	

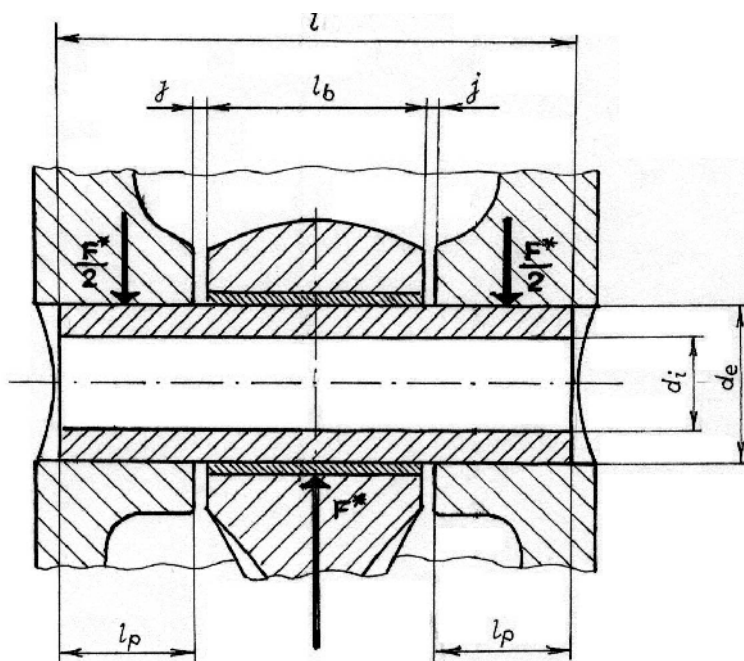


Fig.9.7

4. CALCULUL BOLȚULUI

4.1. Verificarea rezistenței la uzur

Criteriul principal al rezistenței la uzură îl constituie încărcarea specifică a bolului. Schema pentru calculul presiunii pe bol este prezentată în figura 9.7. Forța care încarcă bolul se precizează convențional. Se consideră că forța maximă datorată presiunii gazelor F_{pmax} este redusă de forța de inerție maximă a masei pistonului și a segmentelor:

$$F^* = F_{pmax} + F_{itmax}^* \text{ [daN]}. \quad (9.1)$$

În calculele uzuale, se poate considera

$$F_{itmax}^* = 0,7 \cdot F_{itmax} = -0,7 \cdot m_{it} R \omega^2 \cdot (1 + \lambda_d) \text{ [daN]}, \quad (9.2)$$

astfel încât forța rezultantă va fi

$$F^* = F_{pmax} + 0,7 \cdot F_{itmax} \text{ [daN]}. \quad (9.1')$$

Prin urmare, presiunile de contact între bol și umerii pistonului și, respectiv, dintre bol și bucățile bielei se determină cu relațiile:

$$p_p = \frac{F^*}{2l_p d_e} \text{ [daN/cm}^2\text{]}; \quad (9.3)$$

$$p_b = \frac{F^*}{l_b d_e} \text{ [daN/cm}^2\text{]}. \quad (9.4)$$

Valorile maxime admisibile ale acestor presiuni sunt $p_{pa} = 250 \dots 540 \text{ daN/cm}^2$ și $p_{ba} = 400 \dots 900 \text{ daN/cm}^2$.

Cu ajutorul valorilor F^* , p_p și p_b , pot fi determinate prin calcul dimensiunile caracteristice ale bolului. Astfel, diametrul exterior al bolului este

- pentru bol flotant sau bol fix în bielă:

$$d_e = \frac{l - \sqrt{l^2 - \frac{4k_b F^*}{p_p}}}{2k_b} \text{ [mm];} \quad (9.5)$$

- pentru bol fix în piston:

$$d_e = \frac{j + \sqrt{j^2 + \frac{k_b F^*}{p_b}}}{k_b} \text{ [mm],} \quad (9.5')$$

unde k_b este un factor dimensional al bol ului:

$$k_b = \frac{l - 2l_p}{d_e}, \quad (9.6)$$

având valorile uzuale:

- a) $k_b = 1,0 \dots 1,3$, la bol ul flotant;
- b) $k_b = 0,9 \dots 1,1$, la bol ul fix în bielă;
- c) $k_b = 1,50 \dots 1,75$, la bol ul fix în piston.

Lungimea de sprijin în umerii pistonului este dată de rela iile:

- pentru bol flotant sau bol fix în bielă:

$$l_p = \frac{k_b F^*}{p_p \left(l - \sqrt{l^2 - \frac{4k_b F^*}{p_p}} \right)} \text{ [mm];} \quad (9.7)$$

- pentru bol fix în piston:

$$l_p = \frac{l - \left(j + \sqrt{j^2 + \frac{k_b F^*}{p_b}} \right)}{2} \text{ [mm].} \quad (9.7')$$

În sfâr یت, lungimea de sprijin în piciorul bieiei va fi:

- pentru bol flotant:

$$l_b = \frac{2k_b F^*}{p_b \left(l - \sqrt{l^2 - \frac{4k_b F^*}{p_p}} \right)} \text{ [mm];} \quad (9.8)$$

- pentru bol fix în bielă:

$$l_b = \frac{l - \sqrt{l^2 - \frac{4k_b F^*}{p_p}}}{2} - 2j \text{ [mm];} \quad (9.8')$$

- pentru bol fix în piston:

$$l_b = \frac{k_b F^*}{p_b \left(j + \sqrt{j^2 + \frac{k_b F^*}{p_b}} \right)} \text{ [mm].} \quad (9.8'')$$

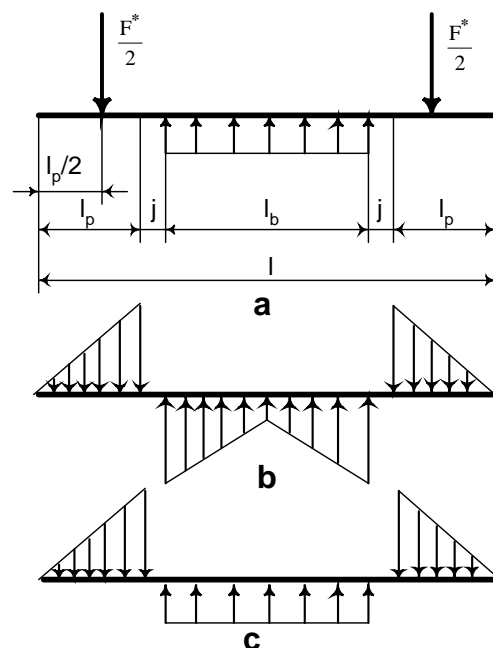


Fig.9.8

4.2. Verificarea la încovoiere

Efortul unitar de încovoiere se determină presupunând că bol ul este o grindă simplă rezemată,

încărcată cu o sarcină uniform distribuită de-a lungul piciorului bieiei. Reacțiunile vor fi sarcini concentrate, aplicate în mijlocul umerilor pistonului (fig.9.8.a). În acest caz, efortul unitar de încovoiere are expresia:

$$\sigma_i = \frac{4F^* d_e \cdot (2l_p + 4j + l_b)}{\pi \cdot (d_e^4 - d_i^4)} \text{ [daN/cm}^2\text{]}. \quad (9.9)$$

La motoarele rapide, schema de încărcare din figura 9.8.a reflectă insuficient condițiile reale. Schema din figura 9.8.b este mai rațională, deoarece corespunde distribuției de uzură în lungul bieiei, dar ea se înlocuiește cu schema din figura 9.8.c, mai simplă. În acest din urmă caz, efortul unitar de încovoiere este dat de relația:

$$\sigma_i = \frac{8F^* d_e \cdot (l + 4j + 0,5l_b)}{3\pi \cdot (d_e^4 - d_i^4)} \text{ [daN/cm}^2\text{]}, \quad (9.9')$$

relația ce este utilizată la verificarea tuturor bolurilor m.a.i. Efortul unitar maxim admisibil este $\sigma_{ia} = 2500 \dots 5000 \text{ daN/cm}^2$ pentru bolurile din OLA, respectiv, $\sigma_{ia} = 1200 \dots 1500 \text{ daN/cm}^2$ pentru cele din OLC.

4.3. Verificarea la oboseală

Datorită caracterului variabil al solicitărilor bolului, acesta trebuie verificat la oboseală. În acest scop, se precizează ciclul de solicitare variabilă, care depinde de procedeul de montaj. Astfel, la bolul fix (în bielă sau în piston), ciclul de încărcare este asimetric, iar la cel flotant, simetric (fig.9.9). În acest ultim caz, după mai multe cicluri de funcționare, bolul realizează o rotație completă în loca, fibra medie suportând aceeași deformare maximă în ambele sensuri. Prin urmare, ciclul simetric este cel mai dezavantajos.

Eforturile unitare de încovoiere, σ_{imax} și σ_{imin} se obțin cu relația (9.9'), substituind forța F^* cu valorile maximă și minimă (F_{max} și F_{min}) rezultate din calculul dinamic al motorului.

Expresiile coeficienților de siguranță pentru cele două cicluri sunt următoarele:

- pentru ciclul asimetric (bol fix în piston sau bielă):

$$c = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_k}{\varepsilon \cdot \gamma} \sigma_v + \psi \sigma_m}, \quad (9.10)$$

valoarea minim admisibilă fiind $c_a = 2 \dots 4$;

- pentru ciclul simetric (bol flotant):

$$c = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_k}{\varepsilon \cdot \gamma} \sigma_v}, \quad (9.10')$$

caz în care valoarea minim admisibilă este $c_a = 1,0 \dots 2,2$.

În cele două relații, s-au utilizat următoarele notații:

- σ_{-1} – rezistența la oboseală pentru ciclul simetric de încovoiere; valoarea sa este $\sigma_{-1} = (0,40 \dots 0,55) \cdot \sigma_r$, unde limita la rupere a materialului bolului este $\sigma_r = 42 \dots 75 \text{ daN/mm}^2$ pentru OLC și $\sigma_r = 75 \dots 120 \text{ daN/mm}^2$ pentru OLA;
- σ_m – efortul unitar mediu de încovoiere:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{imax} + \sigma_{imin}}{2} \text{ [daN/cm}^2\text{]}; \quad (9.11)$$

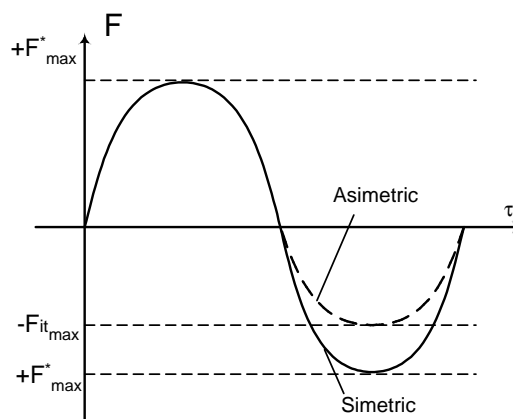


Fig.9.9

c) σ_v – amplitudinea efortului unitar de încovoiere:

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{imax} - \sigma_{imin}}{2} \text{ [daN/cm}^2\text{]}; \quad (9.12)$$

d) $\beta_k \approx 1$ – coeficient efectiv de concentrare la sarcini variabile;

e) ε – factor dimensional care se alege în funcție de materialul bolului, pe baza unor nomograme de genul celei prezentate în figura 9.10;

f) γ – coeficient de calitate a suprafeței bolului ($\gamma = 1,5 \dots 2,5$ pentru bol cementat sau nitrurat, cu suprafața lustruită și $\gamma = 1,1 \dots 1,5$ pentru bol călit, cu suprafața lustruită);

g) ψ – coeficient care ține seama de schema de încărcare adoptată:

$$\psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_o}{\sigma_o}, \quad (9.13)$$

unde $\sigma_o = (1,4 \dots 1,6) \cdot \sigma_{-1}$ este rezistența la oboseală, prin ciclu pulsator de încovoiere.

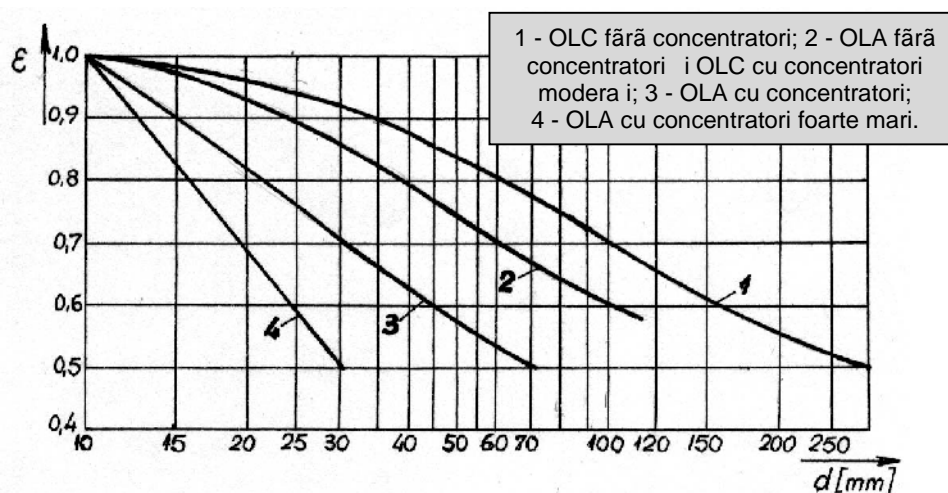


Fig.9.10

4.4. Verificarea la ovalizare

Față de schema de distribuție a sarcinilor prezentată în figura 9.8.c, trebuie avut în vedere faptul că distribuția sarcinii la extremitățile secțiunii transversale a bolului se realizează după o sinusoidă a cărei amplitudine depinde de raportul celor două diametre ale bolului (fig.9.11). Forța care se distribuie sinusoidal va avea expresia

$$F^{**} = K \cdot F^* \text{ [daN]}, \quad (9.14)$$

unde K reprezintă un coeficient determinat experimental. Notând cu α raportul diametrelor bolului:

$$\alpha = \frac{d_i}{d_e}, \quad (9.15)$$

coeficientul K poate fi calculat cu relația

$$K = 1,5 - 15 \cdot (\alpha - 0,4)^3. \quad (9.16)$$

Calculul de ovalizare se dezvoltă în ipoteza că bolul este o grindă curbă în secțiune transversală, încărcată cu o sarcină uniform distribuită sinusoidal:

$$p = \frac{2KF^*}{\pi d_e l} \cdot \sin \varphi \text{ [daN/cm}^2\text{]}. \quad (9.17)$$

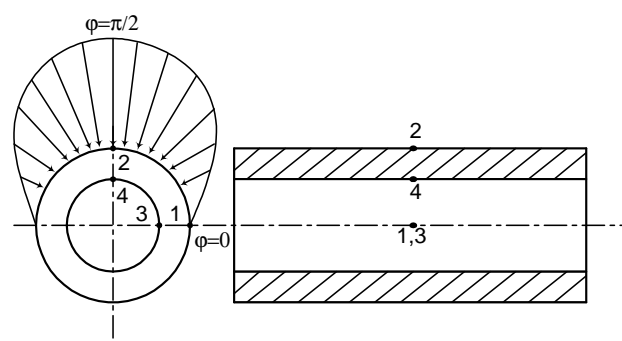


Fig.9.11

În aceste condiții, rezultă faptul că eforturile unitare de ovalizare într-o secțiune oarecare φ vor avea expresiile:

- pentru fibra exterioră:

$$\sigma_e(\varphi) = \frac{KF^*r}{h_b l} \cdot \left[2 \cdot \frac{6r + h_b}{h_b(2r + h_b)} \cdot f_2 - \frac{f_1}{r} \right] [\text{daN/cm}^2]; \quad (9.18)$$

- pentru fibra interioară:

$$\sigma_i(\varphi) = -\frac{KF^*r}{h_b l} \cdot \left[2 \cdot \frac{6r - h_b}{h_b(2r - h_b)} \cdot f_2 + \frac{f_1}{r} \right] [\text{daN/cm}^2], \quad (9.19)$$

relații în care:

$$\begin{cases} f_1 = 0,5 \cdot \cos \varphi + 0,3185 \cdot \sin \varphi - 0,3185 \cdot \varphi \cdot \cos \varphi; \\ f_2 = f_1 - 0,406; \\ r = d_e \cdot \frac{1 + \alpha}{4}; \\ h_b = d_e \cdot \frac{1 - \alpha}{2} \end{cases} \quad (9.20)$$

În figura 9.12 este reprezentat grafic modul de variație a eforturilor unitare de ovalizare. Se remarcă faptul că valorile extreme se înregistrează în secțiunile longitudinale, una paralelă cu planul cilindric și alta perpendiculară pe acest plan. În secțiunea $\varphi = 0$, în fibra exterioră apar eforturi unitare de întindere (+), iar în fibra interioară eforturi de compresiune (-). În secțiunea $\varphi = \pi/2$, eforturile unitare în cele două fibre schimbă de semn.

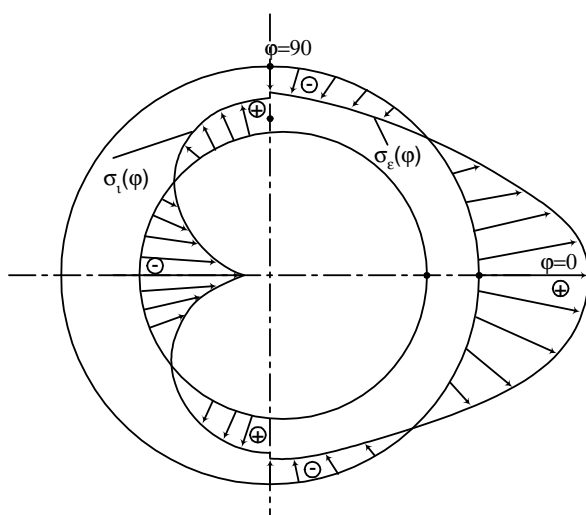


Fig.9.12

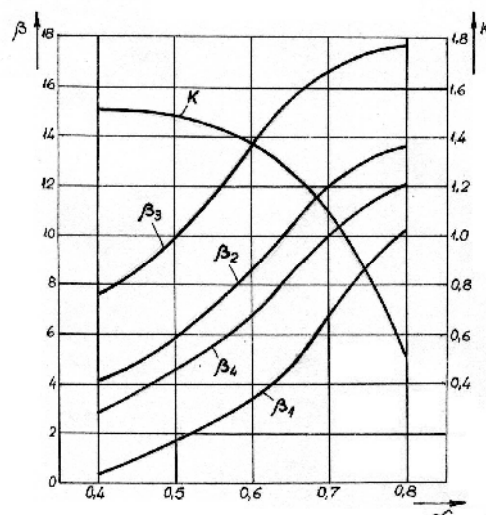


Fig.9.13

Valorile extreme ale eforturilor unitare de ovalizare pot fi determinate cu ajutorul relațiilor:

$$\begin{cases} \sigma_{e(\varphi=0)} = \frac{KF^*}{ld_e} \cdot \left[0,188 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] = \frac{F^*}{ld_e} \cdot \beta_1; \\ \sigma_{e(\varphi=90^\circ)} = -\frac{KF^*}{ld_e} \cdot \left[0,175 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} + \frac{0,637}{1 - \alpha} \right] = -\frac{F^*}{ld_e} \cdot \beta_2; \\ \sigma_{i(\varphi=0)} = -\frac{KF^*}{ld_e} \cdot \left[0,188 \cdot \frac{(1 + 2\alpha) \cdot (1 + \alpha)}{\alpha \cdot (1 - \alpha)^2} + \frac{1}{1 - \alpha} \right] = -\frac{F^*}{ld_e} \cdot \beta_3; \\ \sigma_{i(\varphi=90^\circ)} = \frac{KF^*}{ld_e} \cdot \left[0,175 \cdot \frac{(1 + 2\alpha) \cdot (1 + \alpha)}{\alpha \cdot (1 - \alpha)^2} - \frac{0,637}{1 - \alpha} \right] = \frac{F^*}{ld_e} \cdot \beta_4. \end{cases} \quad (9.21)$$

Pentru simplificarea calculelor, funcțiile β_1 , β_2 , β_3 și β_4 , împreună cu coeficientul de corecție K se reprezintă grafic, în raport cu α (fig.9.13). Se observă faptul că fracțiunea β_3 ia valorile cele mai mari, astfel încât se conchide că verificarea la ovalizare trebuie făcută în punctul 3, în care eforturile unitare sunt maxime.

Valoarea maxim admisibilă a efortului unitar de ovalizare este $\sigma_{ea} = \sigma_i = 1200 \dots 2500 \text{ daN/cm}^2$. La rândul ei, deformația maximă de ovalizare (creșterea maximă a diametrului) se limitează pentru a preveni griparea bolului în locuri. Ea se produce într-un plan normal pe axa cilindrului și este precizată de relația

$$\delta d_{max} = \frac{0,09KF^*}{El} \cdot \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 [\text{mm}]. \quad (9.22)$$

Evident, δd_{max} nu trebuie să depășească jocul diametral la cald Δ . Pentru a mări însă siguranța contra gripajului, se recomandă ca $\delta d_{max} \leq \Delta/2$, unde $\Delta = (0,001 \dots 0,005) \cdot d_e$.

Pentru a menține jocul la cald în limitele stabilite, este necesar să se precizeze jocul de montaj (jocul nominal la rece). Jocul la cald în piciorul bielei nu diferă practic de jocul de montaj, deoarece temperatura piciorului bielei și temperatura bolului au valori apropiate; în plus, cele două piese (bolul și biela) sunt confecționate din același material, sau materiale cu valori apropiate ale coeficienților de dilatare liniară. În schimb, în locurile bolului din piston dilatările sunt diferite, mai ales atunci când pistonul este confecționat din aliaj de aluminiu. Jocul de montaj în locul bolului din piston se determină cu relația

$$\Delta = \frac{\Delta' + d_e \cdot [\alpha_b \cdot (t_b - t_o) - \alpha_p \cdot (t_p - t_o)]}{1 + \alpha_p \cdot (t_p - t_o)} [\text{mm}], \quad (9.23)$$

unde α_b și α_p sunt coeficienții de dilatare liniară ai materialelor bolului, respectiv, pistonului, în grd^{-1} , iar t_b , t_p și t_o – temperaturile bolului, pistonului, respectiv, mediului ambiant în $^{\circ}\text{C}$. Uzual, $t_b \approx 150^{\circ}\text{C}$ și $t_p \approx 150 \dots 200^{\circ}\text{C}$. În cazul bolului flotant, jocul de montaj Δ poate avea și valori negative, ceea ce semnifică faptul că, în stare rece, ajustajul bolului în locuri trebuie să fie cu strângere.

Temperatura minimă a pistonului, la montarea bolului flotant, se determină din condiția ca diametrul locurilor după încălzire să fie egal cu diametrul exterior al bolului la rece:

$$t_{pmin} = \frac{-\Delta}{\alpha_p \cdot (d_e + \Delta)} + t_o [^{\circ}\text{C}], \quad (9.24)$$

având valorile uzuale $t_{pmin} = 80 \dots 120^{\circ}\text{C}$.

4.5. Verificarea la forfecare

Efortul unitar de forfecare în planul neutru rezultă din formula lui Jurawski, secțiunea cea mai solicitată fiind situată între locurile bolului din piston și, respectiv, din piciorul bielei:

$$\tau = \frac{0,85 \cdot F^* \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{d_e^2 \cdot (1 - \alpha^4)} [\text{daN/cm}^2]. \quad (9.25)$$

Valorile maxim admisibile ale acestui efort unitar sunt:

- a) $\tau_a = 600 \dots 1000 \text{ daN/cm}^2$, pentru bolurile din OLC;
- b) $\tau_a = 1000 \dots 2200 \text{ daN/cm}^2$, pentru bolurile din OLA.

5. MATERIALELE ȘI TEHNOLOGIILE DE FABRICAȚIE

Materialele pentru bol trebuie să fie tenace pentru a rezista la solicitările prin oc. Un material tenace are însă o deformare mare – ceea ce nu corespunde solicitărilor de încovoiere și oboseală. Se obțin soluții de compromis dacă se asigură o duritate ridicată a stratului superficial și o tenacitate ridicată a miezului.

Materialele care satisfac cel mai bine aceste condiții sunt OLC de calitate și OLA (elemente de aliere: Cr, Ni, Mn, Mo), cu conținut redus de carbon (0,12...0,35%). Prin tratamentul termochimic de cementare se aduce duritatea suprafeței la nivelul dorit. Acest procedeu este scump și el se înlocuiește adeseori cu călirea superficială pe o adâncime de 1,0...1,5 mm.