

CALCULUL ȘI CONSTRUCȚIA SEGMENTELOR

1. ROLUL FUNCȚIONAL

Segmentii pistoanelor îndeplinesc, în principal, funcția de etanșare a camerei de ardere. Segmentii care împiedică scăparea gazelor din camera de ardere spre carter se numesc **segmenti de comprimare**, iar cei care împiedică trecerea uleiului spre camera de ardere se numesc **segmenti de ungere** (fig.10.1).

Segmentii de comprimare îndeplinesc o funcție suplimentară: evacuează o mare parte din căldura preluată de piston către cilindru. La rândul lor, segmentii de ungere îndeplinesc și o funcție suplimentară: dozează și distribuie uniform uleiul pe cămașa de cilindru. În situația în care ei nu îndeplinesc decât funcția de radere a peliculei de ulei, se mai numesc și segmenti racori.

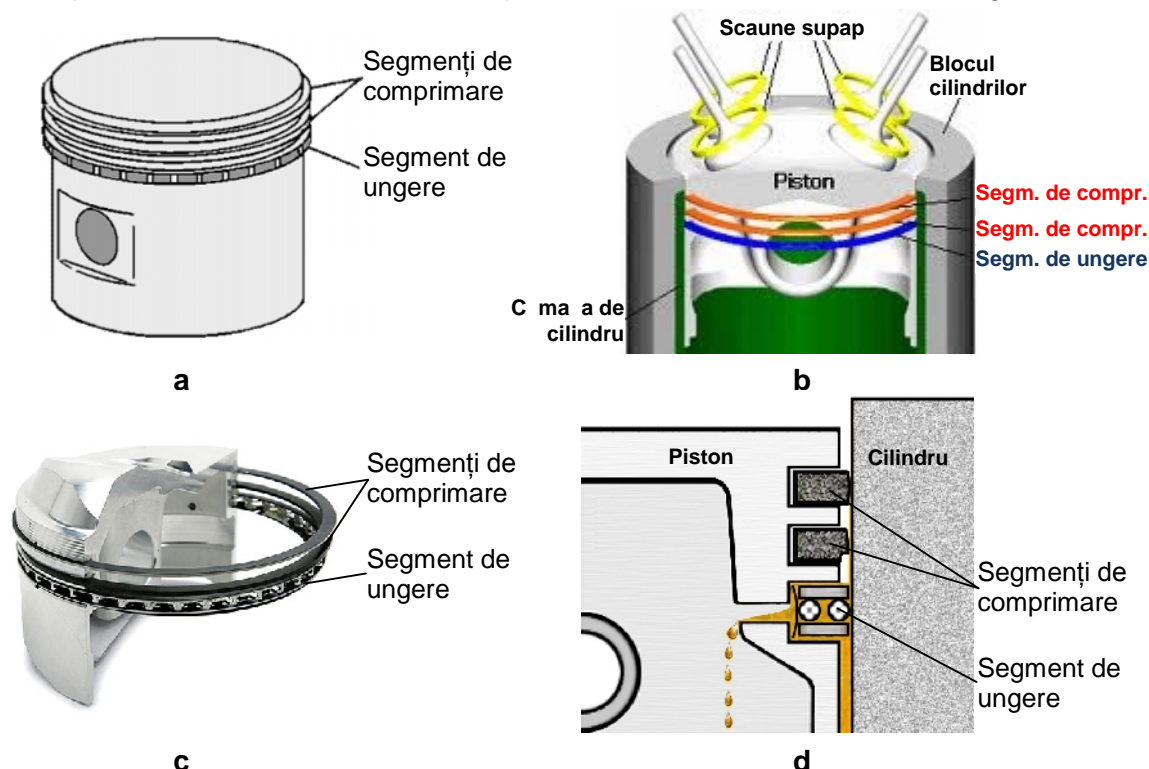


Fig.10.1

2. CONSTRUCȚIA SEGMENTELOR

Segmentul este de forma unui inel tăiat (fig.10.2). Distanța dintre capete se numește **rost**. Dimensiunea caracteristică a secțiunii după direcția radială se numește **grosime radială**, iar cea

după direcția axială se numește înălțimea b . În stare montată, diametrul exterior al segmentului este egal cu alezajul D , iar diametrul interior este, evident, $D_i = D - 2a$ (fig.10.3).



Fig.10.2

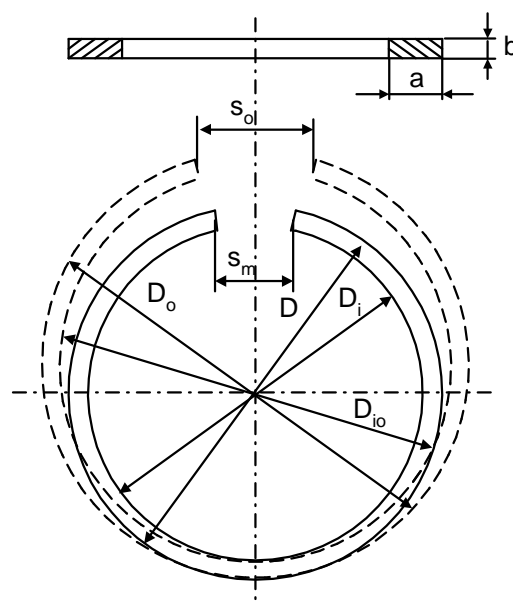


Fig.10.3



a



b



c

Fig.10.4

De regulă, fiecare piston se echipează cu doi sau mai mulți segmenti de comprimare și cu unul sau doi segmenti de ungere. Pistoanele din figura 10.1 au câte 2 segmenti de comprimare și unul de ungere, cea mai frecventă variantă întâlnită la motoarele rutiere. Pistonul din figura 10.4.a are 3 segmenti de comprimare și unul de ungere, cel din figura 10.4.b are 3 segmenti de comprimare și 2 de ungere, iar cel din figura 10.4.c are 4 segmenti de comprimare și 2 de ungere. La motoarele de mici dimensiuni și puteri, pistoanele pot fi prevăzute doar cu unul sau doi segmenti de comprimare, care îndeplinesc și funcția de radere a peliculei de ulei (fig.10.5).

Segmentii de comprimare sunt plasați în apropierea capului pistonului, iar cei de ungere spre manta. În cazul utilizării a doi segmenti de ungere, cel inferior poate fi amplasat și pe manta, sub bolț (fig.10.4.b și c).



Fig.10.5

Segmenii se montează în canalele practicate pe periferia pistonului. Cerința fundamentală pentru realizarea etanșării este ca segmentul să se așeze perfect cu suprafața S_i pe oglinda cilindrului și cu suprafața frontală S_f pe flancul inferior f_i sau superior f_s al canalului de piston (fig.10.6). Pentru a asigura contactul, segmentul trebuie să dezvolte o anumită presiune pe cilindru, din care cauză trebuie să fie elastic. În acest scop, segmentul în stare liberă are diametrul exterior D_o mai mare decât diametrul exterior în stare montată D (fig.10.3). De aici rezultă că rostul în stare liberă s_o trebuie să fie mai mare decât rostul în stare montată s_m . Ca urmare, în fibrele interioare apar reacțiuni elastice, datorită cărora segmentul dezvoltă pe cilindru o presiune, numită **presiune medie elastică**. Elasticitatea segmentului se opune tendinței de întrerupere a contactului, provocată de deformările de montaj, termice și de uzură suferite de cilindru. De aceea, segmentul se montează în canal cu un joc axial Δ_a și cu un joc radial Δ_r .

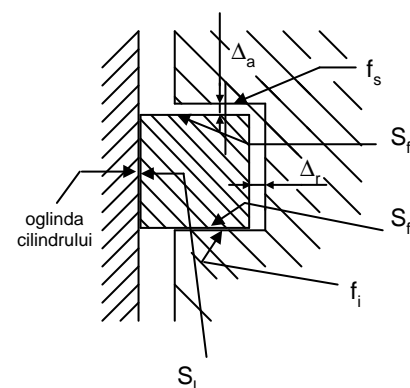


Fig.10.6

Din punct de vedere constructiv, segmenții se împart în două categorii:

- segmenții cu elasticitate proprie;
- segmenții cu expandor.

Segmenții de comprimare cu elasticitate proprie au o mare varietate de tipuri constructive. Segmentul cel mai simplu este cel realizat cu secțiune dreptunghiulară (fig.10.7.a). Muchiile ascuțite raclează energic pelicula de ulei, iar perioada de rodaj este mai mare. Aceste dezavantaje se înlătură prin utilizarea unor segmenți cu muchia laterală înclinată (fig.10.7.b), cu degajări pe suprafața laterală (fig.10.7.c) sau cu muchiile rotunjite (fig.10.7.d), forma cea mai avantajoasă fiind cea bombată (fig.10.7.e).

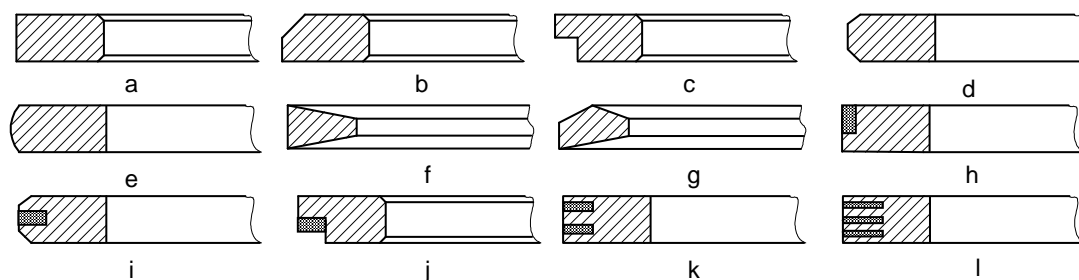


Fig.10.7

O soluție eficientă contra blocării segmentului o constituie segmentul cu secțiune trapezoidală (fig.10.7.f și g). Durabilitatea se mărește acoperind suprafața laterală a segmentului cu un strat protector de crom sau molibden (fig.10.7.h, i și j) sau introducând în această suprafață inserții de cositor, bronz sau oxid de fier cu grafit (fig.10.7.k și l).

Segmenții de ungere se grupează în două clase: segmenți cu secțiune unitară sau neperforată (fig.10.8.a, b și c) și segmenți cu secțiune radială perforată (fig.10.8.d și e). Numărul și dimensiunile orificiilor, precum și dimensiunile spațiului de acumulare a uleiului sub segment determină eficiența segmentului.

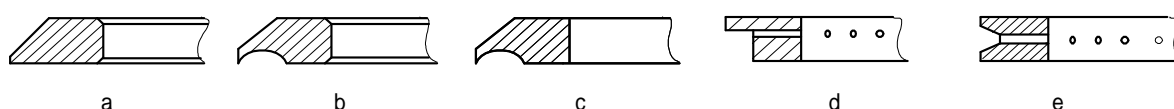


Fig.10.8

Segmentii cu expandor (fig.10.9) au montat în spatele lor, în canal, un element elastic, care aplică segmentul pe oglinda cilindrului cu o presiune uniform distribuită. Sub acțiunea expandorului, se asigură o presiune sporită de contact, ceea ce impune utilizarea lor îndeosebi la segmentii de ungere. Se utilizează frecvent și segmentii de ungere alcătuiți din două inele elastice din oțel, de grosime redusă (0,6...0,8 mm). Inelele sunt aplicate pe flancurile canalului din piston de către un expandor axial (fig.10.10).



Fig.10.9



Fig.10.10

Capetele segmentelor comportă prelucrări diferite, cea mai simplă fiind tăietura dreaptă (fig.10.11.a). Pentru creșterea etanșității, se poate recurge la tăietura înclinată a capetelor (fig.10.11.b) sau la suprapunerea acestora (fig.10.11.c și d). Experiența arată că scăpările nu sunt practic influențate de poziția tăieturii pe piston, chiar atunci când toate rosturile sunt pe aceeași generatoare a pistonului. De aceea, rotirea segmentului nu este împiedicată. În schimb, la motoarele în 2 timpi există pericolul agățării capătului segmentului de marginile ferestrelor cilindrului, de aceea, ele se blochează într-o poziție fixă în canale cu ajutorul unor tifturi montate în fundul canalelor de piston (fig.10.11.d).

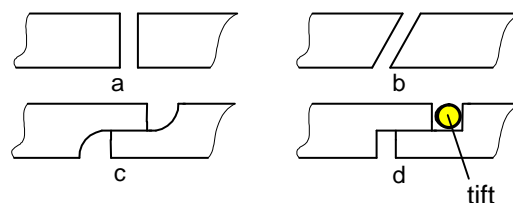


Fig.10.11

3. SOLICITĂRILE ȘI DIMENSIUNILE SEGMENTELOR

Alături de solicitările mecanice produse de reacțiunile elastice din segment, acesta mai este supus la însemnate solicitări termice. Dintre toți segmentii, cel superior (dinspre *pmi*) are nivelul termic cel mai ridicat, deoarece vine în contact cu gazele fierbinți și cu porțiunea cea mai caldă a pistonului. De aceea, el este numit „segmentul de foc”.

Temperatura segmentului variază radial, având valoarea minimă pe suprafața de contact, pe direcție axială temperatura segmentului fiind practic constantă. Urmărind deplasarea fluxului termic prin segment (fig.10.12), se observă că un rol deosebit îl joacă suprafețele de contact ale segmentului și deci, variația convenabilă a căldurii evacuate din piston se obține modificând cele

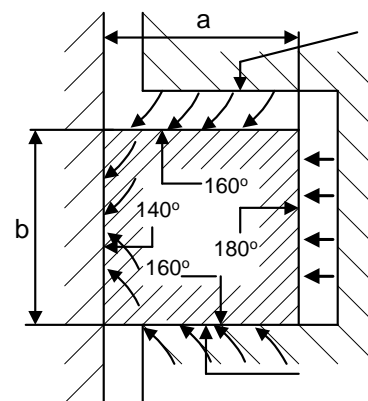


Fig.10.12

două dimensiuni principale ale segmentului, a și b . Procesul de uzură a segmentului are trei aspecte fundamentale:

- a) uzura adezivă sau de contact;
- b) uzura abrazivă;
- c) uzura corozivă.

Cazurile de uzură prin oboseală sunt foarte rare.

Față de poziția optimă a segmentului în canal (fig.10.13.a), se pot ivi abateri provocate de dezaxarea pistonului în cilindru datorită jocurilor (fig.10.13.b și c), de înclinarea flancurilor canalului față de planul normal la axa cilindrului (fig.10.13.d), de dilatarea sau uzura cilindrului (fig.10.13.e) sau de toate acestea la un loc. Deformarea segmentului și uzura lui (fig.10.13.f și g) împiedică, de asemenea, contactul perfect pe suprafața de lucru. Se înțelege că asemenea abateri, micșorând suprafața de contact, reduc și eficiența etanșării.

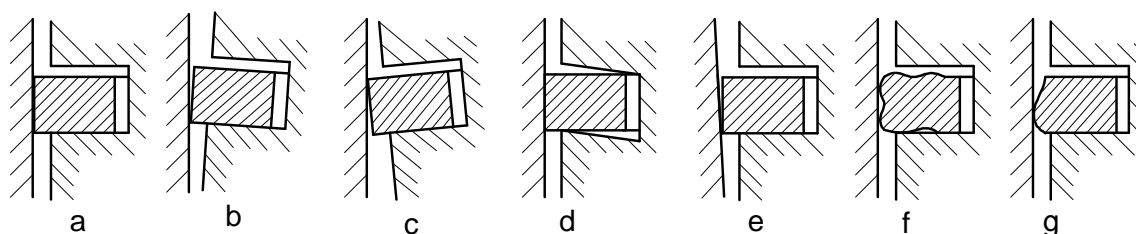


Fig.10.13

Alegerea numărului de segmente se face în funcție de tipul motorului, de presiunea gazelor din cilindru și de turația motorului. Dimensiunile de bază ale segmentului se precizează pe baza datelor experimentale (fig.10.14):

- grosimea radială a segmentului: $a = \left(\frac{1}{25} \dots \frac{3}{10} \right) \cdot D$;
- înălțimea segmentului: $b = (0,7 \dots 1,0) \cdot a$;
- rostul segmentului în stare liberă: $s_o = (3,0 \dots 3,5) \cdot a$;
- rostul segmentului în stare montată: $s_m = (0,004 \dots 0,006) \cdot D$.

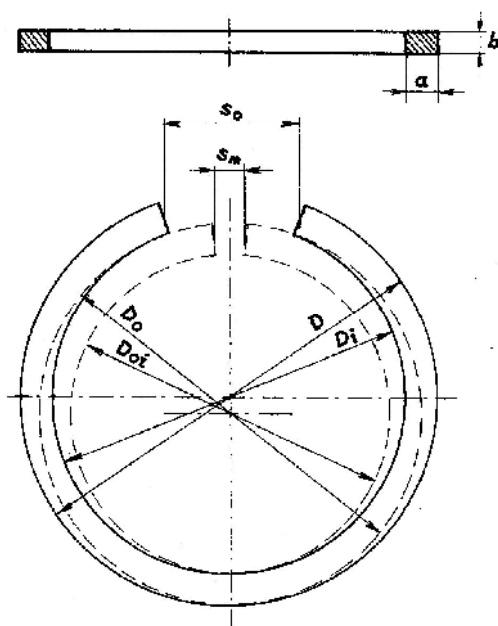


Fig.10.14

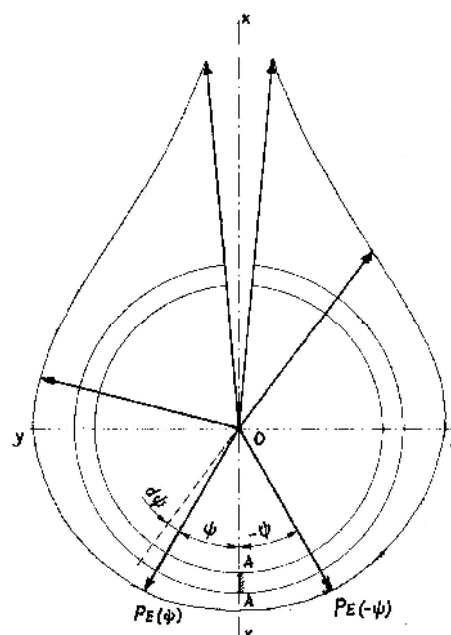


Fig.10.15

4. CALCULUL SEGMENTILOR

Calculul segmentelor urmărește:

- să stabilească forma segmentului și mărimea rostului în stare liberă, astfel încât, prin strângerea în cilindru, segmentul să dezvolte o repartiție de presiune determinată;
- să stabilească cele două dimensiuni de bază ale segmentului: grosimea radială a și înălțimea b ;
- să verifice ca eforturile unitare care apar în segment la strângerea lui pentru montaj să nu depășească limitele admisibile;
- să verifice rostul la cald, pentru a preveni impactul dintre capete în timpul funcționării.

4.1. Distribuția presiunii radiale pe periferia segmentului

Stabilirea modului în care este distribuită presiunea radială pe periferia segmentului se precizează comod într-un sistem de coordonate polare: presiune-unghi (fig.10.15). Se alege drept axă de referință axa $x-x$ care trece prin centrul O și prin mijlocul rostului de dilatare, iar ca seciune de referință se consideră secțiunea $A-A$ situată pe axa $x-x$, în partea opusă rostului (fig.10.15). Presiunea într-o seciune oarecare ψ , dezvoltată de elasticitatea proprie a segmentului, este notată cu $p_{E\psi}$. Din cauza formei complexe a curbei de presiune, variația presiunii radiale a segmentului se exprimă analitic prin intermediul seriilor trigonometrice:

$$p_{E\psi} = p_o + p_1 \cos \psi + p_2 \cos 2\psi + \dots + p_n \cos n\psi + a_1 \sin \psi + a_2 \sin 2\psi + \dots + a_n \sin n\psi \text{ [daN/cm}^2\text{]}. \quad (10.1)$$

Întrucât curba de presiune este simetrică față de axa $x-x$, rezultă evident $p_{E(\psi)} = p_{E(-\psi)}$, ceea ce implică anularea funcțiilor sinusoidale. Expresia generală a curbei de presiune va fi, prin urmare

$$p_{E\psi} = p_E \cdot \left[1 + \sum_{v=2}^n \left(\frac{p_v}{p_E} \right) \cdot \cos v\psi \right] \text{ [daN/cm}^2\text{]}. \quad (10.2)$$

În figura 10.16 sunt prezentate patru distribuții caracteristice de presiune, iar în tabelul 10.1 sunt indicate valorile coeficienților (p_v/p_E) pentru fiecare dintre distribuțiile de presiune reprezentate grafic.

Tabelul 10.1

Coeficientul	Curba presiunii din:			
	fig.10.16.a	fig.10.16.b	fig.10.16.c	fig.10.16.d
p_2/p_E	0,3092	0,205	0,2549	0,42
p_3/p_E	-0,4355	-0,571	-0,1940	-0,18
p_4/p_E	0,2877	0,472	0,2431	-
p_5/p_E	-0,1963	-0,322	-0,1846	-
p_6/p_E	0,1412	0,279	0,1666	-
p_7/p_E	-0,1087	-0,267	-0,1599	-
p_8/p_E	0,0970	0,256	0,1589	-
p_9/p_E	-0,0936	-0,214	-0,1487	-
p_{10}/p_E	0,0797	0,178	0,1460	-
p_{11}/p_E	-0,0711	-0,177	-0,1478	-
p_{12}/p_E	0,01413	0,094	0,0760	-

Relația (10.2) fiind convergentă, numărul de armonici se oprește la $n=10\dots 12$. Cea de-a patra distribuție prezentată corespunde punctului de vedere actual, conform căreia distribuția de presiune trebuie să reprezinte o variație lină, cu $n=2$. În afara celor patru distribuții caracteristice de presiune, se mai întâlnesc segmente de presiune constantă, unde, evident, $p_{E\psi}=p_E$, pentru toate secțiunile ψ .

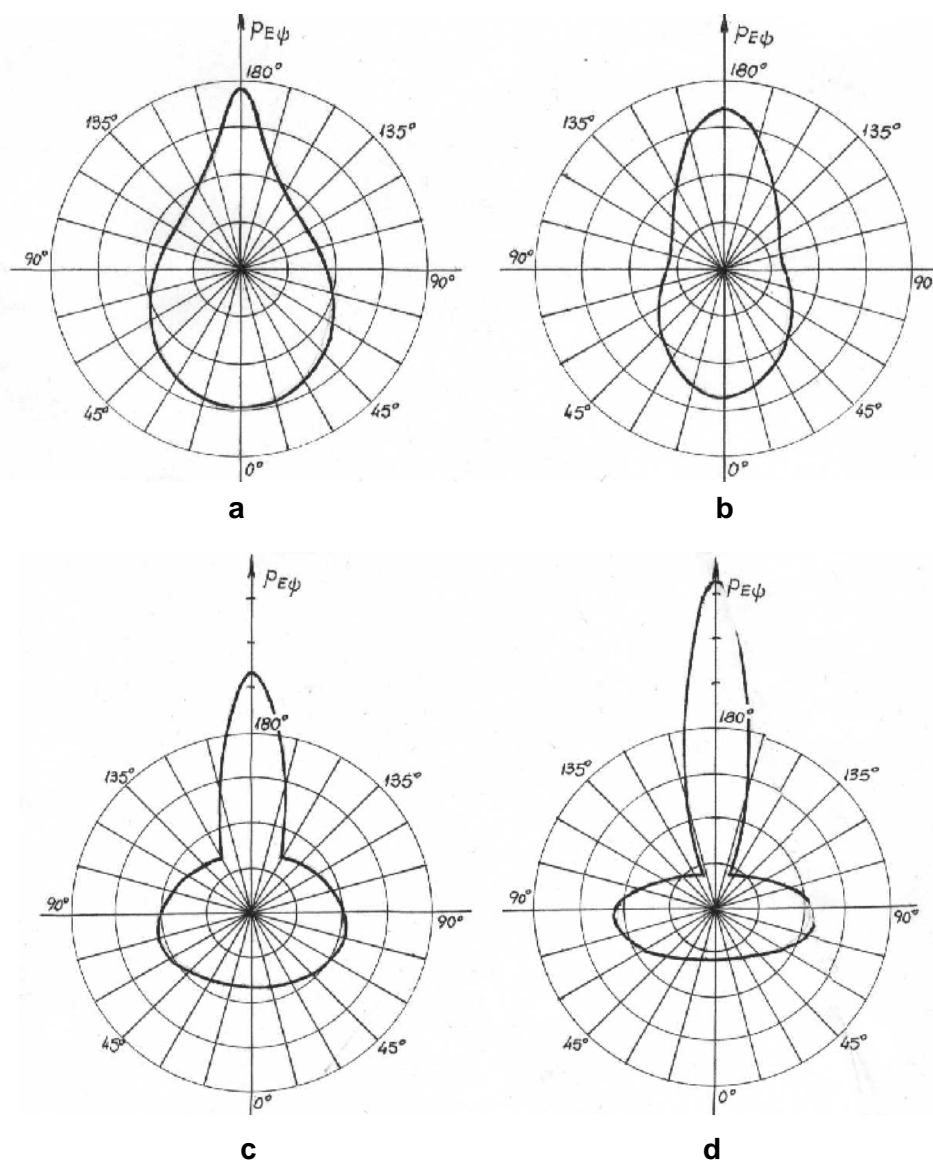


Fig.10.16

În relația (10.2), p_E reprezintă presiunea medie elastică, a cărei valoare se alege din nomograme determinate pe cale experimentală (fig.10.17) sau se calculează cu relația:

$$p_E = \frac{0,424 \cdot E \cdot \left(\frac{s_o}{a}\right)}{(3-g) \cdot \frac{D}{a} \cdot \left(\frac{D}{a} - 1\right)^3} \text{ [daN/cm}^2\text{]}, \quad (10.3)$$

în care E [daN/cm²] este modulul de elasticitate al materialului segmentului și g un coeficient adimensional care ține seama de distribuția presiunii radiale, având valorile indicate în tabelul 10.2.

Tabelul 10.2

Coeficientul	Curba $p_{E\psi}=ct$	Curba presiunii din:			
		fig.10.16.a	fig.10.16.b	fig.10.16.c	fig.10.16.d
g	0	0,196	0,209	0,149	0,1625
K_M	2	1,742	1,771	1,779	1,8

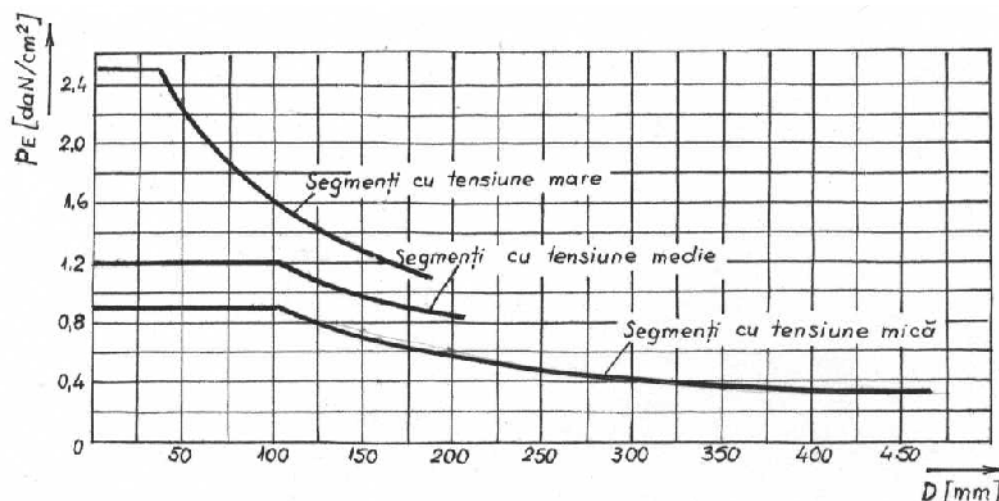


Fig.10.17

4.2. Verificarea la încovoiere

Presiunea $p_{E\psi}$, exercitată de cilindru asupra segmentului este preluată de tensiunile interioare care men în segmentul în stare de echilibru; ca urmare, fiecare sec iune a segmentului este solicitată de un moment de încovoiere, care se determină astfel: for a elementară într-o sec iune φ (fig.10.18.a), în fibra medie a segmentului (indicele m) are expresia

$$dF_{m\varphi} = (p_{E\varphi})_m b R_m d\varphi \text{ [daN]}, \quad (10.4)$$

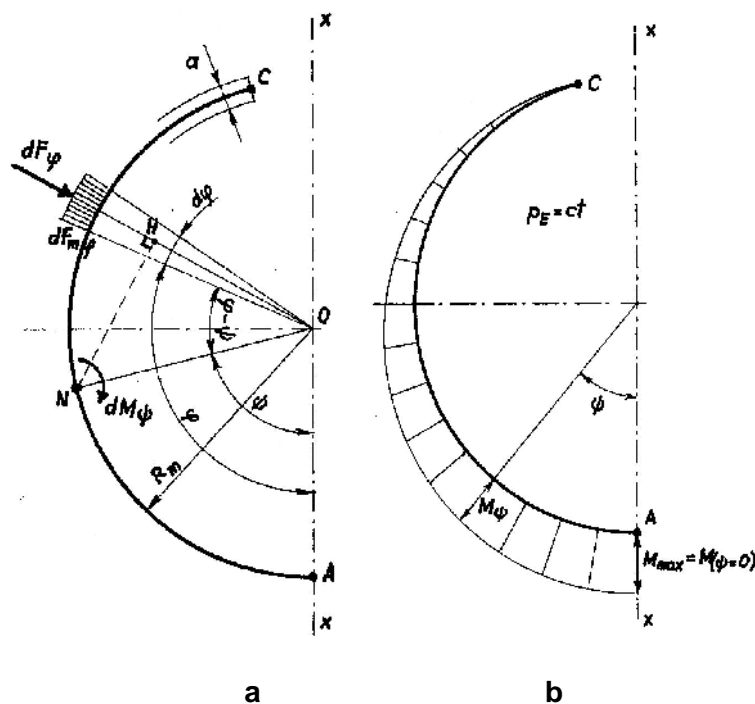


Fig.10.18

Întrucât for a din fibra exterioară este

$$dF_{\varphi} = p_{E\varphi} b R d\varphi = p_{E\varphi} b \frac{D}{2} d\varphi \text{ [daN]}, \quad (10.5)$$

iar cele două for e trebuie să fie egale, rezultă:

$$(p_{E\varphi}) = p_{E\varphi} \frac{R}{R_m} \text{ [daN/cm}^2\text{]}. \quad (10.6)$$

Momentul elementar produs de for a elementară $dF_{m\varphi}$ într-o sec iune ψ este

$$dM_{\psi} = \overline{NH} \cdot dF_{m\varphi} \text{ [Nm]}, \quad (10.7)$$

unde segmentul \overline{NH} este distan a de la for a $dF_{m\varphi}$ la punctul N din sec iunea considerată; întrucât:

$$\overline{NH} = R_m \sin(\varphi - \psi) \text{ [mm]}, \quad (10.8)$$

cu rela ia (10.4), rezultă:

$$dM_{\psi} = \frac{R}{R_m} b p_{E\varphi} R_m^2 \sin(\varphi - \psi) d\varphi \text{ [Nm]}. \quad (10.9)$$

Se define te următorul **parametru constructiv** al segmentului:

$$c = b \cdot \frac{R}{R_m} = b \cdot \frac{D}{D_m} = \frac{b \cdot D}{D - a} = \frac{b \cdot \frac{D}{a}}{\frac{D}{a} - 1} \text{ [mm]}, \quad (10.10)$$

iar momentul produs în sec iunea ψ de suma for elor din dreapta sec iunii va fi

$$M_{\psi} = c R_m^2 \int_{\varphi=\psi}^{\varphi=\pi} p_{E\varphi} \sin(\varphi - \psi) d\varphi \text{ [Nm]}. \quad (10.11)$$

Dacă se consideră segmentul de presiune constantă ($p_{E\varphi}=p_E$), rezultă:

$$M_{\psi} = c R_m^2 p_E \cdot (1 + \cos \psi) \text{ [Nm]}, \quad (10.12)$$

expresie care arată faptul că momentul este maxim în sec iunea A-A, opusă rostului ($\psi=0$) i se anulează la capete (fig.10.18.b). Valoarea maximă a momentului este

$$M_{max} = 2c R_m^2 p_E \text{ [Nm]}. \quad (10.13)$$

Pentru segmen ii de presiune variabilă, momentul încovoietor este dat de rela ia

$$M_{\psi} = c R_m^2 p_E \left[1 + \cos \psi + \sum_{v=2}^n \frac{(-1)^{v+1}}{v^2 - 1} \cdot \frac{p_v}{p_E} \cos \psi - \sum_{v=2}^n \frac{1}{v^2 - 1} \cdot \frac{p_v}{p_E} \cos v\psi \right] \text{ [Nm]}. \quad (10.14)$$

Se observă că expresia (10.14) se reduce la expresia (10.12) pentru $p_E=ct$, deoarece to i coeficien ii p_2, p_3, \dots, p_n sunt nuli. Întrucât pentru o curbă de presiune dată, prima sumă din expresia (10.14) rămâne invariabilă, se introduce nota ia

$$g = - \sum_{v=2}^n \frac{(-1)^{v+1}}{v^2 - 1} \cdot \frac{p_v}{p_E}, \quad (10.15)$$

valorile caracteristice diferitelor curbe de presiune fiind incluse în tabelul 10.2.

Verificarea segmentului la încovoiere se face în sec iunea periculoasă A-A (fig.10.15) situată la 180° fa ă de mijlocul rostului, atât în stare de lucru, cât i la montaj. În stare de lucru, efortul unitar de încovoiere în fibra exterioară este dat de rela ia

$$\sigma_e = \frac{1,275}{3 - g} \cdot E \cdot \frac{\frac{s_o}{a}}{\left(\frac{D}{a} - 1\right)^2} \text{ [daN/cm}^2\text{]} \quad (10.16)$$

i nu trebuie să depă ească valoarea maxim admisibilă $\sigma_{ea}=(3...4) \cdot 10^3 \text{ daN/cm}^2$.

La montaj, prin desfacerea segmentului, apare, de asemenea, un efort unitar de încovoiere în fibra interioară. Valoarea acestui efort, în secțiunea periculoasă, este dată de expresia

$$\sigma_i = \frac{4}{m} \cdot E \cdot \frac{1 - \frac{1}{(3-g)\pi} \cdot \frac{s_o}{a}}{\left(\frac{D}{a} - 1\right)^2} \text{ [daN/cm}^2\text{]} \quad (10.17)$$

îi ea trebuie să fie mai mică decât $\sigma_{ia} = (4,0 \dots 4,5) \cdot 10^3 \text{ daN/cm}^2$. Parametrul m din relația (10.17) ia valori cuprinse între 1 și 2 în funcție de modul de aplicare a forțelor sau momentelor care provoacă desfacerea segmentului la montaj (fig.10.19).

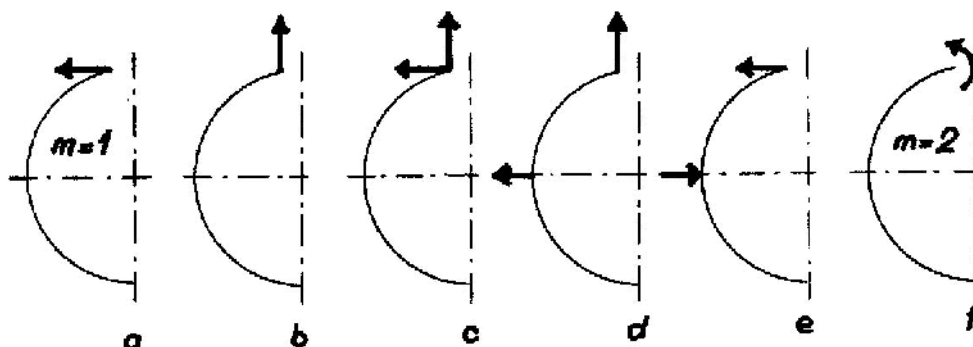


Fig.10.19

4.3. Determinarea formei libere a segmentului

Forma liberă a segmentului se stabilește pe baza observației că punctul N din fibra medie a segmentului în stare montată (având coordonatele R_m și ψ) se deplasează în poziția N_o (de coordonate R_{mo} și ψ_o), conform reprezentării grafice din figura 10.20. Deplasarea relativă a punctului N_o față de N se compune din deplasarea radială t și din deplasarea unghiulară ε , definite prin relațiile

$$t = R_{mo} - R_m \text{ [mm];} \quad (10.18)$$

$$\varepsilon = \psi - \psi_o \text{ [grad].} \quad (10.19)$$

Ecuația diferențială a deplasării radiale are expresia

$$t + \frac{d^2 t}{d\psi^2} = \frac{R_m^2 M_\psi}{EI}, \quad (10.20)$$

unde $I = a^3 b / 12$ este momentul de inerție al secțiunii transversale a segmentului. Ecuația diferențială a deplasării unghiulare se stabilește, la rândul ei, în ipoteza că lungimea fibrei medii a segmentului este aceeași în stare liberă și în stare montată:

$$(R_m + t)d(\psi - \varepsilon) = R_m d\psi. \quad (10.21)$$

Se neglijează infiniții mici de ordinul II și, după reducerea termenilor asemenea, se obține

$$d\varepsilon = \frac{t}{R_m} d\psi. \quad (10.22)$$

Substituind relația (10.14) în ecuațiile diferențiale (10.20) și (10.22), se obține, în final, expresiile deplasărilor radiale și unghiulare ale segmentelor de presiune variabilă:

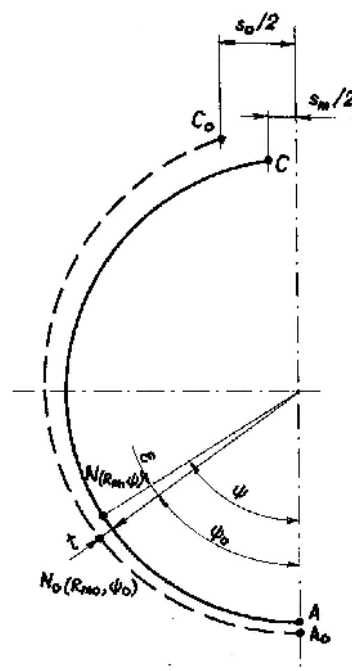


Fig.10.20

$$t = R_m B \left[1 + \frac{1-g}{2} \psi \sin \psi + \sum_{v=2}^n \frac{1}{(v^2-1)^2} \frac{p_v}{P_E} \cos v\psi - \sum_{v=3}^n \frac{1}{(v^2-1)^2} \frac{p_v}{P_E} \cos \psi \right]_{v=3;5;7...} \quad [\text{mm}]; \quad (10.23)$$

$$\varepsilon = B \left[\psi + \frac{1-g}{2} (\sin \psi - \psi \cos \psi) + \sum_{v=2}^n \frac{1}{(v^2-1)^2} \frac{p_v}{P_E} \sin v\psi - \sum_{v=3}^n \frac{1}{(v^2-1)^2} \frac{p_v}{P_E} \sin \psi \right]_{v=3;5;7...} \quad [\text{rad}], \quad (10.24)$$

rela ii în care B este un **parametru fundamental** al segmentului, definit de rela ia

$$B = \frac{cR_m^3 P_E}{EI}. \quad (10.25)$$

Cunoscându-se deplasările t i ε , forma liberă a segmentului se trasează pe baza rela iilor:

$$R_{mo} = R_m + t \quad [\text{mm}]; \quad (10.18')$$

$$\psi_o = \psi - \varepsilon \quad [\text{grad}]. \quad (10.19')$$

În sfâr it, se calculează rostul la capete s_o , pentru segmentul în stare liberă. Deplasarea unghiulară a capetelor în stare liberă se ob ine pentru $\psi=\pi$ din rela ia (10.24):

$$\varepsilon_\pi = \pi(3-g) \frac{D}{2} \quad [\text{rad}], \quad (10.26)$$

iar distan a dintre capete, măsurată pe fibra medie:

$$s_o = \pi(3-g)R_m B \quad [\text{mm}]. \quad (10.27)$$

4.4. Determinarea grosimii radiale a segmentului

Dimensiunile sec iunii transversale a segmentului (a i b) se ob in din formula lui Navier: $\sigma = M/W$, W fiind modulul de rezisten ă al sec iunii. Pentru determinarea eforturilor unitare maxime care apar în timpul func ionării σ_{fmax} , se calculează ini ial momentul maxim din rela ia (10.14), cu condi ia $\psi=0$. Se ob ine o expresie de forma

$$M_{max} = cR_m^2 P_E K_M \quad [\text{Nm}], \quad (10.28)$$

unde K_M este valoarea parantezei drepte a rela iei (10.14), calculată pentru $\psi=0$. În tabelul 10.2 sunt prezentate valorile coeficientului K_M pentru distribu iile de presiune considerate. Substituind din rela iile (10.25) i (10.27) presiunea p_E , rezultă următoarea expresie a momentului maxim:

$$M_{max} = cR_m^2 K_M \cdot \frac{BEI}{cR_m^3} = \frac{K_M EI}{R_m} \cdot B = \frac{K_M EI}{R_m} \cdot \frac{s_o}{\pi(3-g)R_m} = \frac{K_M EIs_o}{\pi(3-g)R_m^2} \quad [\text{Nm}]. \quad (10.29)$$

Întrucât momentul de iner ie al sec iunii este $I = aW/2$, efortul unitar maxim este

$$\sigma_{fmax} = \frac{K_M E s_o a}{2\pi(3-g)R_m^2} \quad [\text{daN/cm}^2]. \quad (10.30)$$

Prin defini ie:

$$R_m = \frac{D}{2} - \frac{a}{2} = \frac{a}{2} \cdot \left[\frac{D}{a} - 1 \right] \quad [\text{mm}] \quad (10.31)$$

i, ca urmare, se ob ine expresia finală

$$\sigma_{fmax} = \frac{2K_M}{\pi(3-g)} \cdot \frac{E \frac{s_o}{a}}{\left(\frac{D}{a} - 1 \right)^2} \quad [\text{daN/cm}^2], \quad (10.32)$$

unde primul raport depinde de curba de presiune considerată, iar al doilea de elasticitatea materialului i particularită ile constructive ale segmentului. Rela ia (10.32) explică o particularitate importantă a segmentului, i anume: efortul unitar de încovoiere nu depinde de înăl imea

segmentului. Conform relației (10.3), nici presiunea medie elastică p_E nu depinde de înălțimea segmentului. Ca urmare, valoarea b se determină din alte considerente, și anume:

- a) condițiile de evacuare a căldurii din piston;
- b) condiția de limitare a pulsației și a vibrației radiale a segmentului.

De asemenea, trebuie avut în vedere și faptul că segmentii mai "înali" au o rigiditate axială mai mare și se încovoiește mai greu sub acțiunea forței de frecare și sub acțiunea presiunii gazelor. Se recomandă:

- a) $b=2...4$ mm, la m.a.s.-uri;
- b) $b=3...5$ mm, la m.a.c.-uri rapide;
- c) $b=4...13$ mm, la m.a.c.-uri de puteri mari.

Grosimea radială a segmentului se determină împărțind relația (10.32) la (10.3) și considerând $\sigma_{\max}=\sigma_a$. Prin urmare:

$$\frac{\sigma_a}{p_E} = \frac{2K_M E \frac{s_o}{a}}{\pi(3-g)\left(\frac{D}{a}-1\right)^2} = 1,5K_M \frac{D}{a} \left(\frac{D}{a}-1\right),$$

$$0,424E \frac{s_o}{a} (3-g) \frac{D}{a} \left(\frac{D}{a}-1\right)^3$$

de unde:

$$\frac{D}{a} = 0,5 \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2,66\sigma_a}{K_M p_E}} \right)$$

Neglijând unitatea de sub radical și din fața radicalului, se obține

$$\frac{D}{a} = 0,816 \sqrt{\frac{\sigma_a}{K_M \cdot p_E}}. \quad (10.33)$$

Raportul (D/a) reprezintă un factor constructiv de bază al segmentului (standarde și norme interne definesc segmentul prin raportul D/a). Stabilirea valorii grosimii radiale a segmentului se face având în vedere că materialele pentru segmente au $\sigma_a = 2200...2800$ daN/cm².

4.5. Verificarea segmentului la dilatare

Rostul la cald al segmentului s_c se limitează, deoarece, la valori mari, etanșarea este nesatisfăcătoare, iar la valori reduse, apare pericolul de impact al capetelor. Prin urmare, se determină valoarea rostului la montaj s_m care asigură rostul la cald necesar:

$$s_m = \frac{\pi D [\alpha_s (t_s - t_o) - \alpha_c (t_c - t_o)] + s_c}{1 + \alpha_s (t_s - t_o)}. \quad (10.34)$$

Coeficientul de dilatare al materialului segmentului α_s și, respectiv, al materialului cilindrului α_c au, de obicei, aceleași valori, ambele piese fiind confecționate din fontă: $\alpha = (10...12) \cdot 10^{-6}$ grd⁻¹. Valorile uzuale ale rostului la cald sunt $s_c = (0,004...0,006) \cdot D$, iar diferența de temperatură variază în limitele: $t_s - t_o \cong 130...180^\circ\text{C}$.

5. MATERIALELE ȘI TEHNOLOGIILE DE FABRICAȚIE

Materialul pentru segmente trebuie să posede următoarele proprietăți:

- a) calități bune de alunecare, pentru a atenua pierderile mecanice în condițiile frecării semifluide și pentru a preveni gripajul;
- b) duritate ridicată, pentru a prelua sarcinile mari de contact și pentru a rezista la uzura corozivă și abrazivă;
- c) rezistență la coroziune pentru a atenua efectul atacurilor chimice și electrochimice;
- d) rezistență mecanică la temperaturi relativ mari, pentru a realiza un segment ușor, de dimensiuni reduse;
- e) modul de elasticitate superior la temperaturi relativ mari, invariabil în timp, pentru a preveni vibrațiile;
- f) calități bune de adaptabilitate rapidă la forma cilindrului.

Nu există materiale care să satisfacă simultan cerințele enumerate. Oțelul este impropriu, întrucât nu posedă calități satisfăcătoare de alunecare, fiind folosit doar atunci când sunt necesare rezistențe mecanice sporite. Cel mai des întâlnit sunt segmentele din fontă. Fonta trebuie să conțină, ca orice material antifricțiune, două faze: o fază dură, cu rezistență mecanică înaltă, pentru a prelua sarcinile de contact și o fază moale, cu rezistență mică la deformarea plastică, ceea ce asigură proprietatea antigripantă a materialului. Fonta pentru segmente care satisface bine cerințele unui material antifricțiune este fonta cenușie perlitică, cu grafit lamelar.

La m.a.c.-uri supraalimentate, primul segment suportă sarcini termice ridicate și, de aceea, se utilizează frecvent segmente de oțel. Pentru a îmbunătăți comportarea la alunecare, oțelul se grafitază.

O cale de mărirea durabilității segmentului o constituie protejarea lui cu straturi metalice superficiale, care sunt de două categorii: unele măresc rezistența la uzură în timpul funcționării, altele îmbunătățesc rodajul. Protejarea segmentului la uzura corozivă se asigură uneori prin acoperirea cu un strat superficial de fosfor.