

D [mm]	$a_{sr}$ [mm]	$h_{sr} \begin{smallmatrix} -0,010 \\ -0,020 \end{smallmatrix}$ [mm]		$s \begin{smallmatrix} +0,30 \\ 0 \end{smallmatrix}$ [mm]	$a_1 \pm 0,1$ [mm]	$h_1 \begin{smallmatrix} +0,10 \\ -0,05 \end{smallmatrix}$ [mm]		$h_2 \pm 0,07$ [mm]		$h_3 \pm 0,1$ [mm]		r [mm]
		1	2			1	2	1	2	1	2	
50...62	$(2,1...2,6) \begin{smallmatrix} +0,10 \\ -0,20 \end{smallmatrix}$	4	4,5	$(0,15...0,20)^1$	0,6...0,8	0,7	0,8	0,25	1,0	1,2	0,5	0,2
63...88	$(2,65...3,7) \begin{smallmatrix} +0,10 \\ -0,25 \end{smallmatrix}$		5	0,20...0,25	0,8...1,0		0,9					
90...100	$(3,8...4,2) \begin{smallmatrix} +0,10 \\ -0,25 \end{smallmatrix}$		0,3	1,2...1,4	0,9	1,1	1,2					
102...124	$(4,3...5,0) \begin{smallmatrix} +0,10 \\ -0,25 \end{smallmatrix}$	5	6			0,4	1,1	1,3	0,3	0,35	1,4	1,6
125...128	$5,2 \begin{smallmatrix} +0,10 \\ -0,25 \end{smallmatrix}$	6	$7^2$	0,5	1,6...1,8	1,3	1,3	0,3	0,35	1,4	1,6	0,5
130...148	$(5,4...5,9) \begin{smallmatrix} +0,10 \\ -0,25 \end{smallmatrix}$				1,4...1,6	1,1	1,3	0,3	0,35	1,4	1,6	0,5
150...174	$(6,0...6,7) \begin{smallmatrix} +0,10 \\ -0,25 \end{smallmatrix}$				0,5	1,6...1,8	1,3	1,3	0,3	0,35	1,4	1,6
180...200	$(7,1...7,7) \begin{smallmatrix} +0,15 \\ -0,30 \end{smallmatrix}$	$7^2$	$8^2$	0,6	$2,0^3$	1,3	$1,6^4$	0,35	$0,5^5$	1,6	1,8	0,5

1  $\begin{smallmatrix} +0,25 \\ 0 \end{smallmatrix}$  ; 2  $\begin{smallmatrix} -0,013 \\ -0,028 \end{smallmatrix}$  ; 3  $\pm 0,15$  ; 4  $\begin{smallmatrix} +0,15 \\ -0,10 \end{smallmatrix}$  ; 5  $\pm 0,1$

Fig. 6.8. Segmenți de ungere.[1]

Se alege tipul de segment de etansare bombat cu urmatoarele dimensiuni:

$$\begin{aligned} h_{se} &:= 1.65 \text{ mm} & s_{su} &:= 0.15 \text{ mm} \text{ rostul de dilatare la cald} \\ h_2 &:= 1 \text{ mm} & a_{se} &:= 3 \text{ mm} \\ b_s &:= 0.003 \text{ mm} \end{aligned}$$

Se aleg urmatoarele dimensiuni pentru segmentul de ungere:

$$\begin{aligned} h_{su} &:= 3 \text{ mm} & s_u &:= 0.2 \text{ mm} \text{ rostul de dilatare} \\ h_{2u} &:= 0.25 \text{ mm} & a_{su} &:= 3.5 \text{ mm} \\ h_{1su} &:= 0.7 \text{ mm} & h_{3u} &:= 0.5 \text{ mm} \\ r_u &:= 0.2 \text{ mm} & a_{1u} &:= 1 \text{ mm} \end{aligned}$$

Verificarea segmentilor

Calculul de verificare se face atat pentru perioada de functionare, cat si pentru montaj

Presiunea medie elastica a segmentului se alege din diagrama:

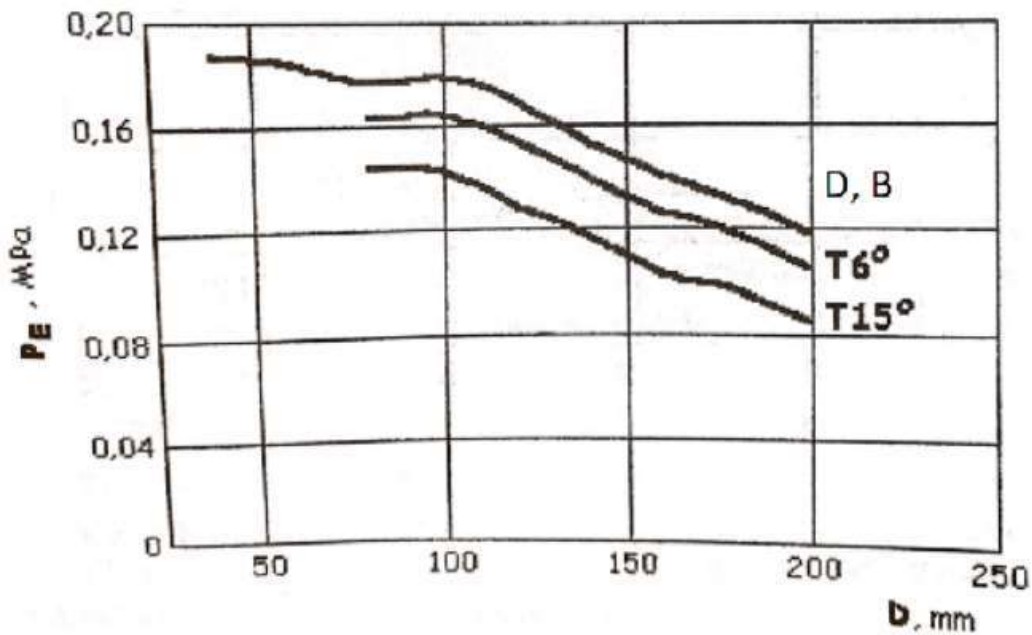


Fig. 6.9. Presiunea medie elastică a segmentului [1].

Pentru segmentul calculat presiunea medie elastică este :

$$p_E := 0.175 \text{ MPa}$$

În general în construcția motoarelor cu ardere internă de autovehicule rutiere se utilizează segmentii de presiune variabilă. Există câteva tipuri posibile de distribuție a presiunii elastice a segmentului în jurul axei cilindrului, figura 23. Se poate observa că presiunea maximă exercitată de segment apare în dreptul rostului de dilatare.[5]

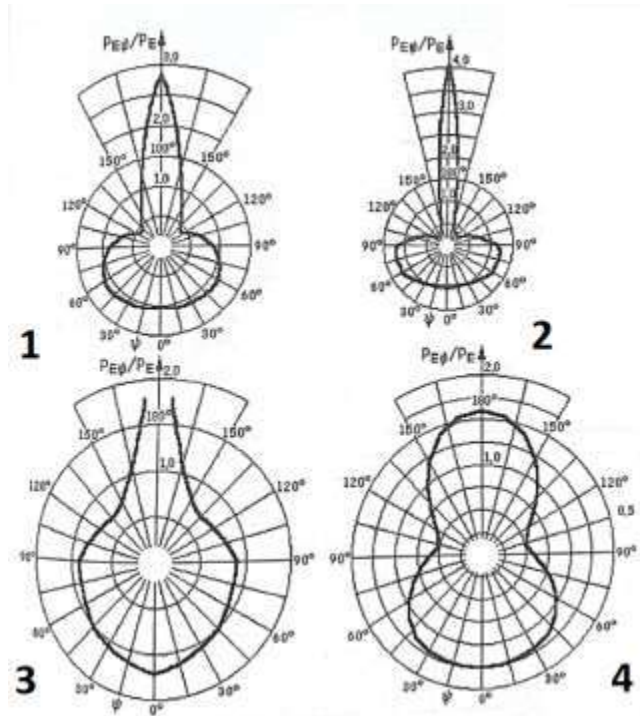


Fig. 6.10. Tipuri de distribuție a presiunii elastice [1].

Pentru determinarea legii de distribuție de presiune a segmentului pe oglinda cilindrului se utilizează dezvoltarea în serii trigonometrice:[5]

$$p_\psi = p_E \left( 1 + \sum_{i=2}^{\infty} u_i \cos(i\psi) \right)$$

Unde:

- $p_E$  – presiunea medie elastică;

- $u_i$  – coeficientul de corecție al presiunii;
- $i\psi$  – unghiul actual de rotație în jurul axei cilindrului.

Valorile coeficienților  $u_i$  sunt prezentate în tabelul 6.2.

Tabelul 6.2. Valorile coeficienților  $u_i$  [5].

Distribuția	$U_i$						
	2	3	4	5	6	7	8
1	0.3092	-0.4355	0.2877	-0.1963	0.1412	-0.1087	0.097
2	0.205	-0.57	0.472	-0.322	0.279	-0.267	0.256
3	0.2549	-0.194	0.2341	-0.1846	0.1666	-0.1559	0.1589
4	0.42	-0.18	0	0	0	0	0

Distribuția	$U_i$			
	9	10	11	12
1	-0.0936	0.0797	-0.0711	0.01413
2	-0.214	0.187	-0.177	0.094
3	-0.1487	0.146	-0.1478	0.076
4	0	0	0	0

Tabelul 6.3. Constantele distribuțiilor de presiune [1]

Constanta	Tipul distribuției de presiune			
	A	B	C	D
$k_s$	1.742	1.771	1.779	1.8
C	0.196	0.209	0.149	0.1625

Se alege distribuția de presiune elastica D

$$k_s := 1.8 \quad C := 0.1625$$

$$\sigma_{\text{functionaremax\_se}} := \frac{p_E \cdot k_s}{2} \cdot \left[ 3 \cdot \left( \frac{D}{a_{se}} - 1 \right)^2 - 1 \right] = 319.792 \text{ MPa}$$

Pentru montajul segmentului in canalul sau exista 3 procedee posibile:

- desfacand segmentul cu doua forte care trag de capete;
- desfacand segmentul cu doua forte care trag de capete si doua forte care tin segmentul de exterior;
- desfacand segmentul cu doua momente aplicate capetelor.

Primele doua procedee au constanta  $k_m=1$ , al treilea procedeu are  $k_m=0.5$ .

$$k_m := 0.5$$

$$m := \frac{(3 - C) \cdot \pi \cdot \frac{D}{2} \cdot h_{se} \cdot \left( \frac{D - a_{se}}{2} \right)^3 \cdot p_E}{E_s \cdot \frac{h_{se} \cdot a_{se}^3}{12}} = 8.356 \text{ mm}$$

m este distanta dintre capetele segmentului inainte de montaj

$$\sigma_{\text{montajmax\_se}} := \frac{2 \cdot k_m \cdot E_s}{\left( \frac{D}{a_{se}} - 1 \right)^2} \cdot \left[ 1 - \frac{m}{\pi \cdot a_{se} \cdot (3 - C)} \right] = 203.069 \text{ MPa}$$

Valoarea admisibila este de 500 MPa

Calculul pentru segmentul de ungere:

Presiunea medie elastica a segmentului de ungere se calculeaza aproximativ  $p_E \cdot 2$

$$p_{Eu} := 2 \cdot p_E = 0.35 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{functionaremax\_su}} := \frac{p_{Eu} \cdot k_s}{2} \cdot \left[ 3 \cdot \left( \frac{D}{a_{su}} - 1 \right)^2 - 1 \right] = 463.812 \text{ MPa}$$

$$m_u := \frac{(3 - C) \cdot \pi \cdot \frac{D}{2} \cdot h_{su} \cdot \left(\frac{D - a_{su}}{2}\right)^3 \cdot P_{Eu}}{E_s \cdot \frac{h_{su} \cdot a_{su}^3}{12}} = 10.324 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\text{montajmax\_su}} := \frac{2 \cdot k_m \cdot E_s}{\left(\frac{D}{a_{su}} - 1\right)^2} \cdot \left[1 - \frac{m}{\pi \cdot a_{su} \cdot (3 - C)}\right] = 298.151 \text{ MPa}$$

### Distribuția presiunii pe oglinda cilindrului

Deoarece presiunea pe care o exercită segmentul pe oglinda cilindrului este variabilă este de interes determinarea variației acesteia în funcție de unghiul  $\psi$  de rotație în jurul axei cilindrului. Variația presiunii elastice este descrisă de 4 legi posibile, definite prin parametri din tabelul de mai jos. Variația presiunii este utilă pentru determinarea ulterioară a formei libere nemontate a segmentului, folosită în special în construcția segmentelor. Evoluția presiunii elastice pe  $\psi$  raportată la  $p_e$  este descrisă în tabelul următor, pentru cele patru tipuri posibile de legi de distribuție, pentru 180 grade în jurul axei cilindrului.[5]

Tabelul 6.4. Mărimi de intrare necesare calculului presiunii.[1]

Distrib		A	B	C	D
$\psi$	0°	1,024	0,942	1,206	1,240
	15°	1,084	0,934	1,159	1,236
	30°	1,078	1,004	1,080	1,210
	45°	1,149	1,106	1,006	1,127
	60°	1,110	1,215	0,944	0,970
	75°	1,058	1,244	0,910	0,764
	90°	0,869	1,151	0,902	0,580
	105°	0,707	0,753	0,825	0,509
	120°	0,427	0,411	0,747	0,610
	135°	0,441	0,274	0,692	0,873
	150°	0,672	0,290	0,746	1,210
	165°	1,476	1,125	0,953	1,491
	180°	2,834	4,044	2,868	1,600



$\rho E$	0.175	
$\psi$	$\rho E \psi / \rho E$	$\rho E \psi$
180	1.6	0.28
165	1.491	0.260925
150	1.21	0.21175
135	0.873	0.152775
120	0.61	0.10675
105	0.509	0.089075
90	0.58	0.1015
75	0.764	0.1337
60	0.97	0.16975
45	1.127	0.197225
30	1.21	0.21175
15	1.236	0.2163
0	1.24	0.217
15	1.236	0.2163
30	1.21	0.21175
45	1.127	0.197225
60	0.97	0.16975
75	0.764	0.1337
90	0.58	0.1015
105	0.509	0.089075
120	0.61	0.10675
135	0.873	0.152775
150	1.21	0.21175
165	1.491	0.260925

Fig. 6.11. Exemplu de calcul al distribuției de presiune.

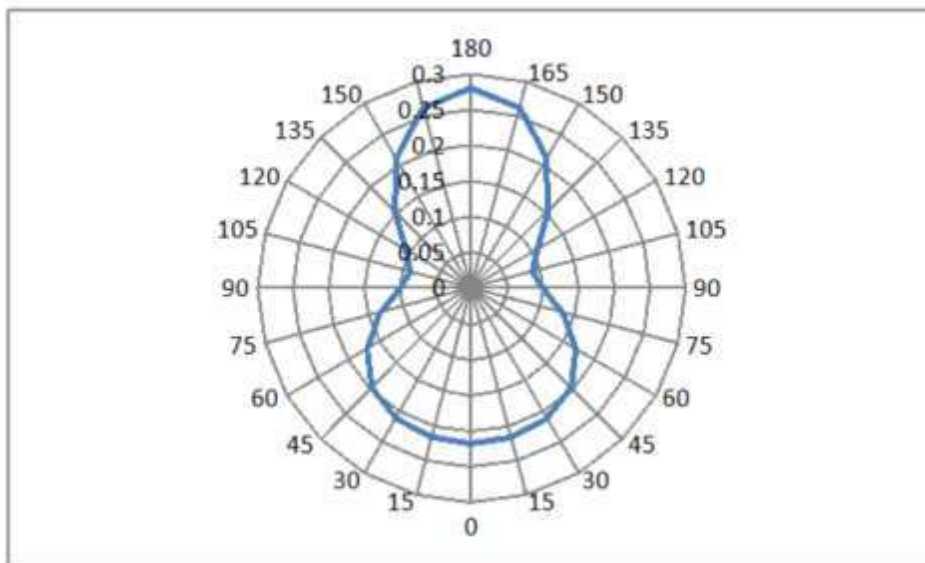


Fig. 6.12. Graficul distribuției de presiune.

Se poate observa că cea mai mare presiune se obține în zona rostului de dilatare urmată ca valoare în partea opusă rostului și mininul se obține la 90 de grade defazat față de rostul de dilatare.

Forma liberă a segmentului

Pentru a determina forma liberă a segmentului se utilizează coeficienții caracteristici legii de distribuție din următorul tabel și relațiile de calcul pentru raza liberă și unghiul la care se obține aceasta. Relațiile de calcul ale razei libere și unghiului sunt următoarele:

$$\rho_{\text{libera}} = \frac{m}{(3 - C) \cdot \pi} \cdot Y$$

$$\epsilon_{\text{libera}} = \frac{m}{(3 - C) \cdot \pi \cdot \frac{D - a_{se}}{2}} \cdot Z$$

Y și Z se aleg din următorul tabel.

Tabelul 6.5. Parametrii Y și Z.[1]

φ	distrib							
	A		B		C		D	
	Y	Z	Y	Z	Y	Z	Y	Z
0	1,0350	-0,0004	1,0238	-0,0007	1,0287	-0,0004	1,0467	0,0000
10	1,1050	0,1757	1,0927	0,1754	1,1029	0,1746	1,1196	0,1760
20	1,1748	0,3476	1,1614	0,3474	1,1770	0,3451	1,1922	0,3476
30	1,2443	0,5112	1,2298	0,5112	1,2509	0,5069	1,2644	0,5107
40	1,3135	0,6631	1,2981	0,6634	1,3246	0,6564	1,3364	0,6616
50	1,3826	0,8005	1,3663	0,8014	1,3983	0,7907	1,4080	0,7974
60	1,4514	0,9216	1,4343	0,9232	1,4718	0,9077	1,4794	0,9164
70	1,5201	1,0256	1,5021	1,0281	1,5453	1,0068	1,5505	1,0175
80	1,5886	1,1128	1,5700	1,1155	1,6186	1,0883	1,6213	1,1013
90	1,6571	1,1848	1,6378	1,1899	1,6919	1,1539	1,6919	1,1694
100	1,7255	1,2445	1,7056	1,2510	1,7651	1,2065	1,7624	1,2247
110	1,7938	1,2956	1,7735	1,3037	1,8383	1,2502	1,8326	1,2712
120	1,8622	1,3431	1,8414	1,3528	1,9115	1,2903	1,9028	1,3140
130	1,9306	1,3927	1,9096	1,4038	1,9847	1,3327	1,9728	1,3590
140	1,9991	1,4506	1,9778	1,4630	2,0579	1,3839	2,0427	1,4126
150	2,0677	1,5233	2,0463	1,5367	2,1312	1,4511	2,1125	1,4618
160	2,1364	1,6175	2,1150	1,6315	2,2044	1,5410	2,1823	1,5734
170	2,2053	1,7395	2,1839	1,7537	2,2777	1,6605	2,2522	1,6938
180	2,2743	1,8950	2,2530	1,9088	2,3511	1,8154	2,3220	1,8492



m	3.118								
C	1.8								
r	37.8								
$\psi$	Y	Z	p. libera	e. libera	R0	$\phi$	R0[mm]	Rmontat[mm]	
0	1.0467	0	0.8657	0	38.6657	180	38.6657	37.8	
10	1.1196	0.176	0.925993	5.502366	38.72599	170	38.72599	37.8	
20	1.1922	0.3476	0.986039	10.86717	38.78604	160	38.78604	37.8	
30	1.2644	0.5107	1.045754	15.96624	38.84575	150	38.84575	37.8	
40	1.3364	0.6616	1.105303	20.68389	38.9053	140	38.9053	37.8	
50	1.408	0.7974	1.164522	24.92947	38.96452	130	38.96452	37.8	
60	1.4794	0.9164	1.223575	28.64982	39.02358	120	39.02358	37.8	
70	1.5505	1.0175	1.28238	31.81055	39.08238	110	39.08238	37.8	
80	1.6213	1.1013	1.340937	34.43043	39.14094	100	39.14094	37.8	
90	1.6919	1.1694	1.399329	36.55947	39.19933	90	39.19933	37.8	
100	1.7624	1.2247	1.457637	38.28834	39.25764	80	39.25764	37.8	
110	1.8326	1.2712	1.515698	39.74209	39.3157	70	39.3157	37.8	
120	1.9028	1.314	1.573759	41.08016	39.37376	60	39.37376	37.8	
130	1.9728	1.359	1.631654	42.48702	39.43165	50	39.43165	37.8	
140	2.0427	1.4126	1.689466	44.16274	39.48947	40	39.48947	37.8	
150	2.1125	1.4818	1.747196	46.32617	39.5472	30	39.5472	37.8	
160	2.1823	1.5734	1.804926	49.1899	39.60493	20	39.60493	37.8	
170	2.2522	1.6938	1.862739	52.95402	39.66274	10	39.66274	37.8	
180	2.322	1.8492	1.920469	57.81236	39.72047	0			
170						10	39.66274	37.8	
160						20	39.60493	37.8	
150						30	39.5472	37.8	
140						40	39.48947	37.8	
130						50	39.43165	37.8	
120						60	39.37376	37.8	
110						70	39.3157	37.8	
100						80	39.25764	37.8	
90						90	39.19933	37.8	
80						100	39.14094	37.8	
70						110	39.08238	37.8	
60						120	39.02358	37.8	
50						130	38.96452	37.8	
40						140	38.9053	37.8	
30						150	38.84575	37.8	
20						160	38.78604	37.8	
10						170	38.72599	37.8	
0						180	38.6657	37.8	

Fig. 6.13. Exemplu de calcul al formei libere.

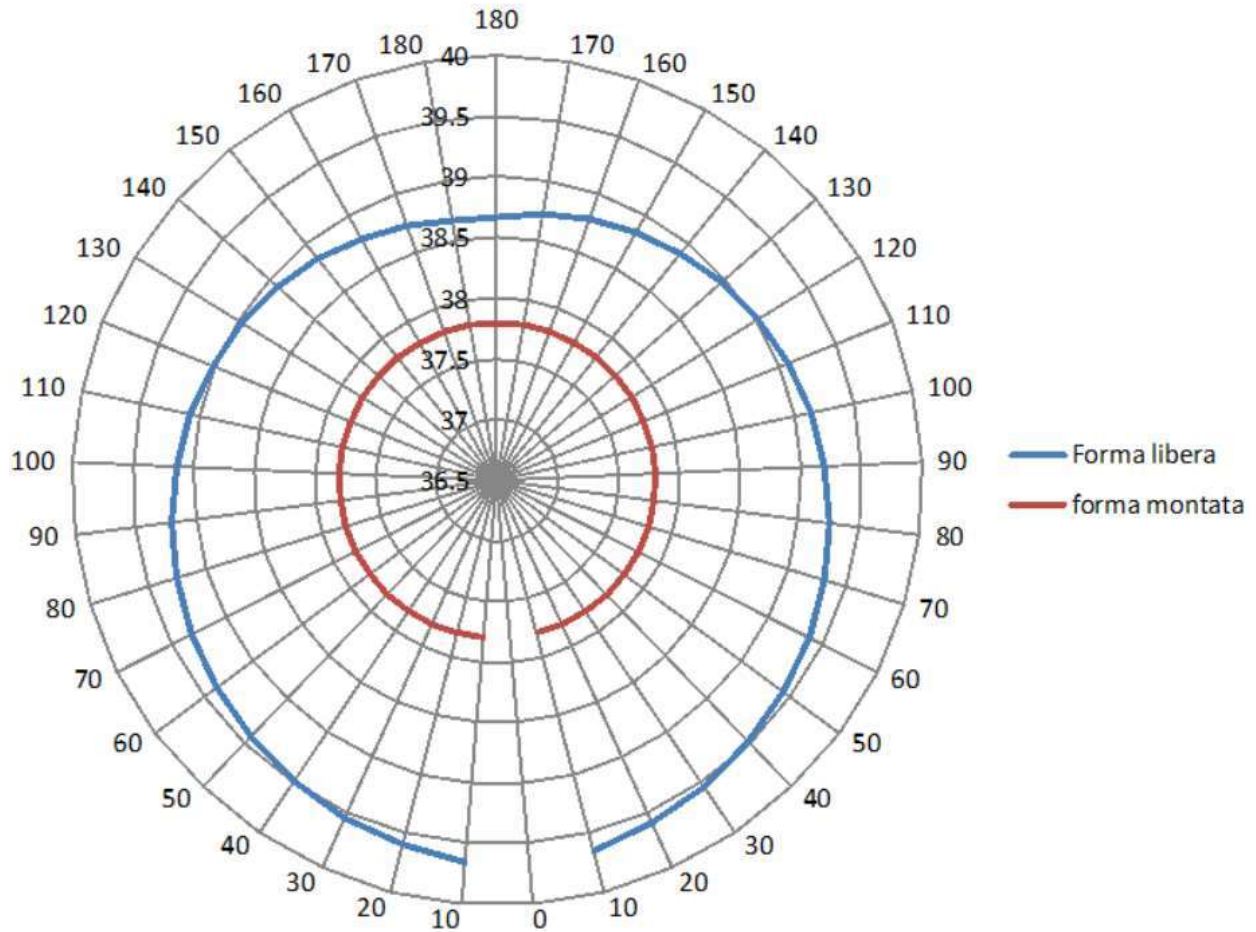


Fig. 6.14. Forma libera a segmentului.

Determinarea rostului de dilatare la montaj:

Pentru determinarea rostului sunt necesari umatorii parametri:

$s = 0.15$       rostul de dilatare la cald

$T_{cil} := 120$       grdCelsius    110 - 120 grdC

$$T_s := 260 \quad \text{grdCelsius} \quad 225 - 270 \text{ grd C}$$

$$\alpha_{\text{cil}} := 11 \cdot 10^{-6} \quad \frac{1}{\text{K}} \quad \text{coeficientul de dilatare termica liniara a materialului cilindrului}$$

Tabelul 6.6. Coeficienții de dilatare ai materialului.

$\alpha_{\text{cil}} [1/\text{K}]$	fonta sau otel	$(10.5-12) \cdot 10^{-6}$
	aliaj aluminiu	$(17-22) \cdot 10^{-6}$
$\alpha_{\text{seg}} [1/\text{K}]$	fonta sau otel	$(10.5-13.2) \cdot 10^{-6}$

$$\alpha_s := 11 \cdot 10^{-6} \quad \frac{1}{\text{K}} \quad \text{coeficientul de dilatare termica liniara a materialului segmentului}$$

$$s_{\text{seg}} := \frac{s + \pi \cdot D \cdot [\alpha_s \cdot [(T_s + 273) - T_0] - \alpha_{\text{cil}} \cdot [(T_{\text{cil}} + 273) - T_0]]}{1 + \alpha_s \cdot [(T_s + 273) - T_0]} = 0.54 \text{ mm}$$

## Capitolul VII. Calculul Pistonului

Pistonul este piesa componentă a mecanismului motor care îndeplinește următoarele funcții:[5]

- Asigură variația de volum în interiorul cilindrului;
- Asigură evoluția fluidului motor în cilindru;
- Preia forțele determinate de bielă și le transmite suprafeței cilindrului;
- Asigură etanșarea camerei de ardere cu ajutorul segmentilor;
- Asigură etanșeitatea cilindrului;
- Asigură reglarea cantității de ulei pe oglinda cilindrilor cu ajutorul segmentilor;
- Contribuie la evacuarea căldurii rezultate în timpul arderii.

Părțile componente ale pistonului sunt: [5]

- Capul pistonului – cuprinde parțial sau total camera de ardere sau este profilat pentru a asigura o anumită mișcare a gazelor în cilindru, în funcție de tipul motorului, capul pistonului fiind mereu în contact cu gazele de ardere;
- Regiunea port-segmenți – reprezintă partea pistonului unde sunt executate canalele în care se montează segmenții;
- Mantaua pistonului – are rolul de a transmite cilindrului forța normală și ajută la ghidarea pistonului în cilindru;
- Umerii pistonului – sunt reprezentați de bosajele în care sunt executate locașurile pentru montarea bolțului ca element de legătură între piston și bielă și nervurile dintre aceste bosaje și capul pistonului.

Materialele pentru pistoane trebuie să aibă rezistența ridicată la temperatură și sarcini variabile, densitate mică pentru a rezulta o masă mică a pistonului, conductibilitate termică bună, coeficient de dilatare redus și prelucrabilitate ușoară. Materialul care satisface aceste cerințe este aliajul de aluminiu cu siliciu sau cupru (silumin sau duraluminiu) însă atunci când solicitările pistonului sunt mari, pentru motoare foarte încărcate se poate folosi și oțelul ca material. [1, 5]

Aliajele de tip silumin pot fi de trei feluri: hipoeutectice când procentul de siliciu este mai puțin de 11.7%, eutectice când procentul de siliciu este între 11.7...13.5% și hipereutectice când procentul de siliciu este între 13.5...25%. Creșterea procentului de siliciu din aliaj îmbunătățește caracteristicile mecanice și proprietățile anticorozive ale materialului.[5]

Aliajele de tip duraluminiu care au un conținut de cupru între 8...12% se utilizează pentru pistoane încărcate, în special la motoare supraalimentate. Cuprul din aliaj are rolul de a crește proprietățile mecanice și de a mări conductibilitatea termică a materialului.[5]

Tabelul 7.1. Materiale pentru construcția pistoanelor [1, 5].

Tipul aliajului		Eutectic		Hipereutectic			
Marca		AlSi12CuNiMg		AlSi18CuNiMg		AlSi21CuNiMg	AlSi25CuNiMg
Semifabricat		Turnat in cochilă si tratat termic	Matrițat și tratat termic	Turnat in cochilă si tratat termic	Matrițat și tratat termic	Turnat in cochilă si tratat termic	Matrițat și tratat termic
Compoziția chimică	Si	11...13		17...19		20...22	23...26
	Cu	0.8...1.5		0.8...1.5		1.4...1.8	0.8...1.5
	Ni	0.8...1.3		0.8...1.3		1.4...1.6	0.8...1.3
	Mg	0.8...1.3		0.8...1.3		0.4...0.6	0.8...1.3
	Fe	<0.7		<0.7		<0.7	<0.7
	Ti	<0.2		<0.2		<0.2	<0.2
	Mn	<0.2		<0.2		0.4...0.6	<0.2
	Zn	<0.2		<0.2		<0.2	<0.2
	Co	0		0		<0.7	<0.5
	Al	restul		restul		restul	restul
Limita de curgere [N/mm <sup>2</sup> ]		190...230	280...340	170...200	220...260	170...200	170...200
Rezistența de rupere [N/mm <sup>2</sup> ]	20°C	200...250	300...370	180...220	230...300	180...220	180...220
	150°C	180...230	250...300	170...200	200...240	170...200	170...200



	200°C	170...200	200...280	140...180	160...200	140...170	140...170
	250°C	100...150	110...170	100...140	110...170	100...140	100...140
	300°C	70...80	60...70	70...80	60...90	90...100	70...80
Duritatea HB	20°C	90...125	90...125	90...125	90...125	90...125	90...125
	150°C	70...90	70...90	70...90	70...90	70...90	70...90
	200°C	50...55	60...70	50...55	60...70	50...57	52...58
	250°C	30...40	30...40	35...45	30...45	35...45	35...45
	300°C	21...23	18...20	24...28	18...23	26...28	26...28
Rezistența la oboseală [N/mm <sup>2</sup> ]	20°C	80...120	110...140	80...110	90...120	80...100	70...100
	200°C	70...90	80...100	65...85	70...90	65...85	60...80
Modul de elasticitate [N/mm <sup>2</sup> ]	20°C	75000		80000		86000	86000
	200°C	71000		77000		82000	79000
Densitatea [kg/dm <sup>3</sup> ]		2.7		2.68		2.68	2.65
Coeficient de dilatare termică liniară		(20.5...21.5)*10 <sup>-6</sup>		(18.5...19.5)*10 <sup>-6</sup>		(17.5...18.5)*10 <sup>-6</sup>	(17...18)*10 <sup>-6</sup>

Tabelul 7.2. Materiale pentru construcția pistoanelor [1, 5].

Tipul aliajului		Eutectic		Hipereutectic			Y	
Marca		Mahle 124- AlSi12CuNiMg		Mahle 138- AlSi18CuNiMg		Mahle 244- AlSi25CuNiMg	Mahle Y- AlCu4NiMg	
Semifabricat		Turnat in cochilă si tratată termic	Matrițat și tratată termic	Turnat in cochilă si tratată termic	Matrițat și tratată termic	Turnat in cochilă si tratată termic	Turnat in cochilă si tratată termic	Matrițat și tratată termic
Compoziția chimică	Si	11...13		11...13		23...26	0.5	
	Cu	0.8...1.5		0.8...1.5		0.8...1.5	3.5...4.5	
	Mg	0.8...1.3		0.8...1.3		0.8...1.3	1.25...1.75	
	Ni	1.3		1.3		1.3	1.75...2.25	
	Fe	0.7		0.7		0.7	0.8	
	Ti	0.2		0.2		0.2	0.2	
	Mn	0.3		0.3		0.2	0.2	
	Zn	0.3		0.3		0.2	0.2	
	Cr	0		0		0.8	0	
Al	restul		restul		restul	90...93		
Limita de curgere [N/mm <sup>2</sup> ]		185...225	275...335	165...195	215...255	165...195	145...175	275...315
Rezistența de rupere [N/mm <sup>2</sup> ]	20°C	195...245	295...360	175...215	225...295	165...206	225...275	345...410
	150°C	175...225	245...295	165...205	205...255	155...195	215...255	295...365
	250°C	100...145	110...165	100...135	100...155	100...136	156...195	145...255
Duritatea HB	20°C	90...125	90...125	90...125	90...125	90...125	90...125	90...125

Rezistența la oboseală [N/mm <sup>2</sup> ]	20°C	80...115	110...135	80...110	90...115	70...100		
	150°C	70...100	90...115	60...90	70...110	50...80		
	200°C	50...70	60...70	40...60	50...70	40...60		
Modul de elasticitate [N/mm <sup>2</sup> ]	20°C	78500	79400	81400	82400	88200	76500	77500
	250°C	71600	72600	73500	74500	79400	68600	69600
Densitatea [kg/dm <sup>3</sup> ]		2.7		2.68		2.65	2.8	
Coefficient de dilatare termică liniară [1/K]		(20.5...21.5)*10 <sup>-6</sup>		(18.5...19.5)*10 <sup>-6</sup>		(17...18)*10 <sup>-6</sup>	(23...24)*10 <sup>-6</sup>	

Pistonul se dimensionează în raport cu soluțiile constructiv-funcțional alese, pe baza datelor statistice. Este necesar să se cunoască datele de la predimensionarea segmentelor și bolțului pentru dimensiunile umerilor pistonului și a canalelor de segmente.

Principalele dimensiuni ale pistonului sunt prezentate în figura 7.1.

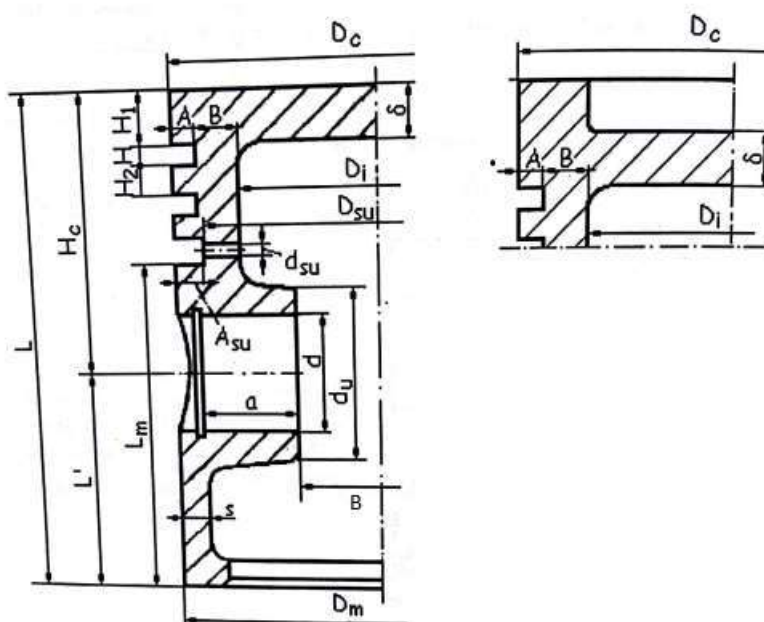


Fig. 7.1. Principalele dimensiuni ale pistonului [1, 5].

Tabelul 7.3. Principalele dimensiuni ale pistonului [1,5].

Dimensiunea		MAS	MAC	
Alezajul	D[mm]	65...100	90...180	180...355
Lungimea pistonului	L/D	0.8...1.1	0.8...1.5	1.2...1.8

Înălțimea de compresie	Hc/D	0.5...0.7	0.55...0.85	0.7...1
Diametrul bolțului	d/D	0.25...0.3	0.32...0.42	0.37...0.42
Poziția primului segment	H1/D	0.06...0.12	0.1...0.18	0.15...0.22
Distanța dintre primul și al doilea segment	H2/D	0.035...0.045	0.045...0.055	0.045...0.055
Înălțimea canalului primului segment	H[mm]	1.5...2.5	1.5...3.5	4...6
Lungimea mantalei	Lm/D	0.5...0.8	0.5...1	0.8...1.2
Distanța dintre umeri	B/D	0.3...0.4	0.32...0.42	0.36...0.42
Grosimea capului pistonului	δ/D	0.08...0.1	0.14...0.17	0.15...0.2

Diametrele pistonului se determină având în vedere că jocul diametral la cald  $\Delta'$  reprezintă diferența dintre diametrele cilindrului și pistonului. Dacă  $D_p$  este diametrul pistonului la rece, într-un plan transversal cu temperatura de funcționare  $T_p$  rezultă:

$$\alpha_{cil} = 1.1 \times 10^{-5} \frac{1}{K} \quad T_{cil} = 120 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_p = 21 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K} \quad T_p = 550 \text{ } K$$

Stabilirea temperaturilor pistonului se face după schema:

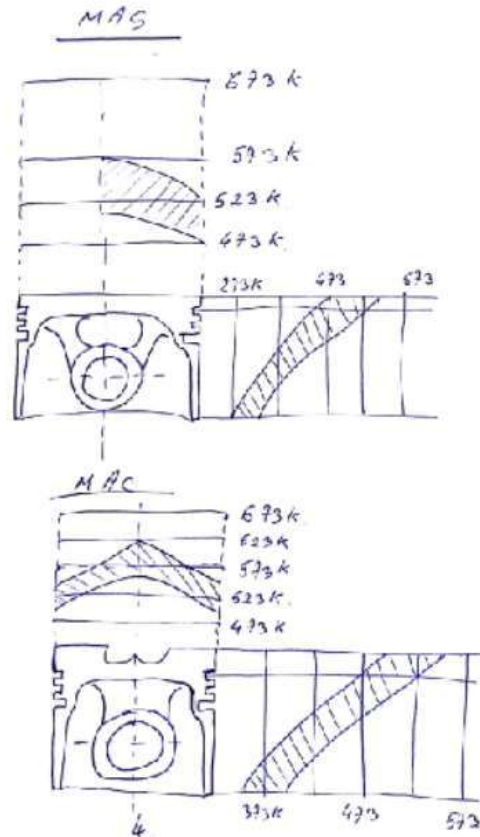


Fig. 7.1. Determinarea temperaturilor pistonului

Calculul diametrului capului pistonului:

$$\Delta'_{cp} := 0.0025 \cdot D = 0.203 \text{ mm} \quad \text{poate fi intre } (0.002-0.004) \cdot D \text{ la MAS si MAC}$$

$$D_{cp} := \frac{D \cdot [1 + \alpha_{cil} \cdot [(T_{cil} + 273) - (T_0)]] - \Delta'_{cp}}{1 + \alpha_p \cdot (T_p - T_0)} = 80.522 \text{ mm}$$

Calculul diametrului mantalei pistonului: +

$$T_m := 300 \text{ K} \quad \Delta'_m := 0.001 \cdot D = 0.081 \text{ mm} \quad \text{poate fi intre } (0.0003-0.0013) \cdot D$$

$$D_{mp} := \frac{D \cdot [1 + \alpha_{cil} \cdot [(T_{cil} + 273) - (T_0)]] - \Delta'_{cp}}{1 + \alpha_p \cdot (T_m - T_0)} = 80.945 \text{ mm}$$

Lungimea pistonului:  $L_p := 0.8 \cdot D = 64.853 \text{ mm}$

Inaltimea de compresie:  $H_c := 0.45 \cdot D = 36.48 \text{ mm}$

Diametrul boltului:  $d = 21.645 \text{ mm}$

Pozitia primului segment:  $H_1 := 0.08 \cdot D = 6.485 \text{ mm}$

Distanta dintre primul si al doilea segment:

$$H_2 := 0.04 \cdot D = 3.243 \text{ mm}$$

Inaltimea canalului primului segment:  $H := h_{se} + 0.05 = 1.7 \text{ mm}$

Grosimea capului pistonului:  $\delta := 0.105 \cdot D = 8.512 \text{ mm}$

Distanta dintre umeri:  $B := b + 2 \cdot j = 31.973 \text{ mm}$

Diametrul umerilor:  $d_u := 1.77 \cdot d = 38.311 \text{ mm}$

Grosimea radiala a canalului segmentului de etansare:  $A_{se} := a_{se} + 0.1 = 3.1 \text{ mm}$

Inaltimea canalului segmentului de ungere:  $H_{su} := h_{su} + 0.05 = 3.05 \text{ mm}$

Inaltimea mantalei pistonului:  $L_m := L_p - H_1 - 2 \cdot H - 2 \cdot H_2 - H_{su} = 45.432 \text{ mm}$

Grosimea radiala a canalului segmentului de ungere:  $A_{su} := a_{su} + 0.25 = 3.75 \text{ mm}$

coef := 0.11 poate fi intre (0.05-0.2)\*D

Diametrul interior al pistonului:  $D_i := D - 2 \cdot A_{se} - 2 \cdot \text{coef} \cdot D = 57.031 \text{ mm}$



## 7.1. Verificarea solicitărilor pistonului

Capul pistonului se verifică la solicitări mecanice, termice și rezultante, asimilându-l cu o placă circulară încastrată pe contur, care are grosimea radială  $\delta$  și diametrul  $D_i$  al suprafeței interioare a regiunii port segmenti. Pentru solicitările mecanice se consideră că placa este încărcată cu o sarcină uniform distribuită, egală cu presiunea maximă a gazelor din cilindru,  $p_{\max}$ . Eforturile unitare radiale și tangențiale la margine se calculează cu relațiile: [5]

$$p_{\max} := p_z \cdot 10^{-6} = 11.16 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{r\_marsup} := \frac{3 \cdot p_{\max} \cdot D_i^2}{16 \cdot \delta^2} = 93.938 \quad \text{MPa}$$

$$\mu_p := 0.33$$

$$\sigma_{t\_marsup} := \mu_p \cdot \sigma_{r\_marsup} = 31 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{r\_marinf} := \frac{-3 \cdot p_{\max} \cdot D_i^2}{16 \cdot \delta^2} = -93.938 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{t\_marinf} := \mu_p \cdot \sigma_{r\_marinf} = -31 \quad \text{MPa}$$

Tensiunile din centru se calculeaza cu relatiile:

$$\sigma_{r\_csup} := \frac{-3 \cdot (1 + \mu_p) p_{max} \cdot D_i^2}{32 \cdot \delta^2} = -62.469 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{r\_cinf} := \frac{3 \cdot (1 + \mu_p) p_{max} \cdot D_i^2}{32 \cdot \delta^2} = 62.469 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t\_csup} := \sigma_{r\_csup} = -62.469 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t\_cinf} := \sigma_{r\_cinf} = 62.469 \text{ MPa}$$

Solicitarile termice pot fi calculate presupunand ca grosimea  $\delta$  este mica fata de raza placii  $R_i$ , astfel incat sa se neglijeze variatia axiala a temperaturii.

Fluxul de caldura pe directie radiala este:

$$T_{centru} := T_p = 550 \text{ K}$$

$$T_{margine} := 520 \text{ K} \quad +$$

$$\lambda_{mat} := 150$$

$$q_{rad} := \frac{4 \cdot (T_{centru} - T_{margine}) \cdot \delta \cdot \lambda_{mat} \cdot 10^{-3}}{\left(\frac{D_i}{2}\right)^2} = 0.188 \frac{\text{W}}{\text{mm}^2}$$

Fluxul de caldura pe directie axiala este:

$$q_{ax} := 0.25 \cdot q_{rad} = 0.047$$

$$E_p := 0.69 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$p := \frac{\alpha_p \cdot E_p}{2 \cdot \left[ 1 - \mu_p + \frac{\delta}{\frac{D}{2} - \frac{D_i}{2} + \delta} \cdot \left[ \frac{\frac{D^2}{4} + \left(\frac{D_i}{2}\right)^2}{\frac{D^2}{4} - \left(\frac{D_i}{2}\right)^2} + \mu_p \right] \right]} \cdot \left[ \frac{10^3 q_{rad} \left(\frac{D_i}{2}\right)^2}{4 \cdot \delta \cdot \lambda_{mat}} \right] = 10.685 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{r\_mar} := -p = -10.685 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{t\_mar} := -\sigma'_{r\_mar} \cdot \left[ \mu_p - \frac{\delta}{\frac{D}{2} - \frac{D_i}{2} + \delta} \cdot \left[ \frac{\frac{D^2}{4} + \left(\frac{D_i}{2}\right)^2}{\frac{D^2}{4} - \left(\frac{D_i}{2}\right)^2} + \mu_p \right] \right] = -11.05 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{r\_centru} := \frac{-p}{2} \cdot \left[ 3 - \left[ \mu_p - \frac{\delta}{\frac{D}{2} - \frac{D_i}{2} + \delta} \cdot \left[ \frac{\frac{D^2}{4} + \left(\frac{D_i}{2}\right)^2}{\frac{D^2}{4} - \left(\frac{D_i}{2}\right)^2} + \mu_p \right] \right] \right] = -21.553 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{t\_centru} := \sigma'_{r\_centru} = -21.553 \text{ MPa}$$

Tensiunea circumferentiala in fibra este:

$$\Delta T := \frac{q_{ax} \cdot \delta}{\lambda_{mat} 10^{-3}} = 2.673 \quad \text{K}$$

$$\sigma_z := \frac{\alpha_p \cdot E_p}{2 \cdot (1 - \mu_p)} \cdot \Delta T = 2.89 \quad \text{MPa}$$

+

Solicitari rezultante obtinute prin insumarea solicitarilor termice cu cele mecanice:

La margine:

$$\sigma_{rez\_r\_marsup} := \sigma_{r\_marsup} + \sigma'_{r\_mar} - \sigma_z = 80.362 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{rez\_r\_marinf} := \sigma_{r\_marinf} + \sigma'_{r\_mar} + \sigma_z = -101.733 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{rez\_t\_marsup} := \sigma_{t\_marsup} + \sigma'_{t\_mar} - \sigma_z = 17.06 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{rez\_t\_marinf} := \sigma_{t\_marinf} + \sigma'_{t\_mar} - \sigma_z = -44.94 \quad \text{MPa}$$

La centru:

$$\sigma_{rez\_r\_csup} := \sigma_{r\_csup} + \sigma'_{r\_centru} - \sigma_z = -86.912 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{rez\_r\_cinf} := \sigma_{r\_cinf} + \sigma'_{r\_centru} + \sigma_z = 43.807 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{rez\_t\_csup} := \sigma_{t\_csup} + \sigma'_{t\_centru} - \sigma_z = -86.912 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{rez\_t\_cinf} := \sigma_{t\_cinf} + \sigma'_{t\_centru} + \sigma_z = 43.807 \quad \text{MPa}$$

## Verificarea regiunii port segmenti

Calculul de verificare se face in regiunea slabita din canalul de ungere

$$D_{su} := D - 2 \cdot A_{su} = 73.566 \quad \text{mm}$$

$$\nu := 6 \quad \text{Numarul de orificii de ungere}$$

$$\delta_u := 1.5 \quad \text{mm} \quad \text{Dimensiunea orificiului de ungere}$$

$$\Omega_{su} := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{su}^2 - D_i^2) - \nu \cdot \delta_u \cdot \frac{(D_{su} - D_i)}{2} = 1.622 \times 10^3 \quad \text{mm}^2$$

$$\text{Efortul la compresiune este: } \sigma_{compr} := \frac{\pi \cdot D^2 \cdot p_{max}}{4 \cdot \Omega_{su}} = 35.523 \quad \text{MPa}$$

Limita admisibila este 40 MPa

Verificarea la intindere:

$$\sigma_{int} := \frac{m_p \cdot \frac{S}{2} \cdot \left( \frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 (1 + \Lambda)}{10^3 \cdot \Omega_{su}} = 4.598 \quad \text{MPa}$$

Verificarea presiunii maxime pe manta

Din calculul dinamic se cunoaste amplitudinea fortei normale N si rezulta Nmax:

$$N_{max} := 3115.4 \quad \text{N}$$

$$p_{mantamax} := \frac{N_{max}}{L_m \cdot D} = 0.846 \quad \text{MPa}$$



Verificarea efortului la forfecare pentru umeri

$$\tau_u := \frac{0.5 \cdot p_{\max} \cdot D_{cp}^2}{d_u^2 - d^2} = 36.207 \text{ MPa}$$

## Capitolul VIII. Calculul bielei

Biela este partea componentă a mecanismului motor care transmite forța de presiune a gazelor de la piston la arborele cotit și are rolul de a permite transformarea mișcării alternative de translație a pistonului în mișcare de rotație a arborelui cotit.

### VII.1. Construcția bielei

Biela este compusă din trei părți:

- piciorul bielei (care se articulează cu bolțul)
- capul bielei (care se articulează cu fusul maneton al arborelui cotit)
- corpul bielei (partea centrală a acesteia)

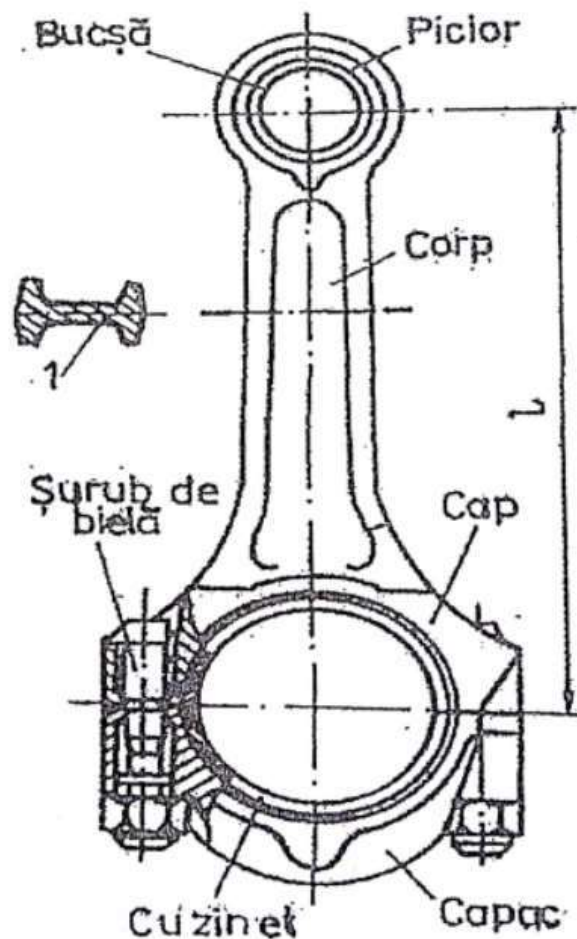


Fig. 8.1 Construcția bielei.

Construcția piciorului bielei variază în funcție de metoda de asamblare a bolțului, care poate să fie fix în piciorul bielei sau flotant. În cazul bolțului flotant, piciorul bielei are o bușă presată, confecționată dintr-un aliaj al bronzului, dacă presiunea dintre bolț și bușă atinge valori ridicate atunci bușă se montează flotant. Pentru cazurile în care se dorește ungerea bolțului sub presiune se adoptă soluția de corp de bielă cu orificiu interior.



Fig. 8.2. Exemplu de biela.

Construcția corpului bielei este condiționată de rezistența la solicitarea de flambaj, acesta construindu-se uzual cu secțiunea transversală în formă de dublu T sau I. Tălpile profilului sunt paralele cu planul de încastrare.



Fig. 8.3. Exemplu de biela cu secțiunea corpului in I.

Capul bielei trebuie să aibă o rigiditate mare astfel încât să nu afecteze funcționarea normală a cuzinetului, de asemenea masa capului bielei trebuie să fie mică astfel încât să dezvolte forțe de inerție mici, dimensiunile acestuia trebuie să fie reduse astfel încât să se poată face demontarea ansamblului piston-bolț-bielă prin partea superioară a cilindrului. În cazul în care diametrul exterior necesar al capului bielei este mai mare decât alezajul cilindrului atunci capul bielei se secționează la 45 de grade. Racordarea dintre capul bielei și corpul acesteia trebuie să fie largă pentru a elimina concentrarea tensiunilor. Pentru motoarele cu cilindri în V care au două biele alăturate pe același fus maneton capul bielei se construiește mai îngust pentru a reduce lungimea totală a fusului maneton. În ceea ce privește semi-cuzineții de bielă, aceștia sunt alcătuiți din două piese semicilindrice și se construiesc din bandă de oțel cu conținut redus de carbon cu grosimi cuprinse între 0.9...3 mm, pe suprafața interioară având aplicat un strat sau mai multe de material cu proprietăți antifricțiune. Cuzinetul se aplică pe suprafața interioară a capului bielei cu strângere (0.04...0.08 mm) pentru a asigura un contact bun, benefic și pentru transferul de căldură din lagăr. [5]

## VIII.2. Materiale pentru bielă

Pentru motoarele cu ardere internă de autovehicule rutiere biețele se confecționează în general din oțel carbon de calitate și din oțel aliat. Principalele elemente de aliere ale oțelului sunt Cr, Mn, Mo, Ni, V, Ti. Există și cazuri de motoare ușor încărcate pentru care biețele pot fi construite din duraluminiu. Motoarele ce echipează autovehicule de competiție pot avea biele fabricate din aliaje pe baza de titan sau materiale compozite. Șuruburile de bielă sunt fabricate din oțeluri aliate pentru îmbunătățire cu rezistență înaltă iar bușele din piciorul bielei se fabrică din aliaje ale bronzului. [1,5]

Tabelul 8.1. Oțeluri pentru biele [5, 6, 7,8].

Tipul	Denumire	Compoziția chimică [%]								Proprietăți mecanice	
		C	Mn	S	P	Cr	Ni	Mo	V	Limita de rupere [N/mm <sup>2</sup> ]	Limita de curgere [N/mm <sup>2</sup> ]
Oțel carbon de calitate	OLC 35	0.32...0.39	max 0.5...0.8	max 0.045	max 0.04	-	-	-	-	630...780	430
	OLC 45	0.42...0.5								710...860	490
Oțel aliat	33MoCr11	0.3...0.37	0.4...0.6	max 0.035	max 0.035	0.9...1.3	-	0.15...0.3	-	1000...	800
	41CrNi12	0.37...0.45				0.45...0.75	1.0...1.4	-	-	1200	850
	50VCr11	0.45...0.55	0.55...0.9			0.9...1.25	-	-	0.1... 0.25	1100... 1300	900
	34MoCrNi 15	0.3...0.38	0.4...0.7			1.4...1.7	1.4...1.7	0.15...0.3	-	1200... 1400	1000
	30MoCrNi 20	0.26...0.34	0.3...0.6			1.8...2.1	1.8...2.1	0.25...0.35	-	1250... 1450	1050
	AISI 4340 normalizat	0.38...0.43	0.6...0.8			max 0.04	max 0.035	0.7...0.9	1.7...2	0.2...0.3	-

### VIII.3. Predimensionarea bielei.

Predimensionarea piciorului bielei.

Diametrul exterior al piciorului bielei:  $d_e = (1.3 \dots 1.7)d$ , unde  $d$  – diametrul bolțului;

Grosimea bușei din piciorul bielei:  $h_b = (0.055 \dots 0.085)d$ ;

Diametrul interior al piciorului bielei:  $d_{ib} = d + 2h_b$ ;

Grosimea piciorului bielei:  $h_p = \frac{d_e - d_{ib}}{2}$ ;

Lățimea piciorului bielei:  $b = B - 2j$ ; unde  $B$  – distanța dintre umerii pistonului,  $j$  – jocul dintre umeri și bielă (1...2 mm);

În cazul în care la calculul bolțului presiunea de contact dintre acesta și piciorul bielei depășește limitele admisibile atunci se poate construi piciorul bielei de formă tronconică, așa cum este evidențiat în figura 8.4.

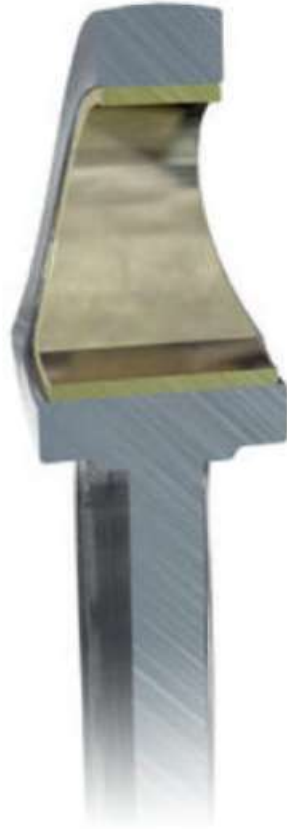


Fig. 8.4. Piciorul bielei tronconic.

Predimensionarea corpului bielei.

Înălțimea profilului I în zona piciorului bielei:  $H_p = (0.48 \dots 0.6)d_e$ ;

Înălțimea profilului în zona capului:  $H_c = (1.1 \dots 1.35)H_p$ ;

Înălțimea profilului în zona de mijloc a corpului:  $H_m = \frac{H_p + H_{cap}}{2}$ ;



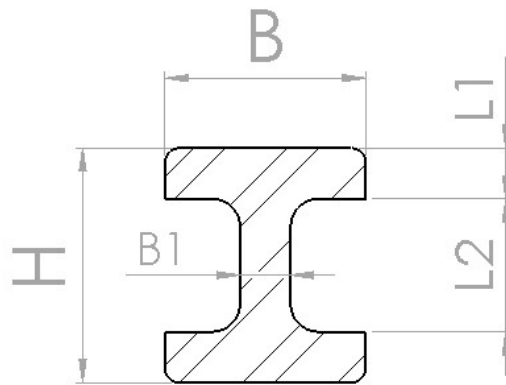


Fig. 8.5. Dimensiunile profilului I al corpului bielei.[5]

Grosimea profilului în zona superioară:  $L_1 = 0.167H_{cap}$ ;

Grosimea profilului în zona interioară:  $B_1 = L_1$ ;

Distanța dintre părțile superioare ale profilului:  $L_{2cap} = 0.667H_{cap}$ ;

$$L_{2p} = 0.667H_p;$$

$$L_{2m} = 0.667H_m;$$

Lățimea profilului I:  $B_i = 0.75H_m$ ;

Lungimea bielei:  $L = \frac{R}{\Lambda}$ , unde R – raza manivelei,  $\Lambda$  – gradul de compactitate (0.2...0.34);

Predimensionarea capului bielei.

Diametrul fusului maneton:  $d_m = (0.55 \dots 0.7)D$ ;

Grosimea semi-cuzinetului:  $h_{cuz} = (2 \dots 3)mm$ ;

Diametrul interior al capului bielei:  $d_{ci} = d_m + 2h_{cuz}$ ;

Distanța dintre picior și cap:  $L_y = L - \frac{d_{ib}}{2} - \frac{d_{ci}}{2}$ ;