

## OPTIMIZAREA DIMENSIUNILOR BIGLULUI CAPULUI HIDRAULIC AL INSTALATIEI DE FORAJ F – 8000 kN

Constantin Manea, Stefan Minoiu, Ion Florea  
Universitatea Petrol – Gaze Ploiesti

**Abstract.** The paperwork presents analysis of strain and stress status in swivel bail type CH 800 of drilling equipment F – 8000 kN, for different dimensions and constructive forms of this section.

Static calculation of bail was made according with API standards. Based on this analysis was choose optimal constructive alternative.

Capul hidraulic este un utilaj component al instalatiei de foraj, care are multiple functii în procesul de forare. Functiile principale ale capului hidraulic sunt : sustinerea garniturii prajinilor de foraj în timpul manevrarii acesteia si a operatiei de forare ; asigurarea rotirii garniturii si a sapei de foraj ; conducerea fluidului de foraj la talpa sondei.

Capul hidraulic se prinde în cârligul macaralei cu ajutorul biglului ( toartei ), care are un rol hotarâtor în buna functionare a instalatiei de foraj.

Lucrarea prezinta proiectarea optima a biglului capului hidraulic al instalatiei de foraj F – 8000 kN.

### 1. CALCULUL EFORTURILOR SI TENSIUNILOR ÎN BIGLUL CAPULUI HIDRAULIC

Biglul capului hidraulic F – 8000 kN are forma geometrica si dimensiunile aratate în figura 1.

Raza interioara a cârligului macaralei, în care este prins capul hidraulic, este practic egala cu raza interioara R (fig. 1) a portiunii curbe a biglului si deci acestea se vor afla în contact pe zona curba ECE', figura 2.

Biglul este actionat pe aceasta portiune de o forta distribuita (fig.2) a carei lege de variatie este data în lucrarea [ 1 ] si anume :

$$p(b) = \frac{\left(\frac{p}{2a}\right)^{-1}}{\frac{p}{2} \cdot \cos a} \cdot \frac{F}{r} \cdot \cos\left(\frac{p}{2a} b\right), \quad (1)$$

unde F este forta verticala maxima la cârligul instalatiei de foraj.

Toarta (biglul) se prinde de corpul capului hidraulic prin doua bolturi introduse în orificiile cilindrice dispuse în punctele A si B (fig. 2). Legaturile din A si B sunt considerate articulatii cilindrice.

Biglul încarcat cu sarcina distribuita, rezemat în punctele A si B formeaza un sistem plan, cu o axa de simetrie, o data static nedeterminat, forma de baza folosita pentru

rezolvarea sistemului este aratata în figura 2. Pentru determinarea necunoscutei  $X_1$ , care reprezinta momentul încovoietor din secțiunea C (fig. 2), se foloseste metoda generala a

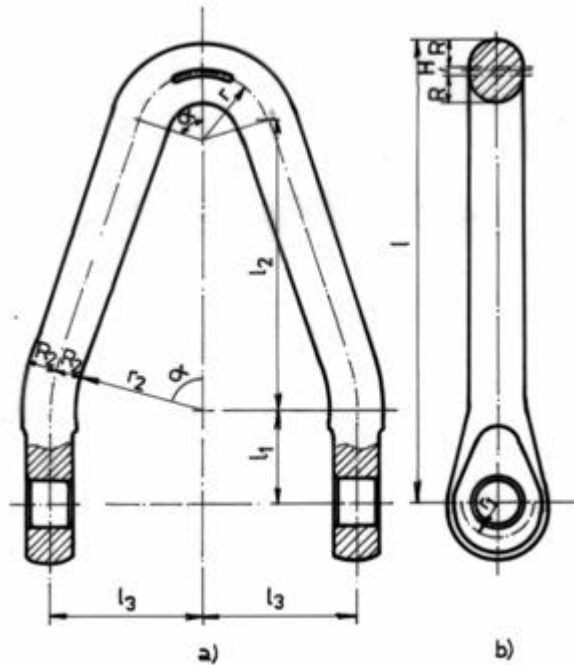


Fig. 1. Forma și dimensiunile biglului capului hidraulic.

eforturilor și este prezentata în lucrarea [1].

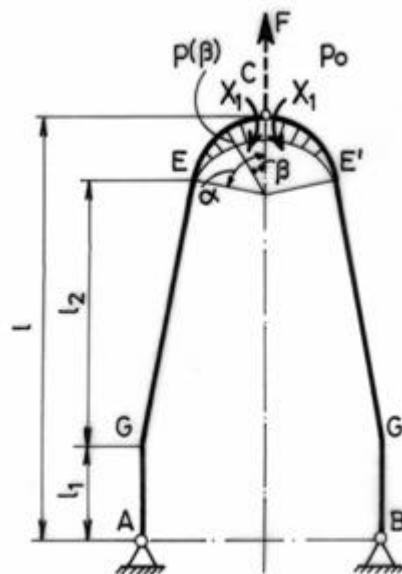


Fig. 2. Forma de baza folosita pentru calculul sistemului static nedeterminat

Eforturile sectionale pe sistemul real, în orice secțiune, au expresiile:

$$\begin{aligned} M &= M^0 + X_1 \cdot m_1; \\ N &= N^0 + X_1 \cdot n_1. \end{aligned} \quad (2)$$

Tensiunile normale în punctele secțiunii de coordonata  $y$ , figura 3a, se calculează conform lucrării [1] cu relațiile de mai jos :

- pentru porțiunile drepte :

$$s = \frac{N}{A} + \frac{M}{I} \cdot y \quad , \quad (3)$$

- pentru porțiunile de bară cu mare curbura :

$$s = \frac{N}{A} + \frac{M}{A \cdot r} + \frac{M}{I'} \cdot \frac{y \cdot r}{r + y} \quad . \quad (4)$$

și are graficul arătat în figura 3.b.

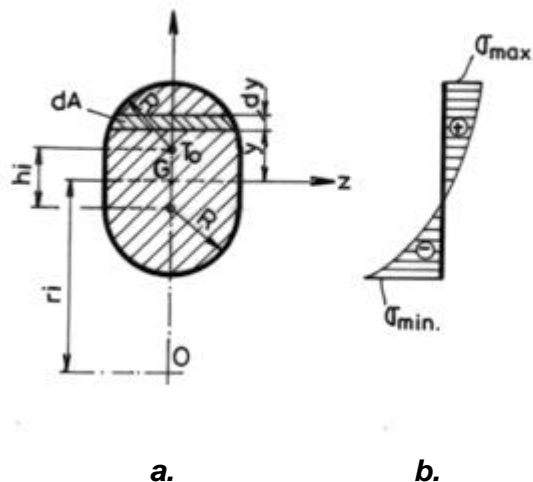


Fig.3. Secțiunea transversală a biglului în zona de bară curba.  
a) forma și dimensiunile secțiunii ; b) Variația tensiunii  $s$ .

## 2. CALCULUL TENSIUNILOR ÎN ZONA DE PRINDERE A BIGLULUI DE CORPUL CAPULUI HIDRAULIC

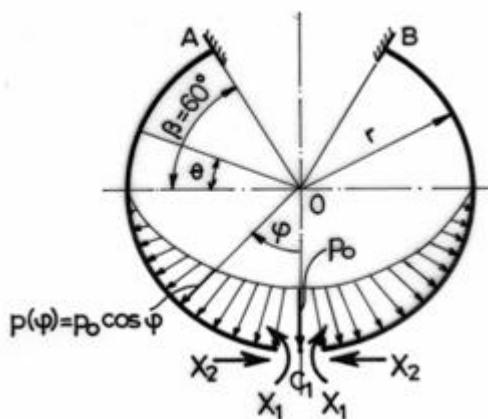
Zona biglului, de prindere prin bolturi în corpul capului hidraulic, se consideră o bară curba circulară dublu încastrată în porțiunea dreaptă cu secțiune plină (vezi fig.1).

Presiunea de contact cu boltul capului hidraulic, variază după legea următoare :

$$p(j) = \frac{F}{p \cdot r} \cdot \cos j \quad , \quad (5)$$

$$j \in \left[ -\frac{p}{2}; p \right] \quad .$$

Sistemul plan este de doua ori static nedeterminat. Forma de baza folosita, presiunea de contact care încarca bara curba si necunoscutele static nedeterminate sunt aratate în figura 4. Determinarea celor doua necunoscute  $X_1$  si  $X_2$  se face folosind metoda generala a eforturilor, data în lucrarea [1].



**Fig. 4. Forma de baza a ochiului de prindere a biglului în corpul capului hidraulic.**

Eforturile sectionale  $M$  si  $N$  pe sistemul real, într-o secțiune oarecare  $\varphi$ , au expresiile, lucrarea [1]:

$$\begin{aligned} M &= M^0 + X_1 \cdot m_1 + X_2 \cdot m_2, \\ N &= N^0 + X_1 \cdot n_1 + X_2 \cdot n_2. \end{aligned} \quad \{c\}$$

Tensiunile normale  $\sigma$  în punctele secțiunii de coordonata  $y$  se calculeaza cu formula:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M}{A \cdot r} + \frac{M}{I'} \cdot \frac{y \cdot r}{r + y} \quad \{7\}$$

si are diagrama data în figura 5.b.

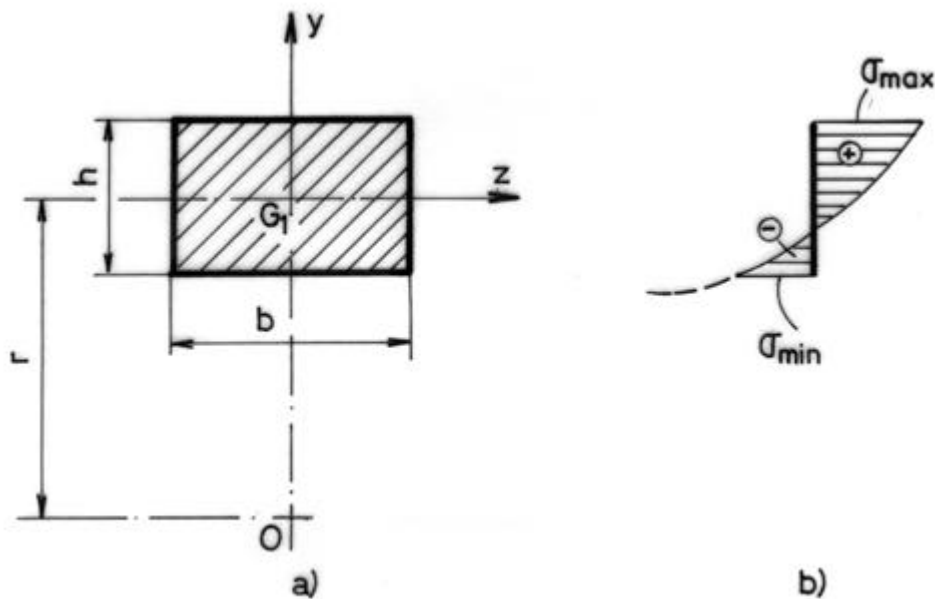
### 3. PROIECTAREA OPTIMA A BIGLULUI CAPULUI HIDRAULIC AL INSTALATIEI DE FORAJ F – 8000 KN

Algoritmul de calcul elaborat si transpus în programul BCH pentru un calculator cifric, lucrarea [1], permite optimizarea formei constructive si a dimensiunilor biglului capului hidraulic al instalatiei de foraj F – 8000 kN.

Pentru ca biglul sa poata fi fixat în cârligul macaralei, ramân constante dimensiunile :  $r = 277$  mm ;  $R = 100$  mm ;  $H(0) = 100$  mm , figura1 si figura 3.

Dimensiunile zonelor alezajelor cilindrice ale ochiurilor de prindere a biglului în corpul capului hidraulic, figura 1, trebuie sa corespunda cu diametrele bolturilor capului hidraulic si deci ramân si ele constante la valorile:  $r_1 = 152,5$  mm;  $b = 150$  mm;  $h = 115$  mm;  $b_b = 530$  mm. Ramâne constanta si forta verticala maxima la cârlig  $F = 8000$  kN.

Valorile dimensiunilor biglului :  $l_1$  ;  $l_2$  ;  $\alpha$  si  $r_2$ , figura 1, au fost modificate în patru variante si anume :



**Fig. 5. Sectiunea transversala a biglului în zona de prindere în corpul capului hidraulic.**  
**a). Forma si dimensiunile sectiunii ; b) Variatia tensiunii s.**

- Varianta 1 :  
 $l_1 = 400 \text{ mm}$  ;  $l_2 = 1470 \text{ mm}$  ;  $\alpha = 1,39771 \text{ rad.}$  ;  $r_2 = 100 \text{ mm}$
  - Varianta 2:  
 $l_1 = 400 \text{ mm}$  ;  $l_2 = 1960 \text{ mm}$  ;  $\alpha = 1,44118 \text{ rad.}$  ;  $r_2 = 100 \text{ mm}$ ,
  - Varianta 3:  
 $l_1 = 500 \text{ mm}$  ;  $l_2 = 1520 \text{ mm}$  ;  $\alpha = 1,40329 \text{ rad.}$  ;  $r_2 = 125 \text{ mm}$ ,
  - Varianta 4:  
 $l_1 = 500 \text{ mm}$  ;  $l_2 = 1860 \text{ mm}$  ;  $\alpha = 1,43429 \text{ rad.}$  ;  $r_2 = 125 \text{ mm}$ .
- Rezultatele obtinute sunt prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1

Varianta	s [N/mm <sup>2</sup> ]		s [N/mm <sup>2</sup> ]		s [N/mm <sup>2</sup> ]	
1	189	- 130	198,4	- 305,5	- 102	433
2	189	- 130	194,1	- 296,4	- 56	371,4
3	189	- 130	208,2	- 332,2	- 27	218,2
4	189	- 130	203,4	- 320,0	- 121	199,5

#### 4. CONCLUZII

Din analiza rezultatelor prezentate în tabelul 1, se observa ca sectiunea periculoasa pentru variantele 1 si 2 este sectiunea G, în care  $|\sigma_{\max}| = 433 \text{ N/mm}^2$ , respective  $|\sigma_{\max}| = 371,4 \text{ N/mm}^2$ , iar pentru variantele 3 si 4 este sectiunea C în care  $|\sigma_{\max}| = 332,2 \text{ N/mm}^2$  respectiv  $|\sigma_{\max}| = 320 \text{ N/mm}^2$ .

Se considera optima varianta 4, deoarece valoarea lui  $|\sigma_{\max}| = 320 \text{ N/mm}^2$  este mai mica decât valorile obtinute pentru celelalte variante.

Biglul capului hidraulic se confectioneaza din otelul aliat 30MoCrNi20, STAS 791 – 88, care are limita de curgere  $\sigma_c = 700 \text{ N/mm}^2$ .

Coeficientul de siguranta fata de limita de curgere este :

$$c = \frac{s_c}{|\sigma_{\max}|} = \frac{700}{320} = 2,19 \quad ,$$

deci nu este depasita aceasta limita de curgere si are valoare mai mare decât în cazul celorlalte trei variante.

### **BIBLIOGRAFIE**

1. Manea, C. , Analiza starii de eforturi a toartei capului hidraulic. Studii si cercetari de mecanica aplicata, Tom 35 nr.2, 1976, Editura Academiei Române, Bucuresti.
2. Posea, N., Anghel, Al., Manea, C., Hotea, Gh., Rezistenta materialelor. Probleme. Bucuresti, Editura stiintifica si enciclopedica, 1986.
3. Raseev, D., Manea, C., Studiul fretajului ajustajelor cu strângere ale lanturilor de transmisie folosite în industria petroliera si miniera. Buletinul I.P.G.G, XV, 1967, Bucuresti.