




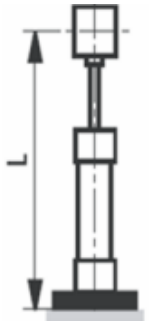
Facultatea de Inginerie Electrică și Știința Calculatoarelor  
Departamentul de Automatică și Tehnologia Informației  
Programul de studii: Robotica

**PROIECT DE AN LA DISCIPLINA**  
**Actionari Hidraulica a Robotilor Industriali**

**Autor: Student Tătaru Silviu**  
**Programul de studii: Robotică**  
**Grupa 4LF801**

**Coordonator: Prof. univ. dr. ing. Ovidiu Filip**

**2024**

Metoda de prindere	
	
Poziția de lucru	Înclinat
Unghiul de lucru [°]	15
Cursa de lucru s [cm]	$2 \times (5 + 22) = 54$
Lungimea părții libere a cilindrului [cm]	$2 \times 54 + 8 = 116$
Lungimea de flambaj [cm]	232
Masa ansamblu mobil [kg]	$50 \times 4 = 1100$
F1 avans [daN]	$0.4 \times 9.81 \times 1100 \times \cos(15) + 9.81 \times 1100 \times \sin(15) = 6962.23855$
F1 retragere [daN]	$0.6 \times (0.4 \times 9.81 \times 1100 \times \cos(15) - 9.81 \times 1100 \times \sin(15)) = 825.84355$
V avans [m/min]	$10 \times (22 + 1) / (4 \times 22) = 2.61363$
V retragere [m/min]	$1.3 \times 2.61 = 3.3977$

## 1. Calculul puterii minime necesare acționării

Se ia în considerare numai sarcina exterioară maximă pe direcția avansului ( $F_{avans}$  sau  $F_{retragere}$ ) și viteza cu care trebuie să înainteze ansamblul mobil sub sarcină ( $V_{avans}$  sau  $V_{retragere}$ ). Se numește putere minimă deoarece ia în considerare doar forța principală ce acționează asupra mecanismului.

$$P_{min} = \max\left(\frac{F_{avans} \times v_{avans}}{6000}; \frac{F_{retragere} \times v_{retragere}}{6000}\right) = \max\left(\frac{6962.2 \times 2.613}{6000}; \frac{825.8 \times 3.397}{6000}\right)$$

$$\max(3.032; 0.467) = 3.032[\text{kW}]$$

unde:  $F \rightarrow [\text{daN}]$  și  $v \rightarrow [\text{m/min}]$

$P_{min} = 1 \dots 3 \text{ kW} \rightarrow$  acționare cu pompă cu debit constant sau pompă cu debit reglabil automat;

## 2. Calculul diametrului tijei cilindrului

### 2.1. Calculul de dimensionare

Material	$\sigma_a$ [daN/cm <sup>2</sup> ]	Material	$\sigma_a$ [daN/cm <sup>2</sup> ]
OL60	1200	40Cr10	2105
OLC 45	1389	13CrNi35	2427
OLC 60	1578	41MoCr11	2000

Materialul ales este OLC 45.

$$d = \sqrt{\left(\frac{4 \times F_{avans}}{\pi \times \sigma_a}\right)} = \sqrt{\left(\frac{4 \times 6962.2}{\pi \times 1389}\right)} = 2.526[\text{cm}]$$

unde:  $F_{avans} \rightarrow [\text{daN}]$ ;  $\sigma_a$  = tensiunea admisibilă la compresiune/tracțiune  $\rightarrow [\text{daN/cm}^2]$ .

Se adoptă apoi valoarea normalizată cea mai apropiată:  $d_N = 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 120 \text{ mm}$ .

$$d < d_N = 63 \text{ mm}$$

### 2.2. Calculul de verificare la solicitarea de flambaj

Momentul de inerție minim al tijei:

$$I_{min} = \frac{\pi \times d_N^4}{64} = \frac{\pi \times 6.3^4}{64} = 77.327[\text{cm}^4]$$

unde  $d_N \rightarrow [\text{cm}]$ .  $l_f$  = lungimea de flambaj.

Relația forței critice de flambaj (relația lui Euler):

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I_{min}}{l_f^2} = \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^6 \times 77.327}{232^2} = 29776.54[\text{daN}]$$

unde  $E$  = modulul de elasticitate al materialului tijei ( $E_{o\text{țel}} = 2,1 \times 10^6 \text{ daN/cm}^2$ );

Verificarea forțelor:

$$\frac{F_{cr}}{F_{avans}} = \frac{29776.54}{6962.2} = 4.27 > 3.5(\text{se verifica})$$

### 3. Calculul diametrului pistonului cilindrului

Deoarece forțele rezistente interioare din cilindru nu pot fi calculate cu exactitate, se ia în considerare numai rezistența exterioară (Favans) și se adoptă o presiune preliminară pe piston conform tabelului:

F <sub>avans</sub> [daN]	p [bar]
100...200	20
200...500	35
500...1000	50
1000...2000	100
2000...5000	120
>5000	150

$$F_{avans} = 6962.2 \in [1000...2000] \Rightarrow p = 150 \text{ bar}$$

$$D = \sqrt{\left(\frac{4 \times F_{avans}}{\pi \times p}\right)} = \sqrt{\left(\frac{4 \times 6962.2}{\pi \times 150}\right)} = 7.68[\text{cm}]$$

unde: Favans → [daN]; p → [bar]

Se adoptă valoarea normalizată cea mai apropiată: DN = 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 300 mm

$$D < DN = 80 \text{ mm}$$

Se recalculează presiunea efectivă de lucru:

$$p_{ef} = \frac{4 \times F_{avans}}{\pi \times D_N^2 \times \eta} = \frac{4 \times 6962.2}{\pi \times 8^2 \times 0.9} = 153.899$$

unde: Favans → [daN]; DN → [cm]; η<sub>mh</sub> reprezintă randamentul mecano-hidraulic al motorului, acesta având valori cuprinse între 0,85 și 0,95.

### 4. Calculul debitelor de alimentare a cilindrului hidraulic

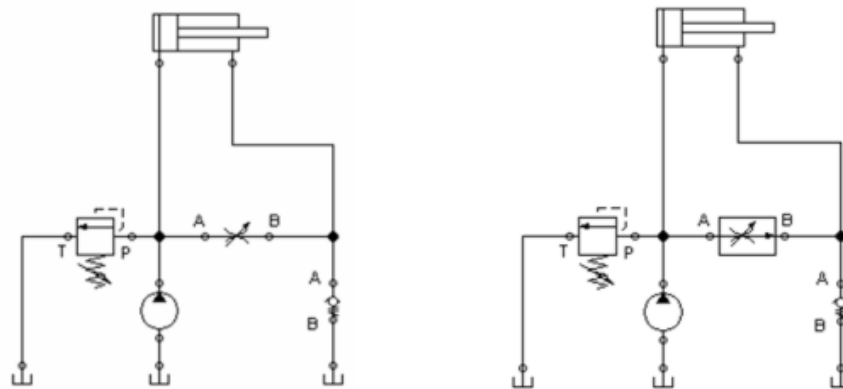
$$Q_1 = \frac{1}{10} v_{avans} \frac{\pi D_N^2}{4\eta} = \frac{2.613}{10} * \pi \frac{8^2}{4 * 0.85} = 15.455[\text{l/min}]$$

$$Q_2 = \frac{1}{10} v_{retragere} \frac{\pi(D_N^2 - d_N^2)}{4\eta} = \frac{3.3977}{10} * \pi \frac{(8^2 - 6.3^2)}{4 * 0.85} = 7.632[\text{l/min}]$$

unde: vavans, retragere  $\rightarrow$  [m/min]; DN  $\rightarrow$  [cm]; dN  $\rightarrow$  [cm];  $\eta_v$  reprezintă randamentul volumic, cu valori cuprinse între 0,82 și 0,89.

În cazul în care  $Q_{min} = \min(Q_1; Q_2) < 0,1$  l/min, este necesară mărirea în mod corespunzător a diametrului pistonului (DN), astfel încât  $Q_{min}$  să depășească această valoare prag. Valoarea de 0,1 l/min este considerată ca fiind o limită de reglare a droselurilor sau a pompelor cu debit reglabil. Eliminarea acestei restricții se poate obține prin montarea unui drosel (regulator de debit) în paralel cu cilindrul hidraulic.

$$Q_{min} = \min(Q_1; Q_2) = 15.455 > 0.1(\text{se verifica})$$



## 5. Calculul grosimii pereților cilindrului hidraulic

Cilindrul hidraulic poate fi considerat un tub cu diametrul interior DN, solicitat de o presiune interioară p. Tensiunea admisibilă suportată de cilindru este:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_c}{c} = \frac{2400}{2.5} = 960$$

unde  $\sigma_c$  – limita de curgere a materialului cilindrului [daN/cm<sup>2</sup>] ( $\sigma_c$  oțel = 2400 daN/cm<sup>2</sup>); c – un coeficient de siguranță (c = 2,5).

Pe baza teoriei tensiunilor tangențiale maxime, mărimea necesară a diametrului exterior al cilindrului ( $D_e$ ) este:

$$D_e = D_N \sqrt{\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_a - 2 \cdot p}\right)} = 5 \sqrt{\left(\frac{960}{960 - 2 \cdot 153.9}\right)} = 9.705[\text{cm}]$$

Grosimea peretelui cilindrului va fi:

$$g = \frac{D_e - D_N}{2} = 0.85[\text{cm}]$$

## 6. Calculul diametrului nominal al circuitelor de transport și al aparatelor hidraulice

Diametrul critic al circuitelor de transport se calculează cu relația:

$$d_{cr} = 145.7 \times \sqrt{\left(\frac{Q_{max}}{v_u}\right)} \quad d_{cr} = 145.7 \times \sqrt{\left(\frac{15.455}{5500}\right)} = 7.72mm$$

unde  $Q = \max(Q1; Q2) \rightarrow l/min$ ;  $v_u$  = viteza maximă admisibilă de curgere a fluidului (uleiului) prin conducte [mm/s].

După calcularea lui  $d_{cr}$  se adoptă o valoare normalizată  $d_{crNSTAS}$  din șirul: 4, 6, 8, 10, 13, 16, 20 mm.

$$d_{cr} < d_{crN} = 8 \text{ mm}$$

p [bar]	25	50	100	200	320
$v_u$ [mm/s]	3000	4000	4700	5500	6000

După adoptarea noului diametru este necesar să se verifice viteza de curgere a uleiului prin conducte:

$$v_{urec} = \frac{10Q}{\left(\frac{\pi d_{crN}^2}{4}\right)} = \frac{10 \cdot 15.455}{\left(\frac{\pi \cdot 0.8^2}{4}\right)} = 307.486 [m/min]$$

unde  $Q \rightarrow l/min$ ;  $d_{crN} \rightarrow [cm]$ .  $v_u \text{ rec } [m/min] \times 1000/60 \rightarrow v_u \text{ rec } [mm/s]$ . Se compară cu valorile din tabelul de mai sus ( $v_u \text{ rec} < v_u$ ).

$$v_{urec} = 307.486 \cdot 1000/60 = 5124.76 [mm/s]$$

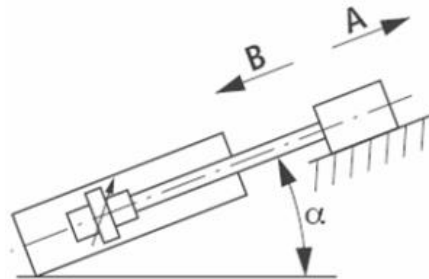
Determinarea regimului de curgere a uleiului presupune calcularea numărului lui Reynolds

Vâscozitatea cinematică a uleiului hidraulic este  $\nu = 0,4 \text{ cm}^2/\text{s}$ . Dacă  $Re < Re_{cr} = 2300$ , atunci regimul de curgere este laminar.

$$Re = \frac{512.76 \cdot 8}{0.4} = 1024.95 < 2300 (\text{regim de curs laminar})$$

## 7. Calculul Energiei

Capacitatea de frânare a cilindrilor este direct dependentă de mărimea maselor aflate în mișcare, precum și de direcția de acțiune a motorului liniar. În figura următoare sunt prezentate schemele de lucru posibile ale unui cilindru hidraulic:



Energia care trebuie să fie absorbită de sistemele de frânare ale cilindrilor hidraulici se calculează, pentru cele trei situații prezentate mai sus, cu ajutorul relațiilor următoare:

Diametru piston [mm]	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200
$l_{fr}$ [mm]	20		31	33					38	
$v_{max}$ [m/s]	0,5				0,4		0,3		0,25	

$$E = \frac{m \cdot v_{max}^2}{2} - m \cdot g \cdot l_{fr} \cdot \sin(\alpha) = \frac{1100 \cdot 2.613^2}{2} - 1100 \cdot 9.81 \cdot 33 \cdot 10^{-3} \cdot \sin(15) = -88.41 \text{ [J]}$$

$$E = \frac{m \cdot v_{max}^2}{2} + m \cdot g \cdot l_{fr} \cdot \sin(\alpha) = \frac{1100 \cdot 2.613^2}{2} + 1100 \cdot 9.81 \cdot 33 \cdot 10^{-3} \cdot \sin(15) = 95.92 \text{ [J]}$$