



Universitatea
Transilvania
din Brașov



UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV

FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ ȘI ȘTIINȚA CALCULATOARELOR

MEMORIU CALCULE ACȚIONAREA HIDRAULICĂ A ROBOȚILOR INDUSTRIALI

Autor: Student Andrei-Constantin BORICEAN
Programul de studii: Robotică
Grupa 4LF801A

Coordonatori științifici:
Prof. Dr. Ing. Ovidiu FILIP
Prof. Dr. Ing. Tudor Ion DEACONESCU

2024


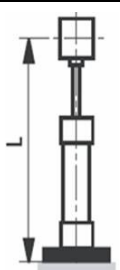
Proiectarea 2D/3D a unui cilindru hidraulic



CUPRINS

| | |
|---|----|
| Date de intrare | 4 |
| Calcul + date inițiale..... | 5 |
| 1. Calculul puterii minime necesare acționării | 5 |
| 2. Calculul diametrului tijei cilindrului | 6 |
| 2.1 Calculul de dimensionare | 6 |
| 2.2 Calculul de verificare la solicitarea de flambaj | 7 |
| 3. Calculul diametrului pistonului cilindrului | 8 |
| 4. Calculul debitelor de alimentare a cilindrului hidraulic | 10 |
| 5. Calculul grosimii pereților cilindrului hidraulic..... | 10 |
| 6. Calculul diametrului nominal al circuitelor de transport și al aparatelor hidraulice | 11 |
| 7. Frânarea pistoanelor la capetele de cursă | 13 |

Date de intrare

| | |
|--|---|
| | B |
| Metodă de prindere |  |
| |  |
| Poziția de lucru | <i>Înclinată</i> |
| Unghiul de lucru [°] | <i>15</i> |
| Lungimea cursei <i>s</i> [cm] | $2 \times (5 + n)$ |
| Lungimea părții libere a cilindrului <i>L</i> [cm] | $2 \times s + 8$ |
| Lungimea de flambaj <i>l_f</i> [cm] | $2 \times L$ |
| <i>m</i> = masa ansamblului mobil [kg] | $50 \times n$ |
| <i>F_{1 avans}</i> [daN] | $\mu \times m \times g \times \cos\alpha + m \times g \times \sin\alpha$ |
| <i>F_{1 retragere}</i> [daN] | $0,6 \times (\mu \times m \times g \times \cos\alpha - m \times g \times \sin\alpha)$ |
| <i>v_{avans}</i> [m/min] | $10 \times (n + 1) / (4 \times n)$ |
| <i>v_{retragere}</i> [m/min] | $1,3 \times v_{avans}$ |

Calcule + date inițiale

$$n = 2 \text{ (numărul din grupă)}$$

$$\mu = 0.4$$

$$g = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$\alpha = 15^\circ$$

$$s = 2 \times (5 + n) = 2 \times 7 = 14 \text{ [cm]}$$

$$L = 2 \times s + 8 = 2 \times 14 + 8 = 36 \text{ [cm]}$$

$$l_f = 2 \times L = 2 \times 36 = 72 \text{ [cm]}$$

$$m = 50 \times n = 50 \times 2 = 100 \text{ [kg]}$$

$$F_{1 \text{ avans}} = \mu \times m \times g \times \cos \alpha + m \times g \times \sin \alpha = 0.4 \times 100 \times 9.81 \times \cos 15^\circ + 100 \times 9.81 \times \sin 15^\circ$$

$$F_{1 \text{ avans}} = 632.93 \text{ [daN]}$$

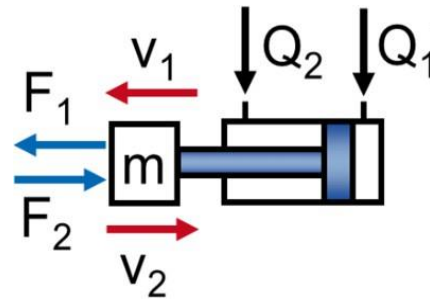
$$F_{1 \text{ retragere}} = 0.6 \times (\mu \times m \times g \times \cos \alpha - m \times g \times \sin \alpha)$$

$$= 0.6 \times (0.4 \times 100 \times 9.81 \times \cos 15^\circ - 100 \times 9.81 \times \sin 15^\circ)$$

$$F_{1 \text{ retragere}} = 75.08 \text{ [daN]}$$

$$v_{\text{avans}} = 10 \times (n + 1) / (4 \times n) = 10 \times (2 + 1) / (4 \times 2) = 3.75 \text{ [m/min]}$$

$$v_{\text{retragere}} = 1.3 \times v_{\text{avans}} = 1.3 \times 3.75 = 4.88 \text{ [m/min]}$$



1. Calculul puterii minime necesare acționării

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

$$P_{\min} = \max\left(\frac{F_{\text{avans}} \cdot v_{\text{avans}}}{6000}; \frac{F_{\text{retragere}} \cdot v_{\text{retragere}}}{6000}\right) \quad [\text{kW}]$$

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

$$P_{\min} = \max\left(\frac{632.93 \cdot 3.75}{6000}; \frac{75.08 \cdot 4.88}{6000}\right) = \max(0.4; 0.06) = \mathbf{0.4} \quad [\text{kW}]$$

$P_{\min} < 1 \text{ kW} \rightarrow$ acționare cu pompă cu debit constant

2. Calculul diametrului tijei cilindrului

2.1 Calculul de dimensionare

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{avans}}}{\pi \cdot \sigma_a}} \quad [\text{cm}]$$



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

| Material | σ_a [daN/cm ²] | Material | σ_a [daN/cm ²] |
|---------------|-----------------------------------|----------|-----------------------------------|
| OL60 | 1200 | 40Cr10 | 2105 |
| OLC 45 | 1389 | 13CrNi35 | 2427 |
| OLC 60 | 1578 | 41MoCr11 | 2000 |

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 632.93}{\pi \cdot 1389}} = \mathbf{0.76} \quad [\text{cm}]$$

- Se adoptă apoi valoarea normalizată cea mai apropiată:

$$d_N > d$$

$$d_N = 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 120 \text{ mm.}$$

$$d_N = 10 \text{ [mm]}$$

2.2 Calculul de verificare la solicitarea de flambaj

Relația forței critice de flambaj (relația lui Euler)

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{l_f^2} \quad [\text{daN}]$$

unde E = modulul de elasticitate al materialului tijei ($E_{\text{otel}} = 2.1 \times 10^6 \text{ daN/cm}^2$);

I_{min} = momentul de inerție minim al tijei (cm^4);

$$I_{min} = \frac{\pi \cdot d_N^4}{64} \quad [\text{cm}^4]$$

unde $d_N \rightarrow [\text{cm}]$;

l_f = lungimea de flambaj;

Verificare:

$$I_{min} = \frac{\pi \cdot 1^4}{64} = 0.049 \quad [\text{cm}^4]$$

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 2.1 \cdot 10^6 \cdot 0.049}{72^2} = 195.91 \quad [\text{daN}]$$

$$F_{cr} > F_{avans} \quad 195.91 > 632.93 \quad [\text{daN}] \quad \text{NU se verifică}$$

Pentru $d_N = 12 \text{ [mm]}$

$$I_{min} = \frac{\pi \cdot 1.2^4}{64} = 0.10 \quad [\text{cm}^4]$$

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 2.1 \cdot 10^6 \cdot 0.10}{72^2} = 399.81 \quad [\text{daN}]$$

$$F_{cr} > F_{avans} \quad 399.81 > 632.93 \quad [\text{daN}] \quad \text{NU se verifică}$$

Pentru $d_N = 16$ [mm]

$$I_{\min} = \frac{\pi \cdot 1.6^4}{64} = 0.32 \text{ [cm}^4\text{]}$$

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 2.1 \cdot 10^6 \cdot 0.32}{72^2} = 1279.39 \text{ [daN]}$$

$$F_{cr} > F_{avans} \quad 1279.39 > 632.93 \text{ [daN]} \quad \text{Se verifică!}$$

$$\frac{F_{cr}}{F_{avans}} \geq 3.5 \quad \frac{1279.39}{632.93} = 2.02 \geq 3.5 \quad \text{NU se verifică}$$

Pentru $d_N = 20$ [mm]

$$I_{\min} = \frac{\pi \cdot 2^4}{64} = 0.79 \text{ [cm}^4\text{]}$$

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 2.1 \cdot 10^6 \cdot 0.79}{72^2} = 3158.50 \text{ [daN]}$$

$$F_{cr} > F_{avans} \quad 3158.50 > 632.93 \text{ [daN]} \quad \text{Se verifică!}$$

$$\frac{F_{cr}}{F_{avans}} \geq 3.5 \quad \frac{3158.50}{632.93} = 4.99 \geq 3.5 \quad \text{Se verifică!}$$

$d_N = 20$ [mm]

$I_{\min} = 0.79$ [cm⁴]

$F_{cr} = 3158.50$ [daN]

3. Calculul diametrului pistonului cilindrului



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

| F _{avans} [daN] | p [bar] |
|--------------------------|---------|
| 100...200 | 20 |
| 200...500 | 35 |
| 500...1000 | 50 |
| 1000...2000 | 100 |
| 2000...5000 | 120 |
| >5000 | 150 |

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{avans}}{\pi \cdot p}} \quad [\text{cm}]$$

unde F_{avans} → [daN]; p → [bar].

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 632.93}{\pi \cdot 50}} = 4.01 \quad [\text{cm}]$$

- Se adoptă valoarea normalizată cea mai apropiată:

$$D_N > D$$

$$D_N = 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 300 \text{ mm.}$$

$$D_N = 50 \text{ [mm]}$$

Rotunjirea mărimii diametrului pistonului la o valoare imediat superioară este recomandată din mai

multe motive:

- se asigură un plus de forță la tijă, care va compensa diferența dintre forțele perturbatoare reale și cele ipotetice, luate în calcul;
- elementele de etanșare standardizate au adesea dimensiuni radiale mari, ceea ce, în cazul unui piston cu diametru mic, ar conduce la imposibilitatea prelucrării locașelor de montare.

- Se recalculează presiunea efectivă de lucru:

$$p_{ef} = \frac{4 \cdot F_{avans}}{\pi \cdot D_N^2 \cdot \eta_{mh}} \quad [\text{bar}]$$

unde $F_{avans} \rightarrow [\text{daN}]$; $D_N \rightarrow [\text{cm}]$; η_{mh} reprezintă randamentul mecano-hidraulic al motorului, acesta având valori cuprinse între 0.85 și 0.95.

$$\eta_{mh} = 0.9$$

$$p_{ef} = \frac{4 \cdot 632.93}{\pi \cdot 5^2 \cdot 0.9} = 35.82 \text{ [bar]}$$

4. Calculul debitelor de alimentare a cilindrului hidraulic

$$Q_1 = \frac{1}{10} \cdot v_{avans} \cdot \frac{\pi \cdot D_N^2}{4 \cdot \eta_v} \quad [\text{l/min}]$$

$$Q_2 = \frac{1}{10} \cdot v_{retragere} \cdot \frac{\pi \cdot (D_N^2 - d_N^2)}{4 \cdot \eta_v} \quad [\text{l/min}]$$

unde $v_{avans, retragere} \rightarrow [\text{m/min}]$; $D_N \rightarrow [\text{cm}]$; $d_N \rightarrow [\text{cm}]$; η_v reprezintă randamentul volumic, cu valori cuprinse între 0,82 și 0,89.

$$\eta_v = 0.85$$

$$Q_1 = \frac{1}{10} \cdot 3.75 \cdot \frac{\pi \cdot 5^2}{4 \cdot 0.85} = 8.66 \text{ [l/min]}$$

$$Q_2 = \frac{1}{10} \cdot 4.88 \cdot \frac{\pi \cdot (5^2 - 2^2)}{4 \cdot 0.85} = 9.47 \text{ [l/min]}$$

$$Q_{\min} = \min(8.66; 9.47) = 8.66 > 0.1 \text{ Se verifică!}$$

5. Calculul grosimii pereților cilindrului hidraulic

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

$$\sigma_a = \frac{\sigma_c}{c}$$

unde $\sigma_c \rightarrow$ limita de curgere a materialului cilindrului $[\text{daN/cm}^2]$; (σ_c oțel = 2400 daN/cm^2); c – un coeficient de siguranță ($c = 2,5$).

$$\sigma_a = \frac{2400}{2.5} = 960 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

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

$$D_e = D_N \cdot \sqrt{\frac{\sigma_a}{\sigma_a - 2 \cdot p}} \quad [\text{cm}]$$

$$D_e = 5 \cdot \sqrt{\frac{960}{960 - 2 \cdot 35.82}} = 5.20 \text{ [cm]}$$

- Grosimea peretelui cilindrului va fi:

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

$$g = \frac{5.20 - 5}{2} = 0.1 \text{ [cm]}$$

Se recomandă utilizarea valorii de 0.4 [cm] → 4 [mm] pentru grosimea peretelui cilindrului!

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

- Diametrul critic al circuitelor de transport se calculează cu relația:

$$d_{cr} = 145.7 \cdot \sqrt{\frac{Q}{v_u}} \quad [\text{mm}]$$

unde $Q = \max(Q_1; Q_2) \rightarrow [\text{l/min}]$; v_u = viteza maximă admisibilă de curgere a fluidului (uleiului) prin conducte [mm/s]

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

$$Q = \max(8.66; 9.47) = 9.47 \text{ [l/min]}$$

$$v_u = 4000 \text{ [mm/s]}$$

$$d_{cr} = 145.7 \cdot \sqrt{\frac{9.47}{4000}} = 7.09 \text{ [mm]}$$

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

$$D_{NSTAS} = 8 \text{ [mm]} = 0.8 \text{ [cm]}$$

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

$$v_{u \text{ rec}} = \frac{10 \cdot Q}{\frac{\pi \cdot D_{NSTAS}^2}{4}} \text{ [m/min]}$$

unde $Q \rightarrow \text{[l/min]}$; $D_{NSTAS} \rightarrow \text{[cm]}$.

$$v_{u \text{ rec}} = \frac{10 \cdot 9.47}{\frac{\pi \cdot 0.8^2}{4}} = 188.4 \text{ [m/min]}$$

$$v_{u \text{ rec}} = 3140 \text{ [mm/s]} < v_u = 4000 \text{ [mm/s]} \quad \text{Se verifică!}$$

- Determinarea regimului de curgere a uleiului presupune calcularea numărului lui Reynolds:

$$R_e = \frac{v_{u \text{ rec}} \cdot D_{NSTAS}}{\nu}$$

unde $v_{u \text{ rec}} \rightarrow \text{[cm/s]}$; $D_{NSTAS} \rightarrow \text{[cm]}$; $\nu \rightarrow \text{[cm}^2/\text{s]}$.

Vâscozitatea cinematică a uleiului hidraulic este $\nu = 0.4 \text{ [cm}^2/\text{s]}$

$$R_e = \frac{314 \cdot 0.8}{0.4} = 628$$

$R_e < R_{e \text{ cr}} \rightarrow 628 < 2300 \rightarrow \text{regimul de curgere este laminar}$

7. Frânarea pistoanelor la capetele de cursă

Energia care trebuie să fie absorbită de sistemele de frânare ale cilindrilor hidraulici se calculează cu ajutorul relațiilor următoare:

- Pentru mișcarea pe direcție înclinată:

$$\text{-Avans: } E = \frac{m \cdot v^2}{2} - m \cdot g \cdot l_{fr} \cdot \sin \alpha \quad [\text{J}]$$

$$\text{-Retragere: } E = \frac{m \cdot v^2}{2} + m \cdot g \cdot l_{fr} \cdot \sin \alpha \quad [\text{J}]$$

Notațiile au următoarele semnificații: m = masa ansamblului mobil (kg), v = viteza de deplasare (m/s); g = accelerația gravitațională ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$); l_{fr} = lungimea de frânare (lungimea bușei de frânare) (m).

| | | | | | | | | | | |
|----------------------|-----|----|----|----|-----|----|-----|-----|------|-----|
| 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 | |

$$v_{avans} = 0.06 \text{ [m/s]}$$

$$v_{retragere} = 0.08 \text{ [m/s]}$$

$$l_{fr} = 0.033 \text{ [m]}$$

$$\text{Avans: } E = \frac{100 \cdot 0.06^2}{2} - 100 \cdot 9.81 \cdot 0.033 \cdot \sin 15 = -8.2 \text{ [J]}$$

$$\text{Retragere: } E = \frac{100 \cdot 0.08^2}{2} + 100 \cdot 9.81 \cdot 0.033 \cdot \sin 15 = 8.7 \text{ [J]}$$

$v < v_{max} \rightarrow$ Recalculare energie absorbită

$$E_{absorbita} = E_{calculata} \cdot \frac{v}{v_{max}}$$

$$\text{Avans: } E_{\text{absorbite}} = -8.2 \cdot \frac{0.06}{0.5} = -0.99 \text{ [J]}$$

$$\text{Retragere: } E_{\text{absorbite}} = 8.7 \cdot \frac{0.08}{0.5} = 1.39 \text{ [J]}$$