

DIMENSIONAREA CILINDRILOR PNEUMATICI ÎN PROIECTAREA SISTEMELOR PNEUMATICE

Andrei PLATON, Vasile JAVGUREANU, Pavel GORDELENCO

Universitatea Tehnică a Moldovei

Abstract: Alegerea parametrilor constructivi și funcționali definesc dimensiunile principale și performanțele funcționale ale cilindrilor pneumatici care sunt utilizați atât în fazele de redimensionare și alegere, cât și în faza de verificare a unui cilindru ales din catalog.

Cuvinte cheie: Cilindru pneumatic, piston, tijă, diametrul cilindrului și tijei, cursa nominală, orificiu de conectare, presiunea de lucru, forța teoretică, randamentul, viteza pistonului, temperatura de lucru, forța necesară, coeficientul de încărcare.

1. Diametrul cilindrului, D (mm)

Diametrul cilindrului sau alezajul este diametrul interior al tubului. Este parametrul constructiv cel mai important, deoarece definește suprafețele active ale pistonului și forțele dezvoltate de cilindru pe cele două curse.

Valorile diametrului D se aleg, de regulă, dintr-un șir de numere normalizat, R1. Uzual $D=2,5 \dots 300$ mm, dar pot fi folosite și valori mai mari, dacă este necesar, [1-4].

2. Diametrul tijei, d (mm)

Diametrul tijei se alege, de asemenea, dintr-un șir de numere normalizat (R2) în funcție de diametrul cilindrului, D. Un diametru D poate fi combinat cu trei diametre d, astfel încât raportul: $\varphi = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$ să aibă una din valorile normalizate: $\varphi = 1,08; 1,12$ sau $1,24$. Cu cât tija este mai groasă (φ mai mare), cu atât este mai rezistentă la compresiune și flambaj, dar suprafața activă pe partea tijei scade, [1-4].

3. Cursa nominală; c (mm)

Cilindrii pneumatici pot avea curse de lucru mari, până la 10m, acestea fiind limitate numai din considerente tehnologice și de rezistență la flambaj. Pentru cilindrii standard sunt definite serii de curse standard, dar realizarea de cilindrii cu curse nonstandard nu ridică probleme deosebite. Toleranța cursei nu depășește de regulă, valoarea de 1mm, ceea ce asigură o precizie de poziționare satisfăcătoare pentru majoritatea aplicațiilor. Dacă pozițiile finale trebuiesc precis realizate, este necesar să se prevadă opritori mecanici reglabili la capetele cursei, [1-4].

4. Dimensiunea orificiilor de conectare

Cilindrii pneumatici se conectează la circuitul pneumatic prin orificii filetate executate în capace, în care se montează racorduri pentru tub sau țevă. Pentru cilindrii cu diametre mici ($D < 16$ mm) se folosește filetul metric (M3, M5, M6x0,75), iar pentru diametre mai mari, filetul în țoli (1/8" ... 1"), care asigură o etanșare perfectă fără garnituri speciale.

5. Presiunea de lucru, p (bar)

Domeniul presiunilor de lucru este definit prin limitele $p_{min} \dots p_{max}$. Presiunea minimă de lucru, p_{min} , este cea mai mică presiune la care deplasarea pistonului, fără sarcină, este uniformă. Aceasta depinde, în principal, de valoarea forțelor de frecare interne, deci de calitatea etanșărilor și suprafețelor, lubrifiere, etc.

Ca regulă, presiunea minimă scade cu creșterea diametrului, deoarece procentual forțele de frecare sunt tot mai mici, [1-4].

Presiunea maximă de lucru, p_{max} , este limitată de valoarea maximă disponibilă în rețelele de aer comprimat (10 ... 12 bar).

Pentru cilindrii pneumatici se mai definește o presiune maximă admisă, care poate fi tolerată de cilindri pentru perioade scurte, în mod accidental, precum și o presiune de probă utilizată numai la testarea etanșității și rezistenței cilindrilor pe standul de probă, [1-4].

6. Forța teoretică

Forța teoretică este forța dezvoltată de un cilindru "ideal" (fără frecări interne, fără contrapresiune, cu etanșare perfectă), având dimensiuni identice cu cilindrul real. Deși corespunde unui model ideal, forța teoretică este un parametru important, deoarece indică limita maximă a forței pe care o poate dezvolta cilindrul la o anumită presiune, [1-4].

Forța teoretică este egală cu produsul dintre presiunea de alimentare și aria suprafeței active pe care acționează presiunea. $F = p \cdot A$

În tabelul 1 sunt date valorile forțelor teoretice pentru avans (OUT) și retragere (IN) pentru o serie standard de cilindri pneumatici având diametre în domeniul $D = 32 \dots 100$ mm, [3, 4].

Tabelul 1. Forța teoretică pe cele două curse

Forța teoretică



Diametrul D (mm)	Diametrul tijeii d (mm)	Sens de acționare	Aria pistonului (mm ²)	Presiunea de lucru (MPa)								
				0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
32	12	OUT	804	161	241	322	402	482	563	643	724	804
		IN	691	138	207	276	346	415	484	553	622	691
40	16	OUT	1257	251	377	503	629	754	880	1006	1131	1257
		IN	1056	211	317	422	528	634	739	845	950	1056
50	20	OUT	1963	393	589	785	982	1178	1374	1570	1767	1963
		IN	1649	330	495	660	825	989	1154	1319	1484	1649
63	20	OUT	3117	623	935	1247	1559	1870	2182	2494	2805	3117
		IN	2803	561	841	1121	1402	1682	1962	2242	2523	2803
80	25	OUT	5027	1005	1508	2011	2514	3016	3519	4022	4524	5027
		IN	4536	907	1361	1814	2268	2722	3175	3629	4082	4536
100	30	OUT	7854	1571	2356	3142	3927	4712	5498	6283	7069	7854
		IN	7147	1429	2144	2859	3574	4288	5003	5718	6432	7147

Notă: Forța teoretică (N) = Presiunea (MPa) x Aria pistonului (mm²).

7. Randamentul cilindrului

Forța utilă efectivă dezvoltată de un cilindru la o anumită presiune este întotdeauna mai mică decât valoarea teoretică. Raportul dintre forța utilă reală și forța teoretică definește eficiența sau "randamentul" cilindrului, [1-4].

Randamentul cilindrilor pneumatici are valori în intervalul 0,7... 0,95 și este cu atât mai mare cu cât diametrul este mai mare și presiunea de lucru mai ridicată.

8. Viteza pistonului

Prin viteza părții mobile (pistonului) se înțelege viteza medie pe cursă. Aceasta este cuprinsă în intervalul $v_{min} \dots v_{max}$.

Viteza minimă, v_{min} , este cea mai mică viteză la care deplasarea pistonului, fără sarcină, este uniformă. Ca și presiunea minimă, viteza minimă depinde, în principal, de valoarea forțelor de frecare interne. Viteza maximă, v_{max} , este limitată de capacitatea sistemului intern de amortizare a șocurilor la cap de cursă, [1-4].

Cilindrii standard pot funcționa la viteze medii cuprinse în intervalul 50... 1500 mm/s. Viteze mai mici de 50 mm/s pot fi obținute folosind cilindrii cu frecare redusă (inclusiv cu etanșare metal pe metal), iar viteze peste 1500 mm/s pot fi dezvoltate de cilindrii "simus", având curbe de viteză sinusoidale, [3, 4].

9. Temperatura de lucru

Este temperatura fluidului de lucru și a mediului ambiant în care lucrează cilindrul. Pentru cilindrii pneumatici standard, domeniul uzual de temperatură este cuprins între $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ și $+80\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectiv între $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ și $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$, dacă cilindrul este echipat cu senzori magnetici, [1-4].

Pentru temperaturi negative, până la $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$, sunt disponibili cilindri speciali pentru temperaturi scăzute. De asemenea, sunt disponibili și cilindri speciali care pot funcționa la temperaturi ridicate, până la $+150\text{ }^{\circ}\text{C}$... $+200\text{ }^{\circ}\text{C}$.

10. Forța necesară

Forța necesară este forța utilă efectivă pe care trebuie să o dezvolte cilindrul pentru realizarea operației prescrise. Gama de operații efectuate de cilindrii pneumatici este extrem de diversă. În unele aplicații, cilindrii trebuie să asigure strângerea pieselor în dispozitive cu forța necesară sau deplasarea acestora pe direcție verticală, orizontală sau înclinată. În alte aplicații, cilindrii acționează scule, dispozitive sau mecanisme complexe, [1-4].

Determinarea forței necesare presupune, în toate cazurile, o analiză atentă a condițiilor concrete de funcționare pe care trebuie să le îndeplinească cilindrul.

Din acest punct de vedere, operațiile efectuate de cilindri pot fi grupate în trei categorii, [1-4]:

1. Operații statice (strângere, presare, etc.), în care forța necesară este impusă de procesul tehnologic;
2. Operații cvasistatice (deplasări cu viteze reduse), în care forțele de inerție sunt neglijabile, iar forța necesară depinde numai de forțele rezistente externe (greutăți, forțe de frecare, etc.);
3. Operații dinamice (deplasări cu accelerații și decelerații importante), în care forța necesară trebuie să asigure atât învingerea forțelor rezistente, cât și accelerarea/decelerarea părții mobile.

11. Coeficientul de încărcare

Diferența dintre lucrul mecanic teoretic și cel util reprezintă energia consumată pentru învingerea rezistențelor interne. Aceasta va fi cu atât mai mare cu cât randamentul cilindrului este mai scăzut.

Diferența dintre lucrul mecanic util și cel rezistent reprezintă rezerva de energie disponibilă pentru accelerarea părții mobile în faza de demaraj și învingerea forței produse de contrapresiunea din camera de evacuare. Această rezervă va fi cu atât mai mare cu cât forța rezistentă va fi mai mică, randamentul mai bun și forța teoretică mai mare.

Pentru cilindrii pneumatici se definește coeficientul de încărcare prin raportul, [3, 4]:

$$C_o = \frac{F_n}{F_t} \quad (1)$$

unde: C_o -coeficient de încărcare, F_n - forța necesară, F_t - forța teoretică.

Valoarea coeficientului de încărcare se încadrează uzual în limitele $0,85 \dots 0,15$ și depinde, de tipul operației pe care trebuie să o efectueze cilindrul (statică, cvasistatică sau dinamică). Valori mai mari ($0,7 \dots 0,85$), se recomandă pentru operațiile statice, deoarece singura condiție impusă cilindrului este ca forța utilă să fie mai mare sau cel puțin egală cu forța necesară. Valorile mai mici ($0,5 \dots 0,15 \dots 0,1$), corespund operațiilor dinamice cu viteze ridicate și forțe rezistente importante, [4].

În cazul operațiilor și cvasistatice (deplasări cu viteze reduse), forța necesară este, practic, egală cu forța rezistentă, deci coeficientul de încărcare poate fi definit și prin raportul dintre lucrul mecanic rezistent și lucrul mecanic teoretic.

Notă importantă: O curbă de variație a vitezei, mai apropiată de cea reală, precum și curbele ce descriu variația accelerației, spațiului și presiunilor în cele două camere, pot fi obținute folosind programul specializat "*Model Selection*" realizat de SMC Corporation, [3, 4].

12. Diametrul cilindrilor

Pentru cilindrii standard, după alegerea tipului constructiv-funcțional (simplă acțiune/dublă acțiune, tijă unilaterală sau bilaterală, etc.) în funcție de aplicație, dimensionarea constă în determinarea diametrului D .

Datele inițiale necesare și procedura de dimensionare depind de tipul operației pe care trebuie să o realizeze cilindrul. Operațiile pot fi: statice și cvasistatice, dinamice cu forțe rezistente importante. Date inițiale necesare: presiunea de alimentare, forțele necesare (rezistente) pe cele două curse, cursa de lucru, [4].

Etape de calcul:

- se alege coeficientul de încărcare C_0 , conform indicațiilor din tabelul următor, [3, 4]:

Tipul operației	Coeficientul de încărcare
Operații statice: prindere, presare, etc.	0,7...0,85
Operații cvasistatice: deplasări cu viteze reduse	0,7 sau mai mic
Operații dinamice: deplasări cu viteze mari și forțe rezistente importante	0,5 sau mai mic
Operații dinamice: deplasări cu viteze mari și forțe rezistente reduse (cazul B)	1 sau mai mic

Notă: Coeficientul de încărcare se alege cu atât mai mic cu cât viteza pe care trebuie să o dezvolte cilindru este mai mare. Prin micșorarea coeficientului de încărcare se mărește rezerva de energie pentru accelerare, iar reglarea vitezei se poate face pe un domeniu mai larg. Un coeficient prea mic conduce însă la supradimensionarea cilindrului și, implicit, la creșterea costurilor și consumului de aer comprimat.

- se stabilește cursa critică (avans sau retragere) în funcție de valoarea forței rezistente pe fiecare cursă și se calculează aria pistonului necesară din relația coeficientului de încărcare C_0 .

a) pentru cilindrii cu dublă acțiune, ținând cont de expresia forței teoretice $F=p \cdot A$ rezultă, [3, 4]:

$$A_{nec} = \frac{F_{nec}}{p \cdot C_0} \quad (2)$$

unde: $A_{nec} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ pentru suprafața pistonului fără tijă

$A_{nec} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ pentru suprafața pistonului cu tijă.

b) pentru cilindrii cu simplă acțiune de împingere sau de tragere, [3, 4].

$$A_{nec} = \frac{F_{nec}}{p \cdot C_0} + \frac{F_{arc}}{p} \quad (3)$$

unde: $A_{nec} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ pentru cilindrii de împingere

$A_{nec} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ pentru cilindrii de tragere.

- se calculează diametrul D și se rotunjește la valoarea standard imediat superioară sau se alege din catalog un cilindru cu aria pistonului $A \geq A_{nec}$.

Există grafice ce permit determinarea rapidă a diametrului D , [3, 4].

Concluzie

În multe aplicații industriale se poate opta pentru un cilindru tipizat, care se alege din cataloagele firmelor producătoare, astfel încât principalele caracteristici tehnico – funcționale să corespundă scopului urmărit. Firmele producătoare de echipamente pneumatice, pun la dispoziția utilizatorilor cataloage complete cu echipamentele fabricate standardizate, unde sunt specificate dimensiunile constructive principale, parametrii tehnico – funcționali, recomandări privind utilizarea produselor respective. La dimensionarea cilindrului pneumatici, momentul de bază este determinarea diametrului D , după determinarea coeficientului de încărcare și cursei critice.

Bibliografie.

1. <http://www.smcromania.ro>
2. <https://www.smc.eu>
3. Valeriu Banu, Cristina Văcăroiu. Pneumatica. "PRO Editura", România 2010.
4. <http://airo-pneumatics.ro/sisteme-de-actionare-pneumatice-motoare-pneumatice/>