

PARAMETRII CONSTRUCTIVI ȘI FUNCȚIONALI AI CILINDRELOR PNEUMATICE CU PISTON

Autori: PLATON Andrei, cond.științifici: JAVGUREANU Vasile,
GORDELENCO Pavel

Universitatea Tehnică a Moldovei

Abstract:Elementele de acționare utilizate în sistemele pneumatice pentru transformarea energiei aerului comprimat în lucru mecanic util, pot dezvolta la ieșire o mișcare de translație alternativă, o mișcare de rotație alternativă pe un unghi limitat (pînă la 270°) sau o mișcare de rotație continuă.

Pentru obținerea mișcării de translație se folosesc actuatorii liniari, realizați sub formă de cilindri cu piston sau, mai rar, cu membrană. Cilindrii cu piston sunt realizați într-o mare varietate de configurații și reprezintă elementele de acționare cele mai des folosite în instalațiile pneumatice. Se caracterizează prin simplitate constructivă, randament bun, poziționare precisă și preț de cost scăzut. Parametrii de ieșire (forța și viteza) se pot regla ușor și în domenii largi.

Cuvinte cheie: actuatori liniari, cilindru cu piston, mișcare de translație alternativă, forța, viteza.

Întroducere

În funcție de numărul de curse active se disting două tipuri fundamentale de cilindri pneumatice, în care pot fi încadrate toate construcțiile speciale sau variantele funcționale:

- cilindrii cu simplă acțiune (cu simplu efect), avînd o singură cursă activă și un singur orificiu de conectare la circuitul pneumatic;
- cilindrii cu dublă acțiune (cu dublu efect), avînd două orificii de conectare pentru efectuarea ambelor curse sub acțiunea aerului comprimat.

Actualizări

Performanțele mașinilor de lucru depind într-o mare măsură de tipul acționării lor. Acționările pneumatice și hidraulice posedă avantaje destul de importante, de aceea au o utilizare la fel de largă, ca și acționările electrice - aproape în toate domeniile economiei naționale. Aceasta se datorează, în primul rând, faptului, că mișcarea naturală a acționărilor electrice este rotativă, iar mișcarea acționărilor pneumatice și hidraulice - liniară (detranslație), realizată cu ajutorul unor cilindri cu piston în interior. Însă o bună parte din mașinile de lucru necesită tocmai o astfel de mișcare, construcția lor în aceste cazuri devenind mult mai simplă, deoarece sunt excluse elementele adăugătoare de conversie mecanică. În al doilea rând, agentul energetic al acționărilor pneumatice și hidraulice este aerul sau lichidul (uleiul) comprimat - mult mai ieftin și mai accesibil față de curentul electric. În al treilea rând, acționările pneumatice și hidraulice asigură o fiabilitate înaltă de funcționare inclusiv în condiții grele de exploatare - umiditate sau temperatură înaltă, vibrații mari sau praf excesiv, pericol de incendii sau explozii.

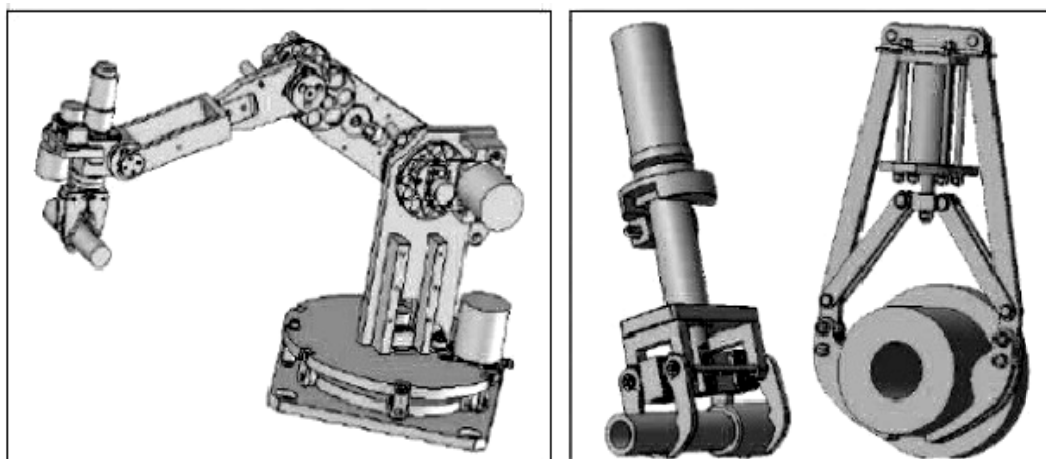


Fig.1 Exemplu de utilizare a cilindrilor pneumatice (roboți industriali)

Parametrii constructivi și funcționali ai cilindrelor pneumatice

Diametrul cilindrului, D (mm), sau alezajul este diametrul interior al tubului. Reprezintă parametrul constructiv cel mai important, deoarece definește suprafețele active ale pistonului și, implicit, forțele dezvoltate de cilindru pe cele două curse. Valorile lui se aleg din șirul normalizat R1.

Diametrul tijei, d (mm), la fel se alege dintr-un șir de numere normalizat R2 în dependență de diametrul cilindrului D. Un diametru D poate fi combinat cu trei diametre d, astfel încât raportul:

$\varphi = D^2 / (D^2 - d^2)$, să aibă una din valorile normalizate $\varphi = 1,08; 1,12; 1,24$. Cu cât tija e mai groasă (φ mai mare), cu atât este mai rezistentă la compresiune și flambaj, dar suprafața activă pe partea tijei scade.

Cursa nominală, c (mm), cursa de lucru a cilindrilor pneumatici limitată doar din considerente tehnologice (există curse de pînă la 10 m) și de rezistență la flambaj. La cilindrii standart sunt definite serii de curse standart, dar cilindrii cu curse nonstandart nu ridică probleme deosebite. Toleranța cursei nu depășește de regulă, valoarea de 1 mm, ceea ce asigură o precizie de poziționare satisfăcătoare pentru majoritatea aplicațiilor. Dacă pozițiile finale trebuiesc precis realizate, e necesar să se prevadă opritori mecanici reglabili la capetele cursei.

Dimensiunea orificiilor de conectare dintre cilindrii pneumatici și circuitul pneumatic. Sînt niște orificii filetate executate în capace, în care se montează racorduri pentru tub sau țevă.

Presiunea de lucru, p (bar), este definită prin limitele P_{min} și P_{max} . La presiunea minimă deplasarea pistonului, fără sarcină, este uniformă. Aceasta depinde de forțele de frecare interne (calitatea etanșărilor, lubrifierea, etc). Presiunea minimă scade cu creșterea diametrului, deoarece procentual forțele de frecare sunt tot mai mici. Presiunea maximă de lucru e limitată de valoarea maximă disponibilă în rețelele de aer comprimat (10...12 bar).

Forța teoretică reprezintă forța dezvoltată de un cilindru „ideal” (fără frecări interne, fără contrapresiune, cu etanșare perfectă), avînd 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.

Relațiile de calcul pentru cele două tipuri de bază-cu dublă acțiune (a) și cu simplă acțiune (b) – sunt prezentate în continuare.

a. Pentru cilindrii cu dublă acțiune, forța teoretică e egală cu produsul dintre presiunea de alimentare și aria suprafeței active pe care acționează presiunea ($F = p \cdot A$). Dacă suprafețele active sunt diferite de cele două curse (la cilindrii cu tijă unilaterală), valorile forței teoretice pe cursa de avans (1), respectiv de retragere (2), sunt date de relațiile: $F_1 = \frac{1}{4} \cdot p \cdot \pi \cdot D^2$ și $F_2 = \frac{1}{4} \cdot p \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2)$.

Aceste valori sunt date în documentația tehnică sub formă tabelară sau sub formă de grafice, pentru diferite presiuni de lucru. În tabelul 1 sunt date valorile forțelor teoretice pentru avans (OUT) și retragere (IN) pentru o serie standard de cilindri pneumatici avînd diametre în domeniul $D = 32 \dots 100$ mm.

Forța teoretică



Diametrul D (mm)	Diametrul tijei 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)

Tabelul 1. Forța teoretică pe cele două curse.

În fig.2 sunt prezentate grafic valorile forței teoretice pe cursa de avans pentru cilindrii cu dublă acțiune, cu diametre D între 2,5 și 300 mm și presiuni de lucru de 5;7 și 10 bar.

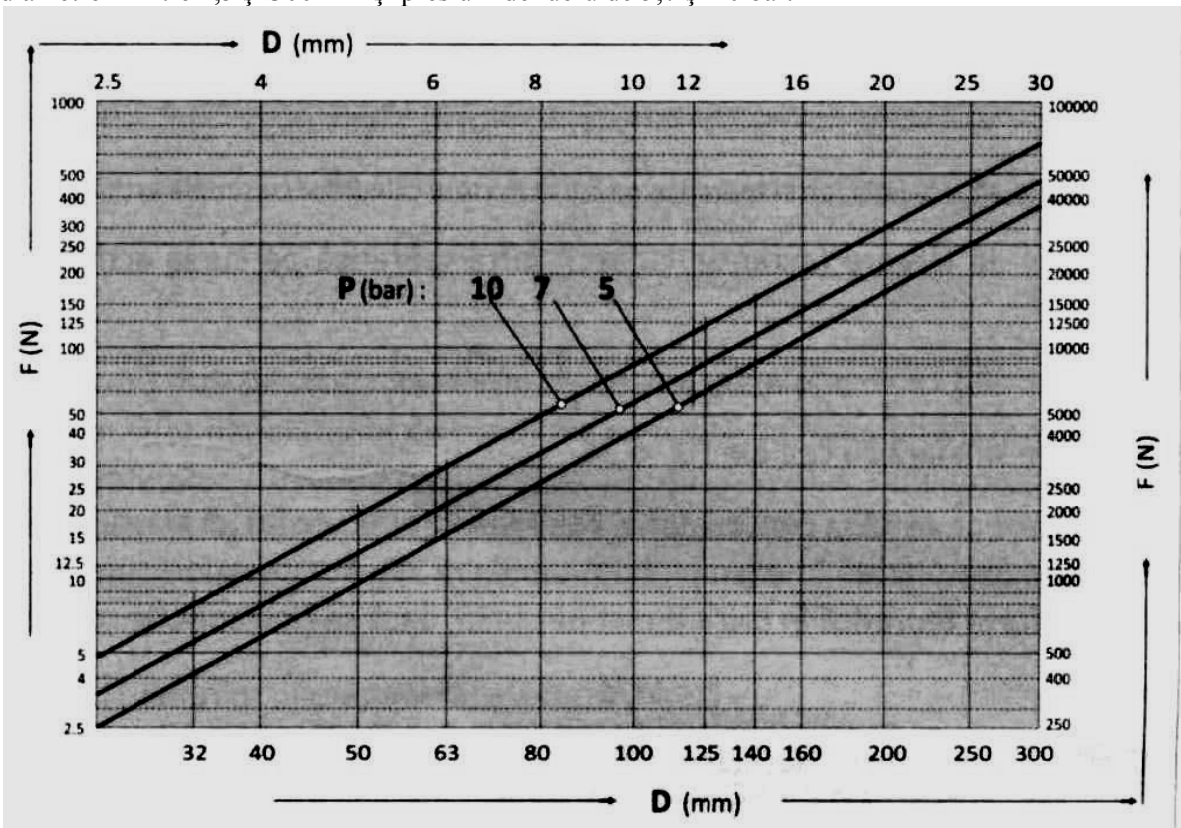


Fig.2 Forța teoretică pe cursa de avans

b.În cazul cilindrilor cu simplă acțiune, forța teoretică pe cursa activă nu este constantă, fiind egală cu diferența dintre forța de presiune și forța elastică a resortului. Ca regulă, arcul se montează pretensionat cu o forță F_0 , iar constanta elastică a arcului trebuie să fie cât mai mică, astfel încât și variația forței elastice pe cursă să fie minimă.

Pentru cilindrii de împingere, forța teoretică se calculează cu relația:

$$F = F_p - F_{arc} = \frac{1}{4} \cdot p \cdot \pi \cdot D^2 - (F_0 + k \cdot x)$$

în care x este deplasarea pistonului, respectiv comprimarea suplimentară a resortului, iar k este constanta arcului. Relația de mai sus este reprezentată grafic în fig.3

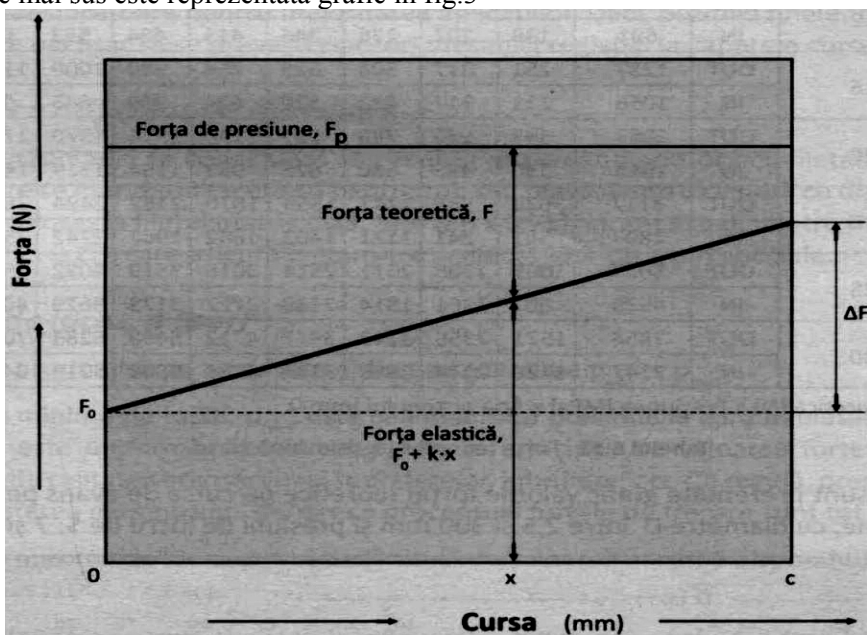


Fig.3 Variația forței teoretice pe cursă în cazul cilindrilor cu simplă acțiune

Pentru cilindrii de tragere (extensie cu arc), forța teoretică pe cursa activă este dată de relația:

$$F = F_p - F_{arc} = \frac{1}{4} \cdot p \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2) - (F_0 + k \cdot x)$$

Și are o variație similară cu cea din fig.2

Ca regulă, datele de catalog conțin numai valorile extreme ale forței elastice (piston retras-piston avansat), cum se arată în exemplul din tabelul 2. Aceste valori sunt însă suficiente pentru a calcula forța teoretică în orice punct pe cursă, dacă se ține cont de relația: $k = \Delta F / c$, unde ΔF este variația forței elastice.

Diametre (mm)	Curse standard (mm)	Forța elastică (N)									
		10		25		50		100		150	
		Piston retras	Piston avansat	Piston retras	Piston avansat	Piston retras	Piston avansat	Piston retras	Piston avansat	Piston retras	Piston avansat
8	10, 25, 50	4.02	4.41	3.43	4.41	2.45	4.41	—	—	—	—
10		5.69	6.28	4.90	6.28	3.53	6.28	—	—	—	—
12		6.57	7.16	5.79	7.16	4.41	7.16	—	—	—	—
16	10, 25, 50, 100, 150	12.1	13.2	10.3	13.2	7.45	13.2	7.45	13.2	7.45	13.2
20		18.6	21.6	16.7	21.6	11.8	21.6	9.81	39.2	9.81	39.2
25		25.3	27.5	22.1	27.5	16.7	27.5	13.7	47.1	15.7	47.1

Tabelul 2 Forța elastică pentru cilindrii cu simplă acțiune de împingere.

Randamentul cilindrului este raportul dintre forța utilă reală și forța teoretică. Forța utilă efectivă dezvoltată de un cilindru la o anumită presiune este întotdeauna mai mică decât valoarea teoretică.

Randamentul e dificil de determinat, deoarece depinde de forțele de frecare interne, care la rândul lor sunt dependente de condițiile concrete de funcționare (presiune, lubrifiere, rugozitatea suprafețelor, existența forțelor laterale, etc.). Mai depinde și de viteza părții mobile, ce nu e constantă pe cursă. Din aceste motive, constructorii nu furnizează informații referitoare la eficiența acestora decât pentru anumite condiții particulare. Randamentul cilindrilor pneumatici crește de la 0,7 pînă la 0,95 odată cu creșterea diametrului cilindrului și presiunii de lucru.

Vitezapistonului (părții mobile a pistonului) se înțelege viteza medie pe cursă. Aceasta este cuprinsă în intervalul $V_{min} \dots V_{max}$. Cilindrii standart pot funcționa la viteze 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 „sinus”, avînd curbe de viteză sinusoidale.

Temperatura de lucru este temperatura fluidului de lucru și a mediului ambiant în care lucrează cilindrul. Pentru cilindrii pneumatici standart, domeniul uzual de temperatură este cuprins între $-20^\circ\text{C} \dots +80^\circ\text{C}$, respectiv între $+20^\circ\text{C}$ și $+60^\circ\text{C}$, dacă cilindrul este echipat cu senzori magnetici. Pentru temperaturi negative, pînă la -50°C , sunt disponibili cilindri speciali pentru temperaturi scăzute. De asemenea, sunt disponibili și cilindri ce pot funcționa la temperaturi ridicate, pînă la $+150^\circ\text{C} \dots +200^\circ\text{C}$.

Concluzie

Toți parametrii enumerați mai sus sînt luați în vedere la proiectarea dispozitivelor pneumatice pentru utilizarea lor eficientă în diverse ramuri industriale.

Parametrii constructivi și funcționali definesc dimensiunile principale și performanțele funcționale ale cilindrilor pneumatici. Sunt utilizați atît în fazele de predimensionare și alegere, cît și în faza de verificare a unui cilindru ales din catalog.

Bibliografie

1. Banu Valeriu (SMC Corporation, Japonia), 2011, „PNEUMATICA” ;
2. Axinti Gavril, Axinti Adrian, „Acționări hidraulice și pneumatice” vol.1, „Tehnica-Info”, Chișinău 2008
3. Hydraulics & Pneumatics Magazine, hpmag.co.uk, pwemag.co.uk;
4. Javgureanu V., Bartha I., „Acționări hidraulice și pneumatice” vol.2, „Tehnica-Info”, 2002;