UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

PAS _ A020_UNIPD_2015

Didattica delle tecnologie meccaniche di processo e di prodotto.

Professore Domenico Fernando Antonucci

PAS _ A020_UNIPD_2015

Didattica delle tecnologie meccaniche di processo e di prodotto.

Analisi, Riflessioni, Esercitazioni

Professore Domenico Fernando Antonucci

AUTOMAZIONE

PNEUMATICA

Trasporto dell'aria compressa

La rete di distribuzione dell'aria

compressa è costituita, nelle applicazioni ordinarie, dal solo condotto in pressione perché il ritorno del fluido avviene liberamente attraverso l'ambiente. Nell'impianto di distribuzione si possono distinguere due parti: *a*) tubazioni metalliche che dal locale di produzione giungono nei vari reparti, tali tubazioni sono fornite di innesti rapidi in prossimità di ogni posto di lavoro; *b*) tubi flessibili in plastica per il collegamento di ogni apparecchiatura alla fonte di energia pneumatica e quindi, tramite una serie di derivazioni, per l'alimentazione dei singoli dispositivi pneumatici.

La prima parte del trasporto riguarda l'impiantista, la seconda il progettista e l'utilizzatore del dispositivo pneumatico. Tutti i collegamenti che riguardano i dispositivi pneumatici sono realizzati con componenti modulari caratterizzati da rapidità e sicurezza delle operazioni di innesto e disinnesto.

Tubi flessibili. — Diametri e spessori dei tubi sono normalizzati e devono essere compatibili con gli innesti e gli attacchi ai componenti. I materiali, le dimensioni ed il coefficiente di portata dei tubi flessibili si possono trovare in tab. 7.2.

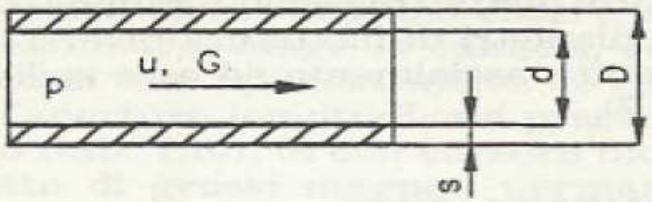
Pressione di sicurezza dei tubi flessibili. Lo spessore dei tubi deve essere tale da sopportare in sicurezza la pressione applicata (fig. 3.2).

Diametro dei tubi flessibili:

a) Tubi di adduzione alle valvole di commutazione e di alimentazione dei cilindri che operano a bassa velocità e frequenza. Il loro diametro deve essere tale da mantenere la velocità dell'aria sufficientemente bassa (< 30 m/s); in questo modo le perdite di carico nei tubi flessibili divengono assolutamente trascurabili (V. FLUODINAMICA DELL'ARIA, tab. 2.3), e la pressione all'ingresso delle valvole di commutazione si può ritenere uguale a quella misurata dal manometro dell'unità di manutenzione.

b) Tubi per dispositivi che operano a velocità elevate (cilindri con velocità $> 0{,}3$ m/s). I tubi che portano l'aria agli attuatori devono essere più corti possibile, e con diametro tale, compatibilmente con le dimensioni dei raccordi, da poter essere riempiti rapidamente; la velocità dell'aria che fluisce in essi è spesso elevata e la caduta di pressione deve essere valutata tramite la loro conduttanza C (§ 4.5).

Fig. 3.2. – Tubi flessibili.



p pressione interna
u velocità dell' aria
ρ densità
G portata massica
Q_N portata *normal* volumetrica

Pressione di sicurezza p_s (pressioni relative)

unita' sistema SI

$$p_s = \frac{2\,s\,R}{D\,a}$$

p_s [bar], R [N/mm²], D, s [mm]

$$p_s = \frac{20\,s\,R}{D\,a}$$

$a = 2 \div 3$ coefficiente di sicurezza

R Resistenza del materiale (Tab. 7.2)

Diametro dei tubi flessibili (pressioni assolute, velocita' dell'aria < 30 m/s)

unita' sistema SI

$$d = \sqrt{\frac{4\,G}{\pi\,\rho\,u}}$$

d [mm], Q_N[Nl/min], p [bar] u [m/s]

$$d = 0{,}270\sqrt{\frac{T\,Q_N}{p\,u}}$$

Per t = 20 °C, p = 6 bar, u = 25 m/s (valori usuali di progetto)

$$d = 0{,}38\,\sqrt{Q_N}$$

Innesti a baionetta. — Servono per i collegamenti con la rete di distribuzione. Una valvola di non ritorno impedisce all'aria di fuoriuscire quando si disinserisce il tubo.

3.3.3. *Raccordi per tubo flessibile a montaggio rapido.* — Vanno avvitati nei condotti degli attuatori o delle valvole. Il tubo flessibile va collegato semplicemente spingendolo nell'apposita sede; per sciogliere il collegamento basta premere in giù, con un cacciavite, l'anello all'estremità dell'innesto e sfilare il tubo. Le dimensioni dei raccordi devono essere tenute presenti nella fase di progetto dei dispositivi che si avvalgono di componenti pneumatici. I raccordi rapidi possono essere dritti (tab. 7.4) o ad L (tab. 7.5).

3.3.4. *Deviazioni e basette ripartitrici del flusso.* — Quando non è possibile smistare l'aria a tutti gli attuatori con le valvole montate su un'unica base si possono usare delle deviazioni oppure delle basette ripartitrici (tab. 7.6) che permettono l'alimentazione di più dispositivi da un unico punto.

3.3.5. *Altri componenti.* — Per la realizzazione degli impianti pneumatici sono disponibili silenziatori (tab. 7.21), raccordi filettati maschio-femmina (tab. 7.3), tappi, nippli (tab. 7.28) (cioè raccordi con diametri di filettatura diversi alle due estremità), giunti rotanti nei quali l'aria entra assialmente ed esce radialmente mentre il dispositivo è in rotazione (tab. 7.7).

Ditte dai cui cataloghi sono state estratte le tabelle:

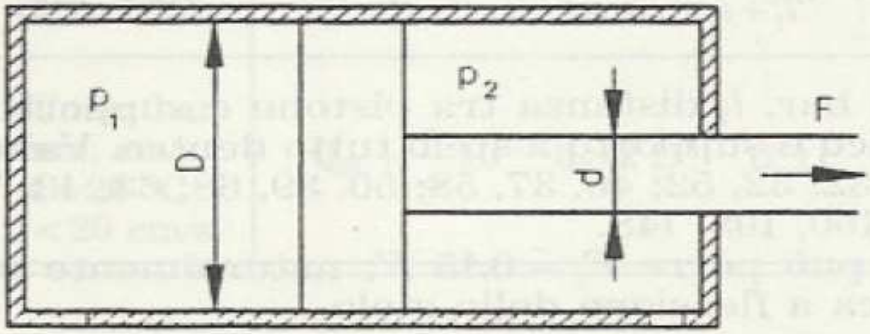
FESTO s.p.a., Assago (MI).
MACMAM s.p.a., Corsico (MI).
SMC CORPORATION/ITALPNEUMATICA s.r.l., Carugate (MI).
TPA s.p.s., Limena (PD).

Dimensionamento dei cilindri. — Viene fatto in base alla forza F che deve esercitare il cilindro quando si muove alla velocità u desiderata.

Nel calcolo della F bisogna tener conto della resistenza d'attrito che, a parità di materiali, varia con il diametro, essendo proporzionale al perimetro interno del cilindro, e con la pressione perché le guarnizioni sono autoprementi; in mancanza di dati più precisi si può tener conto dell'attrito con un coefficiente η calcolato in funzione del diametro.

In fase di dimensionamento, data la forza F_1 che deve esercitare il cilindro, si calcola il diametro del cilindro con la relazione relativa al caso statico (tab. 4.1) ponendo rispettivamente: $F = F_1$ per carico statico; $F = F_1/0{,}95$ per $u < 30$ cm/s; $F = F_1/0{,}75$ per $u > 30$ cm/s.

TAB. 4.1. - CALCOLO DELLA FORZA ESERCITATA DAI CILINDRI.



p_1, p_2 pressioni nelle camere anteriore e posteriore
p_0 pressione di esercizio, prima delle valvole (relativa)
D diametro interno del cilindro
d diametro dello stelo
F forza esercitata dal cilindro
η rendimento

unita' di misura	STANTUFFO FERMO (spinta max)		STANTUFFO IN MOTO	
	spinta	in trazione	in spinta	in trazione
Sistema SI	$F = \frac{\pi}{4} D^2 p_0 \eta$	$F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) p_0 \eta$	$F = \frac{\pi}{4}[D^2(p_1 - p_2) + d^2 p_2)]\eta$	$F = \frac{\pi}{4}[D^2(p_2 - p_1) - d^2 p_2)]\eta$
bar, mm, N	$F = \frac{\pi}{40} D^2 p_0 \eta$	$F = \frac{\pi}{40}(D^2 - d^2) p_0 \eta$	$F = \frac{\pi}{40}[D^2(p_1 - p_2) + d^2 p_2)]\eta$	$F = \frac{\pi}{40}[D^2(p_2 - p_1) - d^2 p_2)]\eta$

Il rendimento dipende dai materiali e dallo stato di usura. Per cilindri in buono stato, guarnizioni polimeriche e D>20mm. si può porre: $\eta = 0{,}97 - 1/D$ con D in mm; per cilindri con D<20 mm, $\eta = 0{,}85 - 0{,}9$

Verifica dello stelo a carico di punta. — Per corse lunghe rispetto al diametro del cilindro verificare contro il pericolo di inflessione laterale. Poiché lo stelo è generalmente un'asta snella si applica la formula di Eulero:

$$F \leq Fp = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{k \cdot (\beta \cdot l)},$$

avendo posto:

F [N] spinta esercitata dal cilindro;

F_p [N] carico massimo ammissibile sullo stelo;

E [N/mm^2] modulo di elasticità del materiale dello stelo, per acciaio $E = 210\,000$ N/mm^2;

J [mm^4] momento quadratico o di inerzia dello stelo; per stelo tondo e pieno $J = \pi \cdot d^4/64$;

$k = 4 \div 6$ coefficiente di sicurezza;

l [mm] distanza tra il vincolo dello stelo ed il vincolo del cilindro, in genere $l = 2 \times$ corsa.

β coefficiente che tiene conto delle condizioni di vincolo rispettivamente del cilindro e dello stelo: $\beta = 2$ incastro-libero; $\beta = 1$ cerniera-cerniera; $\beta = 0{,}8$ incastro-cerniera; $\beta = 0{,}7$ incastro-incastro.

Per stelo circolare in acciaio con $k = 5$:

$$F \leq Fp = 20348 \frac{d^4}{(\beta \cdot l)^2}.$$

Forza trasversale nei cilindri. — L'entità della forza trasversale F_t

applicabile al cilindro dipende dal diametro e dalla fuoriuscita dello stelo, si può calcolare con la relazione:

$$F_t = 0{,}085 \quad \frac{F \cdot l_1}{l_1 + l_2 + corsa}.$$

In cui: F spinta del cilindro a 6 bar, l_1 distanza tra pistone e supporto a stelo tutto fuori, l_2 distanza tra carico e supporto a stelo tutto dentro. Valori, in mm, rispettivamente di $\varnothing$, l_1, l_2: 32, 32, 52; 40, 37, 58; 50, 39, 68; 63, 43, 71; 80, 52, 79; 100, 56, 85; 125, 91, 118; 160, 103, 148.

Nei cilindri a stelo passante si può porre $F_t = 0{,}15\ F$; naturalmente per corse elevate è necessaria la verifica a flessione dello stelo.

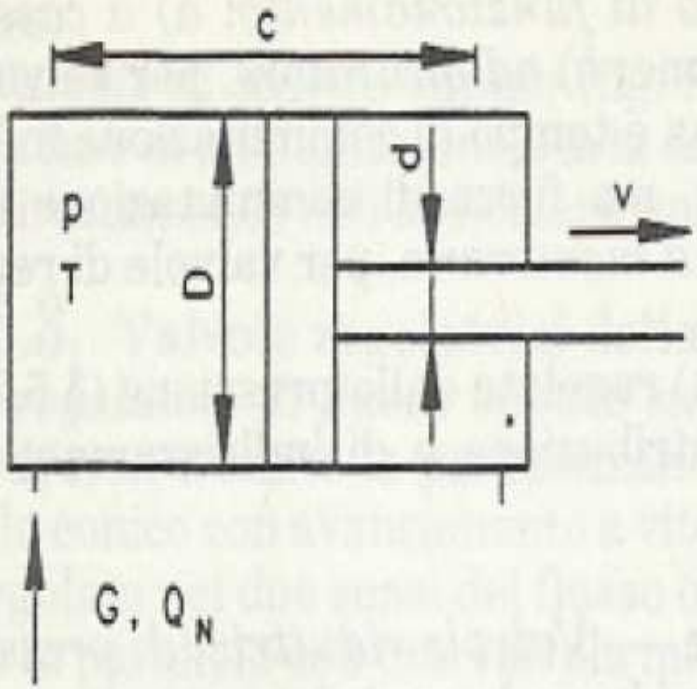
Durata di supporti e guarnizioni. — La durata delle guarnizioni dipende dalla distanza totale percorsa nella loro vita; si può ritenere valida la relazione: $2 \cdot c \cdot n = S_T$ in cui c è la corsa, n il numero di cicli (doppie corse complete) e S_T lo spazio totale percorribile (per guarnizioni polimeriche $S_T = 4000 \div 6000$ km).

La durata dei supporti dipende dal carico trasversale, dalla corsa e dal diametro del cilindro; i supporti durano meno delle guarnizioni quando i carichi trasversali sono > 5% della spinta massima del cilindro e la corsa è $< 10 \cdot D_{cilindro}$, quindi, per carichi laterali bassi ci si può riferire alla durata delle guarnizioni.

Consumo di aria dei cilindri. — Bisogna distinguere tra il consumo medio che interessa il dimensionamento dell'impianto e le spese relative alla produzione dell'aria compressa ed il consumo istantaneo che interessa il dimensionamento delle valvole e dei tubi collegati ai singoli cilindri.

I consumi di aria medi ed istantanei massimi possono essere calcolati in condizioni generali e particolari (tab. 4.2).

Tab. 4.2. - Consumo d'aria nei cilindri pneumatici.



G, Q_N portata massica e normal volumetrica

p, T pressione e temperatura assoluta nella camera di alimentazione

p_N T_N pressione e temperatura normali ($p_N = 101$ kPa, $T_N = 293$ K)

p_0 pressione di esercizio

c corsa

v velocità dello stantuffo

n numero di doppie corse (andata e ritorno) al minuto

$R = 287$ J/kg K costante caratteristica dell'aria

Unità di misura e particolarità	consumo d'aria medio cilindri a doppio effetto. (Per semplice effetto sostituire il termine $2D^2 - d^2$ con D^2 per andata e $(D^2 - d^2)$ per ritorno)	consumo d'aria istantaneo (corsa di andata)
unità SI	$G = \frac{\pi}{4}(2D^2 - d^2)c \frac{n}{60} \frac{p}{R \cdot T}$	$G = \frac{\pi}{4} D^2 v \frac{p}{RT}$
unità SI $t = 20$ °C $v < 0{,}2$ m/s	$G = 1{,}56 \cdot 10^{-7} p_o (2 D^2 - d^2) c \cdot n$	$G = 9{,}34 \cdot 10^{-6} p_o \cdot D^2 \cdot v$
unità: Nl/min, bar mm, cm/s	$Q_N = \frac{\pi}{4} 10^{-6} (2 D^2 - d^2) c\, n \left(\frac{p}{p_N}\right)\left(\frac{T_N}{T}\right)$	$Q_N = 4{,}71 \cdot 10^{-4} D^2 v \left(\frac{p}{p_N}\right)\left(\frac{T_N}{T}\right)$
Nl/min, bar mm, cm/s $t = 20$ °C $v < 20$ cm/s	$Q_N + \frac{\pi}{4} 10^{-6} 6_0 (2 D^2 - d^2) c \cdot n$	$Q_N = 4{,}71 \cdot 10^{-4} p_o \cdot D^2 \cdot v$

Regolarizzazione del moto. — Per la comprimibilità dell'aria il moto dei cilindri risulta irregolare sia come spinta che come velocità, una velocità costante, anche molto bassa, può essere ottenuta utilizzando dei *freni idraulici* (tab. 7.18), essi dissipano l'energia comunicata dal cilindro pneumatico facendo defluire, in circolo, olio attraverso una strozzatura. La velocità del freno è poco influenzata dalla forza applicata, quindi si ha un moto regolare anche quando il carico ha delle variazioni.

Generalità e classificazione. — La valvola è un dispositivo in grado di regolare o deviare un flusso di aria compressa. La caratteristica principale delle valvole è la loro conduttanza C (o l'equivalente coefficiente di portata Kv) (§ 5.5) tuttavia, comunemente, esse vengono indicate in base alla filettatura di attacco (M5, G 1/8, G 1/4, G 3/8, G 1/2, G 1). Ciò comporta una richiesta di particolare attenzione nei confronti delle prestazioni di valvole apparentemente uguali. Anche il tempo di commutazione è importante per le valvole soprattutto in applicazioni che richiedono rapidità.

Portata che attraversa i dispositivi pneumatici. — La relazione principale che caratterizza le valvole e le tubazioni è quella che lega la portata d'aria che attraversa la valvola al salto di pressione esistente agli estremi. Poiché la luce di passaggio delle valvole ha sezione elevata rispetto alla lunghezza, si può parlare di efflusso isoentropico (V. FLUODINAMICA DELL'ARIA).

Parametri principali che caratterizzano le valvole pneumatiche

— *a) Conduttanza.* Rapporto tra il valore della portata di aria che passa attraverso una valvola ed il salto di pressione.

I componenti sono caratterizzati dalla *conduttanza caratteristica C* definita come il rapporto tra la portata massica che li attraversa e la pressione assoluta di alimentazione fissata a 7,3 bar, la pressione allo scarico deve essere atmosferica e la temperatura mantenuta a 20 °C.

b) Sezione di passaggio A_0. Per luci di efflusso assimilabili ad ugelli corti c'è proporzionalità tra sezione di passaggio dell'aria e coefficiente *C*, se il condotto ha forma regolare si può porre: $C\ [Nl/min \cdot bar] = 12.32 \cdot A_0$ dove $A_0\ [mm^2]$ è la sezione minima di passaggio.

c) *Coefficiente di portata* Kv. Portata di acqua che attraversa un componente pneumatico sotto un salto di pressione di 1 bar. Si usa quando vi sono difficoltà per determinare direttamente la conduttanza caratteristica *C*.

Essendoci proporzionalità tra portata d'acqua, sezione di passaggio e portata pneumatica critica, per luci di efflusso assimilabili a ugelli corti, caso più comune nelle valvole, possono ritenersi valide le correlazioni con *C* riportate sotto.

d) Portata nominale normale $Q_N n$. Portata che passa attraverso un componente quando la pressione di ingresso (assoluta) è 7,3 bar e la pressione di scarico (assoluta) è 6,3 bar operando a 20 °C.

e) Portata nominale massima $Q_{N\max}$. È la portata nominale che passa, a 20 °C, attraverso una valvola con pressione di alimentazione (assoluta) di 7,3 bar e pressione di scarico atmosferica.

Conversione delle grandezze caratteristiche:

$C[\mathrm{kg/s \cdot Pa}] = 2{,}01 \cdot 10^{-10} \cdot C[N\mathrm{l/min \cdot bar}]$ (costante numerica dimensionata)

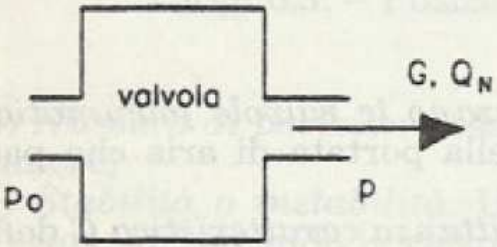
$$C[N\mathrm{l/min \cdot bar}] = 0{,}1992 \cdot Q_N n[N\mathrm{l/min \cdot bar}]$$
$$C[N\mathrm{l/min \cdot bar}] = 13{,}15 \cdot \mathrm{Kv}[\mathrm{l/min \cdot bar}]$$
$$C[N\mathrm{l/min \cdot bar}] = 0{,}137 \cdot Q_{N\max}[N\mathrm{l/min \cdot bar}]$$
$$Q_N n[N\mathrm{l/min \cdot bar}] = 66 \cdot \mathrm{Kv}[\mathrm{l/min \cdot bar}] = 1100 \cdot \mathrm{Kv}[\mathrm{m^3/h \cdot bar}]$$

Relazioni di calcolo della portata (tab. 5.1). — Per i calcoli in pneumatica si usano delle formule più semplici di quelle teoriche (V. FLUODINAMICA DELL'ARIA) che, nel campo delle pressioni usuali, non si discostano molto da queste e che, basandosi su dati empirici, sono addirittura più aderenti alla realtà. La normativa CETOP raccomanda le relazioni 2) e 2a) (tab. 5.1.) rispettivamente per flusso subsonico e sonico. Con le unità SI le stesse relazioni sono espresse dalle 1) e 1a) della stessa figura. Alcuni costruttori danno una relazione che porta a risultati equivalenti ponendo $b = 0.5$ e usando il coefficiente di portata K_v: formule 3) e 3a).

In teoria $b = 0{,}529$; comunemente $b = 0{,}3 \div 0{,}4$; quando vi sono molti dispositivi in serie $b = 0{,}1 \div 0{,}3$; alcuni costruttori, proponendo un leggero sovradimensionamento, pongono $b = 0$.

L'andamento della portata rispetto al salto di pressione è quello tipico per l'efflusso dalle condizioni di ristagno. Se la pressione di alimentazione resta costante e la pressione di scarico varia allora la portata resta costante fino a che la pressione allo scarico resta inferiore al valore critico, raggiunto questo punto la portata decresce rapidamente (fig. 5.4).

TAB. 5.1. - CALCOLO DELLA PORTATA DELLE VALVOLE.



p_o pressione (assoluta) in ingresso
p pressione (assoluta) in uscita
G portata massica
Q_N portata normal volumetrica
T [K] temperatura ambiente
p_c pressione critica in uscita (viene raggiunta la velocità del suono)

$r = p/p_o$ rapporto tra pressione di uscita ed ingresso
$b = p_c/p_o$ rapporto critico delle pressioni
$K_T = \sqrt{293/T}$ fattore di correzione della temperatura rispetto a 20 °C
C conduttanza
K_v coefficiente di portata

Unità di misura	$r > b$	$r \leq b$
Sistema SI C [kg/s·Pa]	$G = C\, p_o K_T \sqrt{1-\left(\frac{r-b}{1-b}\right)^2}$ 1)	$G = C\, p_o K_T$ 1a)
Q_N [Nl/min], p [bar] C [Nl/min·bar]	$Q_N = C\, p_o K_T \sqrt{1-\left(\frac{r-b}{1-b}\right)^2}$ 2)	$Q_N = C\, p_o K_T$ 2a)
Q_N [Nl/min], p [bar] K_v [Nl/min·bar],	b=0,5 $Q_N = 28{,}3\, K_v p_o K_T \sqrt{r(1-r)}$ 3)	b=0,5 $Q_N = 28{,}3\, K_v p_o K_T$ 3a)

Caduta di pressione in un componente pneumatico. — Dalle relazioni della portata si possono dedurre le relazioni che danno la caduta di pressione in un componente pneumatico avente conduttanza C e pressione in ingresso p_o.

Con unità di misura SI (G[kg/s], C[kg/s·Pa], p[Pa]):

$$\Delta p = (1-b)\ [p_o - \sqrt{p_o^2 - (G/C \cdot K_T)^2}\ \text{quando}\ r = 1 - \Delta p/p_o > b;$$
$$\Delta p = p_o(1-b)\ \text{quando}\ r \leqslant b.$$

Con le unità di misura usuali in pneumatica (Q_N[Nl/min], C(Nl/bar·min], p[bar]):

$$\Delta p = (1-b)\ [p_o - \sqrt{p_o^2 - (Q_N/C \cdot K_T)^2}\ \text{quando}\ r = 1 - \Delta p/p_o > b;$$
$$\Delta p = p_o(1-b)\ \text{quando}\ r \leqslant b.$$

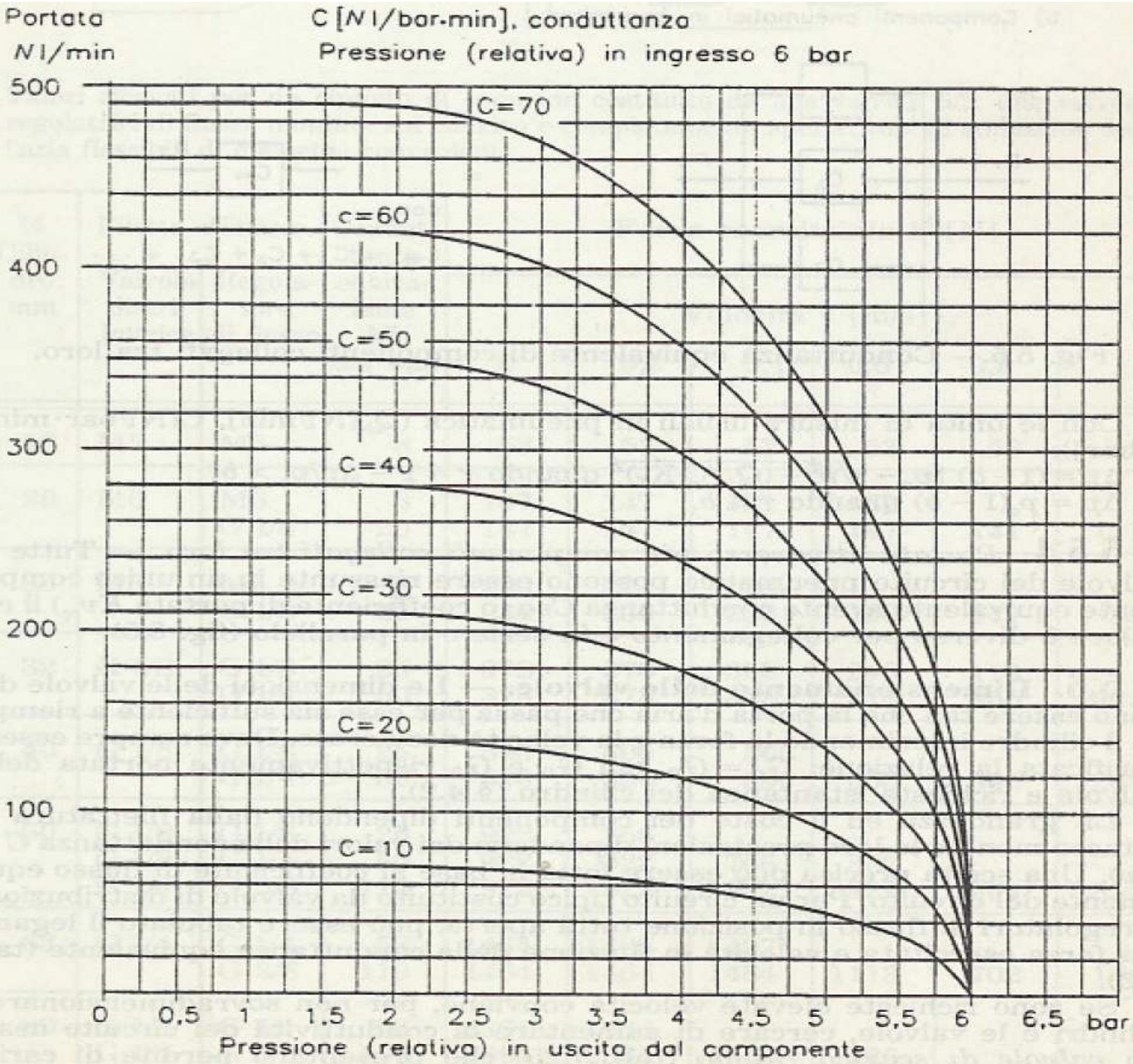
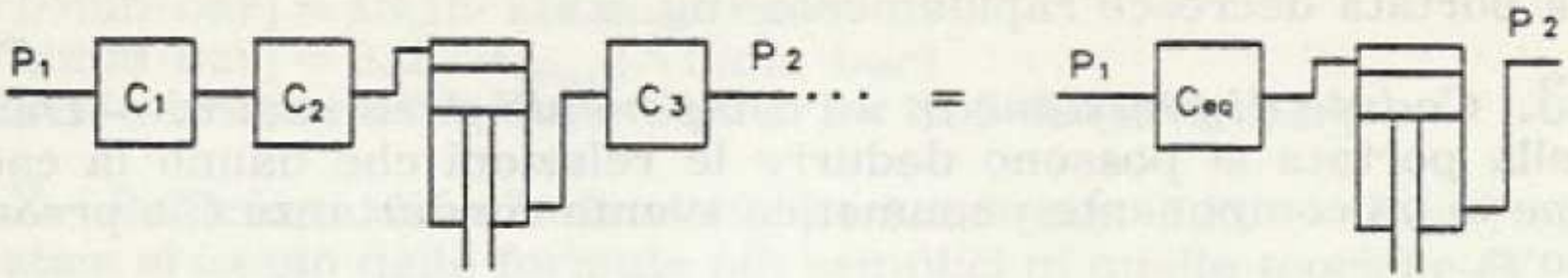


Fig. 5.4. – Andamento della portata nelle valvole in funzione della pressione di scarico.

Fig. 5.5. – Conduttanza equivalente di componenti collegati tra loro.

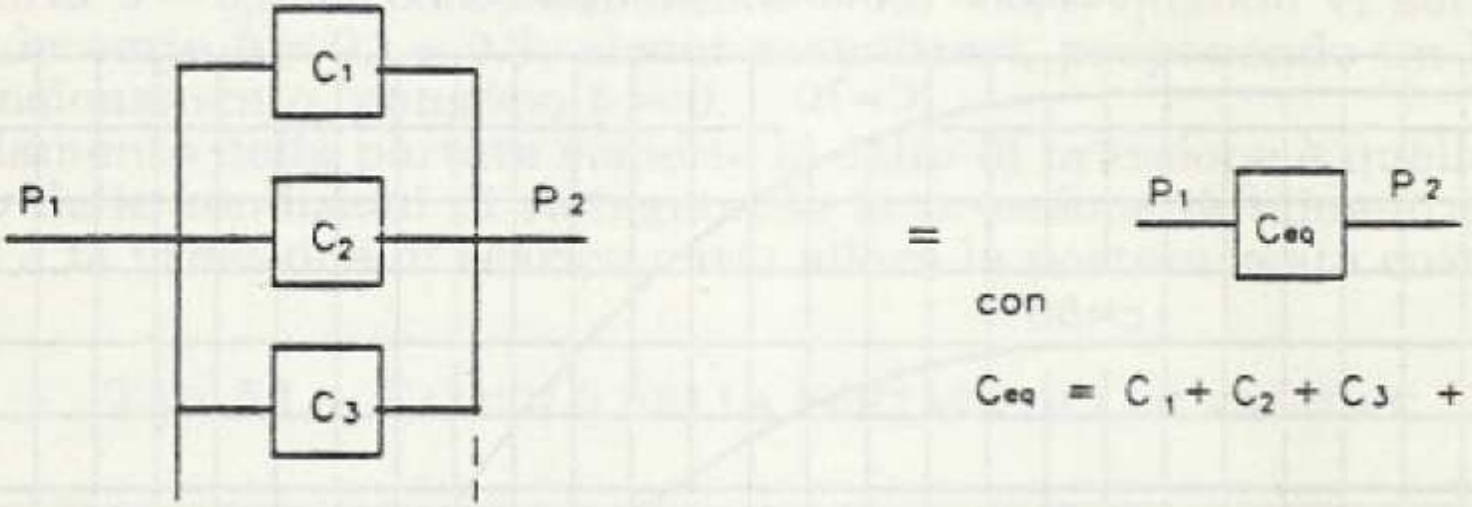
a) Componenti pneumatici in serie



con

$$\frac{1}{C_{eq}^3} = \frac{1}{C_1^3} + \frac{1}{C_2^3} + \frac{1}{C_3^3} + \cdots$$

b) Componenti pneumatici in parallelo



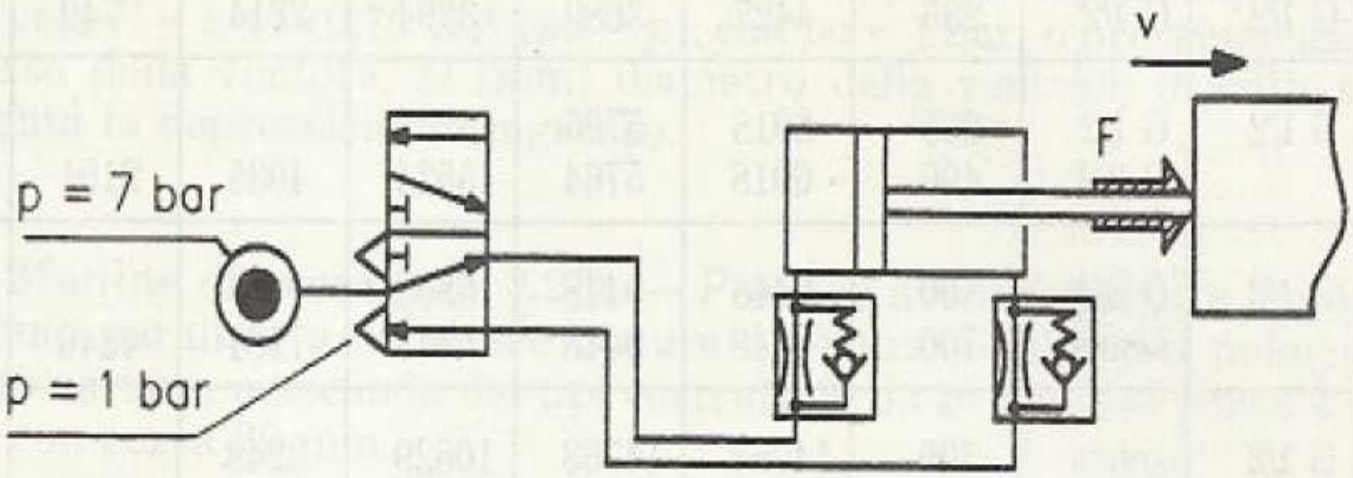
Portata attraverso più componenti collegati tra loro. — Tutte le valvole del circuito pneumatico possono essere riassunte in un unico componente equivalente avente conduttanza *Ceq* (o coefficiente di portata Kv_{eq}) il cui valore è diverso per collegamento è in serie o in parallelo (fig. 5.5).

Dimensionamento delle valvole. — Le dimensioni delle valvole devono essere tali che la porta d'aria che passa per esse sia sufficiente a riempire il cilindro imprimendo la forza e la velocità desiderate. Deve sempre essere verificata la relazione: $G_D = G_R$ con G_D e G_R rispettivamente portata della valvola e richiesta istantanea del cilindro (§ 4.2).

La grandezza ed il costo dei componenti dipendono dalla filettatura di attacco mentre le loro prestazioni dipendono dai valori della conduttanza C (o Kv). Una scelta precisa può essere fatta in base al coefficiente di flusso equivalente del circuito. Per un circuito tipico costituito da valvole di distribuzione e regolatori di flusso in posizione tutta aperta, può essere tabulato il legame fra forza esercitata e velocità in funzione della conduttanza equivalente (tab. 5.2).

Se sono richieste elevate velocità conviene, per non sovradimensionare i cilindri e le valvole, cercare di aumentare la conduttività del circuito usando *valvole di scarico rapido* (tab. 7.25) che presentano perdite di carico basse quando sono percorse nel verso dell'immissione e quasi nulle allo scarico.

TAB. 5.2. - FORZA ESERCITABILE DAI CILINDRI IN FUNZIONE DELLA VELOCITÀ E DELLE DIMENSIONI DELLE VALVOLE.



Valori ricavati per un circuito di comando costituito da una valvola 5/2, due valvole regolatrici di flusso montate sul cilindro e completamente aperte, tubi di adduzione dell'aria flessibili di diametro conveniente.

∅ Cilindro mm	Filetto d'attacco: Valvola distributrice	Filetto d'attacco: Regolatore di flusso	Conduttanza equivalente *Nl*/bar·min	Forza esercitabile F [N] — Velocità v [m/s]: 0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
16	M5	M5	8	53	53	53	53	53	48
20	M5	M5	8	147	147	121	62		
		G 1/8	20	147	147	147	147	141	121
25	M5	M5	8	230	221	88			
		G 1/8	20	230	230	230	198	147	88
32	G 1/8	G 1/8	25	378	378	355	249	113	
		G 1/4	50	378	378	378	378	355	302
40	G 1/8	G 1/8	25	590	590	365			
		G 1/4	50	590	590	590	508	366	201
50	G 1/8	G 1/8	25	922	756				
	G 1/8	G 1/4	50	922	922	756	387		
	G 1/4	G 3/8	110	922	922	922	922	904	812

63	G 1/4	G 1/4 G 3/8	53 110	1464 1464	1405 1464	497 1464	1113	702	176
80	G 1/4 G 1/4 G 1/2	G 1/4 G 3/8 G 1/2	53 110 235	2361 2361 2361	1464 2361 2361	1653 2361	425 2220	1747	1227

(segue)

Segue TAB. 5.2. - FORZA ESERCITABILE DAI CILINDRI IN FUNZIONE DELLA VELOCITÀ E DELLE DIMENSIONI DELLE VALVOLE.

100	G 1/4 G 1/2	G 3/8 G 1/2	110 235	4427 4427	3246 3689	369 3394	2214	740	—
125	G 1/2	G 1/2 G 3/4	235 400	6918 6918	5765 5764	3228 5534	4035	2191	—
160	G 1/2	G 3/4 senza	400 700	9448 9448	9448 9448	5858 9448	7181	4346	756
200	G 1/2 G 3/4	senza senza	700 1200	14763 14763	14763 14763	10629 14763	3248 12105	8562	3838

Esempio di calcolo di dimensionamento dei componenti pneumatici. — Dimensionare cilindro e valvole per muovere un carico $F = 500$ N alla velocità $v = 50$ cm/s, pressione di alimentazione (assoluta) $p_o = 7$ bar, pressione di scarico $p_a = 1$ bar, temperatura 20 °C.

Ci si riferisce al circuito tipico e ai dati riportati in tab. 5.2. Fasi del calcolo:

a) Scelta del cilindro e delle valvole. Per $F = 500$ N e $v = 0{,}5$ m/s, si assume un cilindro con $D = 40$, valvole di distribuzione G 1/8 e regolatori di portata G 1/4 e tubo flessibile ∅ 6. La valvola 5/2 con filetto G 1/8 presenta $C_1 = 165$ Nl/bar·min (tab. 7.22); lo strozzatore G 1/4 ha $C_2 = 1{,}45$ Nl/s·bar = 87 Nl/min·bar per flusso attraverso lo strozzatore completamente aperto, $C_3 = 1.53$ Nl/s·bar = 91,8 Nl/min·bar per flusso in senso inverso (tab. 7.19); tubi ∅ 6, con $\varnothing_{int} = 4$ mm, con lunghezza complessiva 1 m, presentano (tab. 7.2) $C_4 = 73{,}8 \cdot 4^2/\sqrt{91 + 1000/4^{1.125}} = 72{,}1$ Nl/min·bar.

b) Salti di pressione. La differenza di pressione tra le camere del cilindro necessaria per esercitare la spinta F (tab. 4.1), se $\eta = 0{,}95$, è: $p_1 - p_2 = 40 \cdot F/(\pi \cdot d^2 \eta) = 4{,}18$ bar.

c) Conduttanza equivalente del circuito Ceq. La valvola distributrice va contata due volte perché è percorsa dall'aria sia in immissione che allo scarico, si ottiene: $1/Ceq^3 = 2 \cdot 1/C_1^3 + 1/C_2^3 + 1/C_3^3 + 1/C_4^3 = 5{,}97 \cdot 10^{-6}$ e quindi $Ceq = 55{,}1$ Nl/bar·min.

Con ipotesi cautelativa si può pensare che questa conduttanza equivalente realizzi il salto di pressione tra p_0 ed una fittizia pressione di scarico $p_s = p_a + (p_1 - p_2) = 1 + 4{,}18 = 5{,}18$ bar.

d) Portata massima che può passare per i componenti. Posto $b = 0{,}3$ calcolati $r = p_s/p_0 = 5{,}18/7 = 0{,}74 > 0{,}3$, $K_T = 1$ perché $t = 20$ °C, si ottiene: $Q_N = Ceq \cdot p_0 \cdot K_T \cdot \sqrt{1 - [(r-b)/(1-b)]^2} = 299{,}9$ Nl/min.

e) Consumo d'aria istantaneo del cilindro Q_N'. Si assume la pressione nella prima camera del cilindro, $p_1 = p_0$ per tener conto delle strozzature allo scarico, quindi $Q_N' = (4{,}71/10\ 000) \cdot p_1 \cdot D^2 \cdot v = 263.8$ Nl/min.

f) Verifica. Poiché $Q_N > Q_N'$ c'è margine sufficiente per regolare lo strozzatore in modo da realizzare la forza $F = 500$ N alla velocità $v = 0{,}5$ m/s.

CIRCUITI PNEUMATICI

Nei circuiti finora illustrati ogni movimento del pistone dipende dall'intervento dell'operatore.

Questi circuiti si dicono manuali o arbitrari.

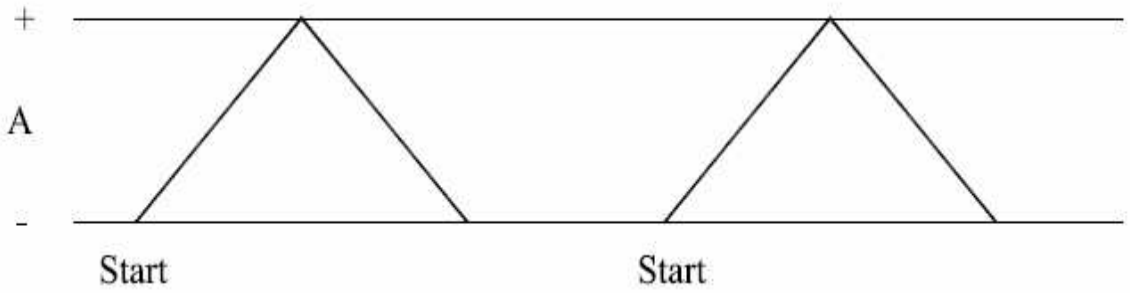
Se i movimenti dei pistoni sono indipendenti dalla volontà dell'operatore (esclusa la partenza), si creano dei comandi per cicli *semiautomatici* e *automatici*.

Circuiti semiautomatici

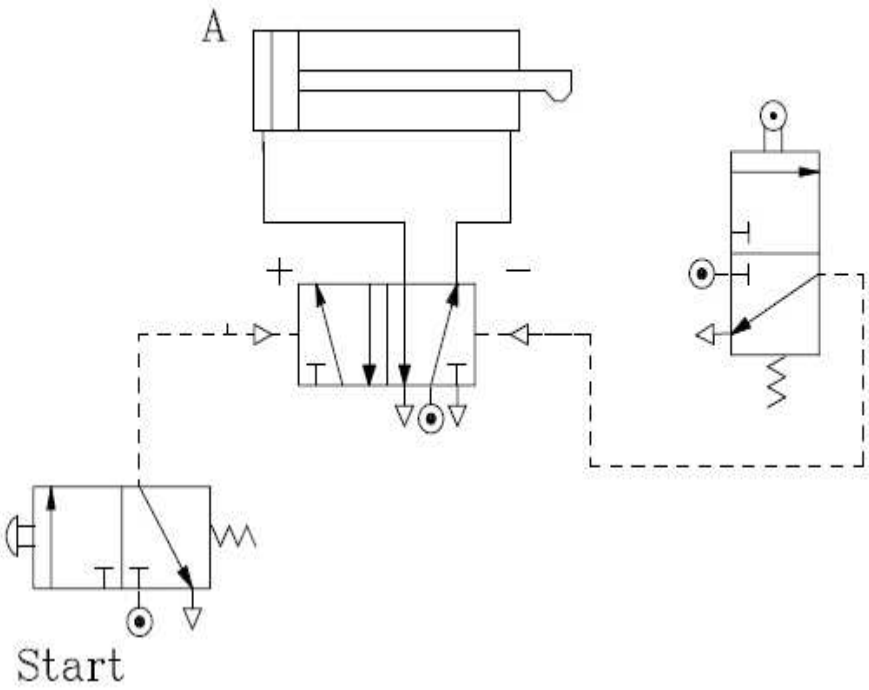
Si definisce *ciclo* una serie completa di eventi o condizioni che si ripetono nel tempo in modo identico.

Nei circuiti semiautomatici dopo ogni ciclo si ha l'arresto e occorre un altro intervento per ripetere il ciclo medesimo.

Il diagramma spazio tempo di un ciclo semiautomatico ha il seguente andamento:



I cicli semiautomatici si ottengono facendo commutare al termine della corsa un distributore di controllo chiamato distributore finecorsa o semplicemente finecorsa.



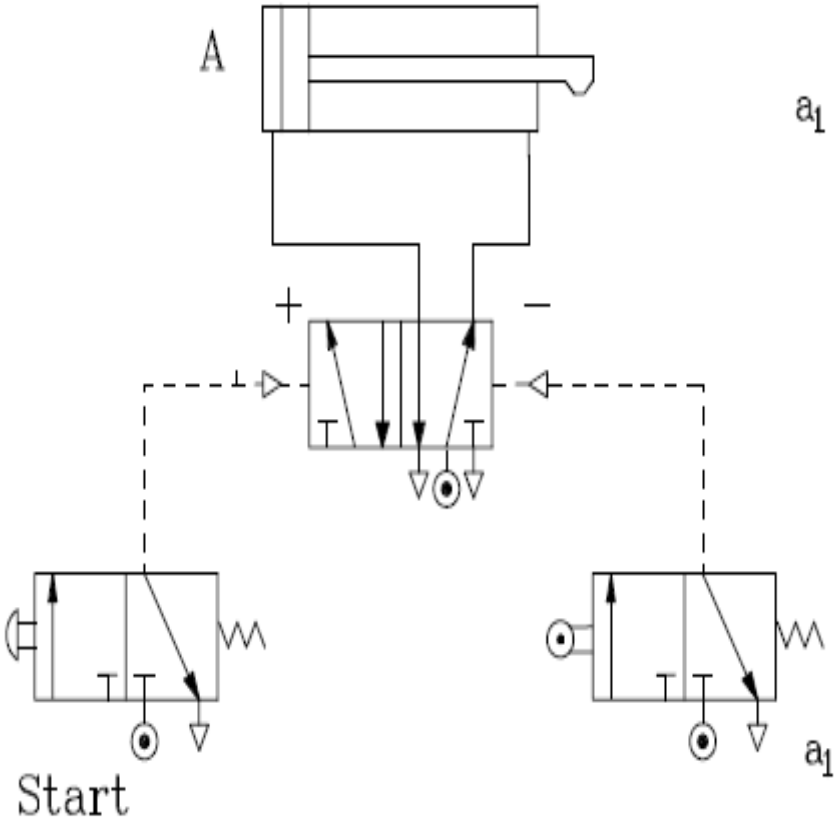
Azionando brevemente lo Start il 5/2 principale commuta ed il pistone avanza. Giunto al termine della corsa positiva la camma presente sullo stelo aziona il finecorsa 3/2 che, aprendosi, invia un segnale di pilotaggio al distributore principale commutandolo in posizione - e provocando perciò il rientro dello stelo. Per far ripartire il ciclo occorre azionare nuovamente lo Start.
Lo schema è stato rappresentato in modo topografico per far capire come in pratica va montato il finecorsa. Come però già detto precedentemente una tale rappresentazione può causare difficoltà nei progetti di circuiti complessi a causa degli inevitabili incroci dei condotti.

Si procederà pertanto alla stesura del circuito in modo funzionale. A quanto già esposto per la sua realizzazione vanno aggiunte le seguenti modalità:

- I finecorsa, disegnati allineati agli altri distributori di controllo, si indicano con una lettera minuscola corrispondente a quella con cui si è indicato il relativo cilindro.
- La lettera avrà il pedice 0 se il finecorsa lavora in posizione negativa o il pedice 1 se lavora in posizione positiva.
- Gli stessi simboli vanno riportati in corrispondenza delle rispettive posizioni negative e positive dell'estremità dello stelo e sui diagrammi spazio tempo.

In questo modo la posizione dei finecorsa è ben definita e la rappresentazione dei circuiti anche complessi risulta chiara e semplificata.

Di seguito viene riportato il circuito precedente rappresentato in modo funzionale.



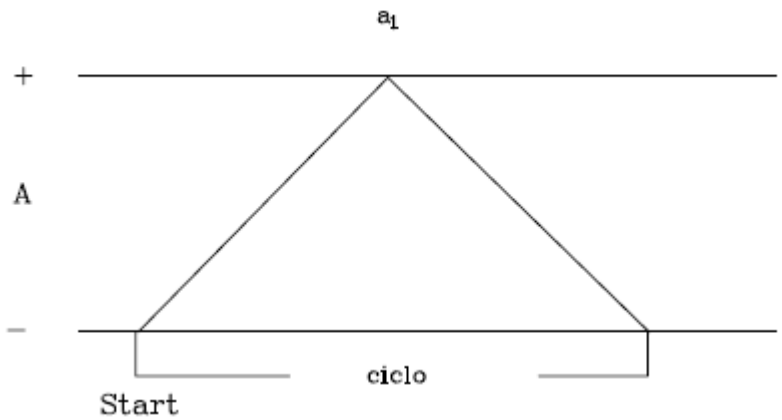
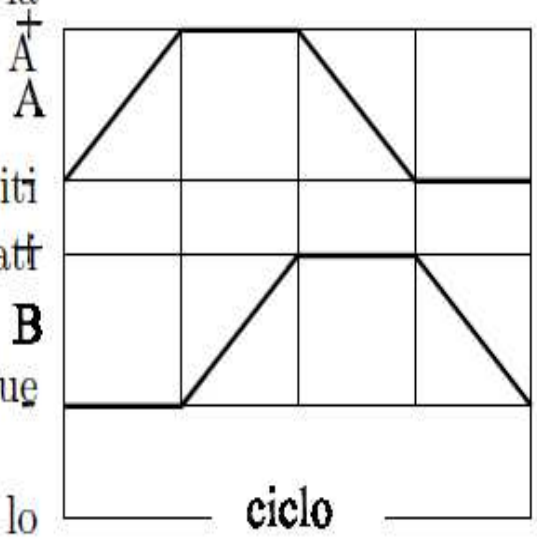
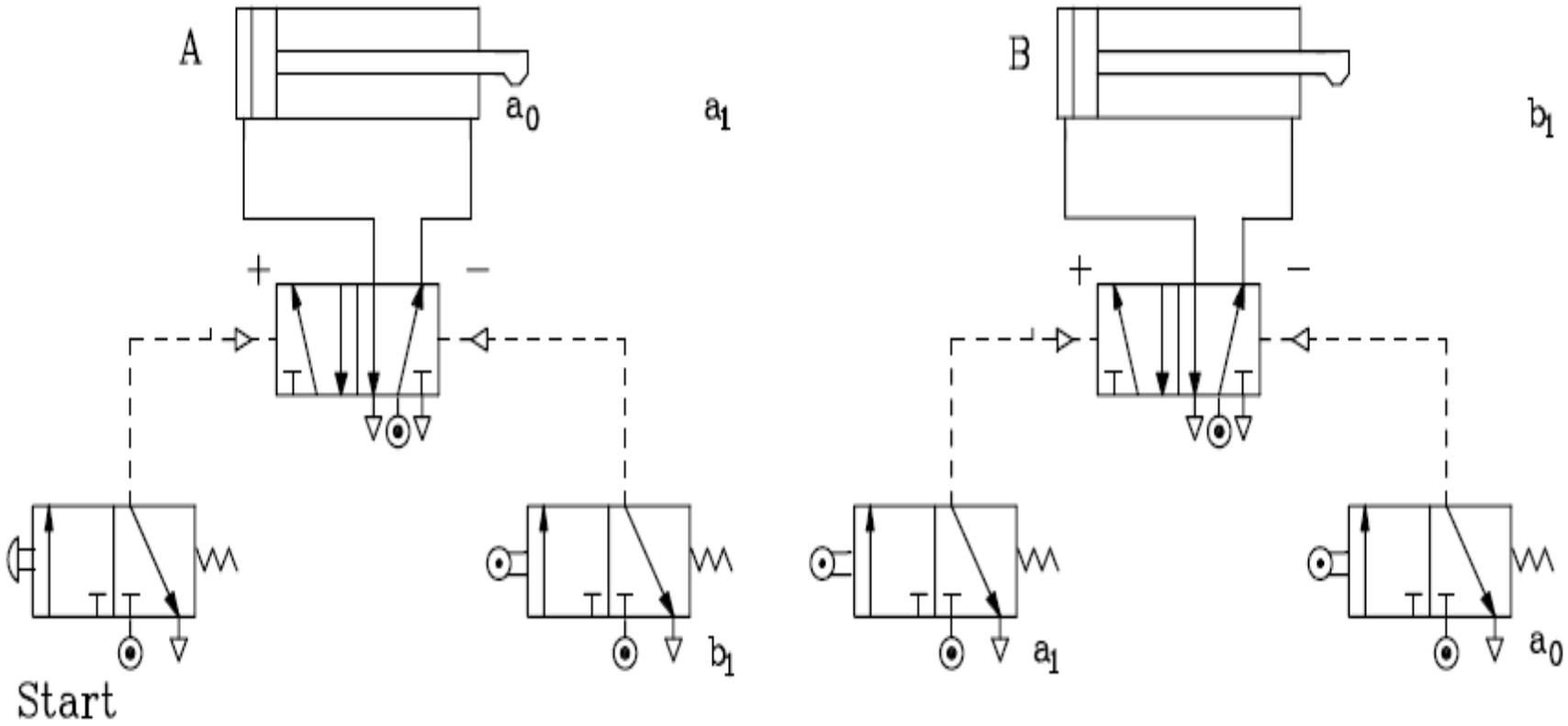


Diagramma delle fasi

Durante la progettazione del circuito non occorre conoscere la velocità del pistone e la lunghezza della corsa per cui le linee inclinate dei diagrammi possono essere disegnate a 45°.
Questa rappresentazione è molto utile per lo studio di circuiti complessi e i diagrammi così rappresentati vengono chiamati diagrammi delle fasi.
L'esempio a fianco rappresenta il diagramma delle fasi di due cilindri A e B che devono compiere il seguente ciclo:
lo stelo di A esce, lo stelo di B esce, lo stelo di A rientra, lo stelo di B rientra.

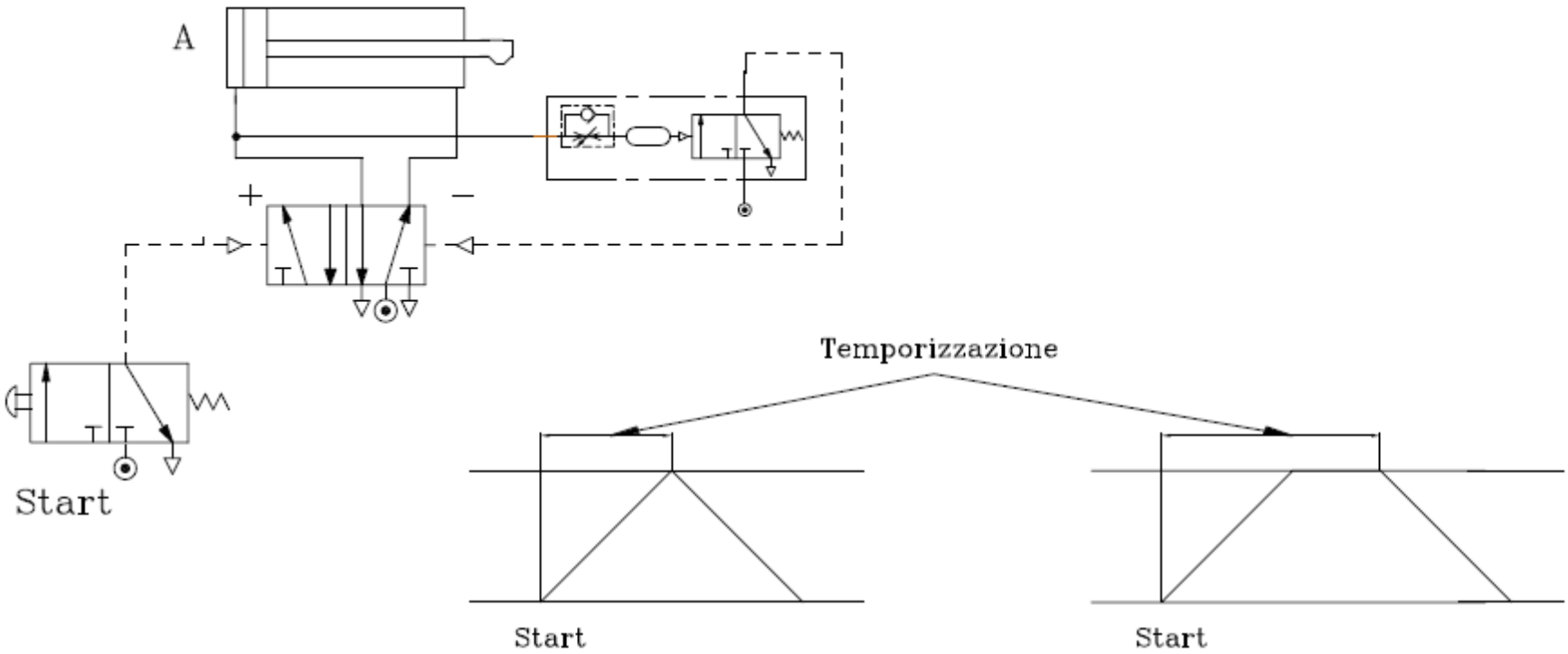


L'alternanza delle fasi di un ciclo viene chiamata sequenza e, oltre che sul diagramma, può essere indicata anche letteralmente.
Lo schema seguente illustra il circuito semiautomatico dell'esempio precedente la cui sequenza letterale è: A+ / B+ / A- / B-


A
a_0
a_1
+
−
Start
b_1
B
b_1
+
−
a_1
a_0

Circuiti semiautomatici in funzione del tempo

I circuiti semiautomatici si possono realizzare anche senza finecorsa, impiegando i temporizzatori come si può vedere dal circuito seguente:

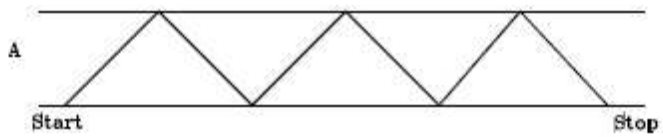


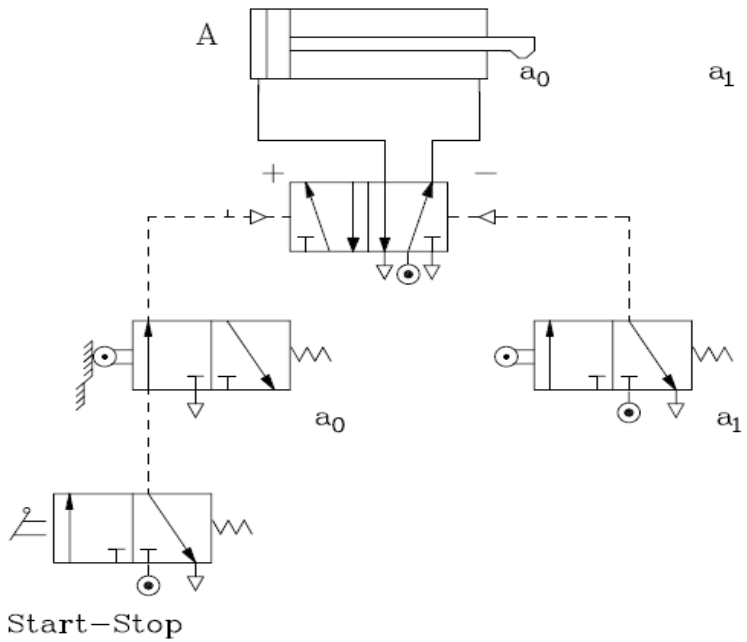
In questi circuiti, che si impiegano ad esempio quando non è possibile montare il finecorsa, non c'è la certezza che il pistone abbia completato la corsa prima di invertire il movimento. Se durante l'uscita lo stelo incontra una resistenza che lo fa rallentare, al termine del tempo regolato, il 5/2 commuta e lo stelo rientra anche se non ha completato la corsa positiva.

Circuiti automatici

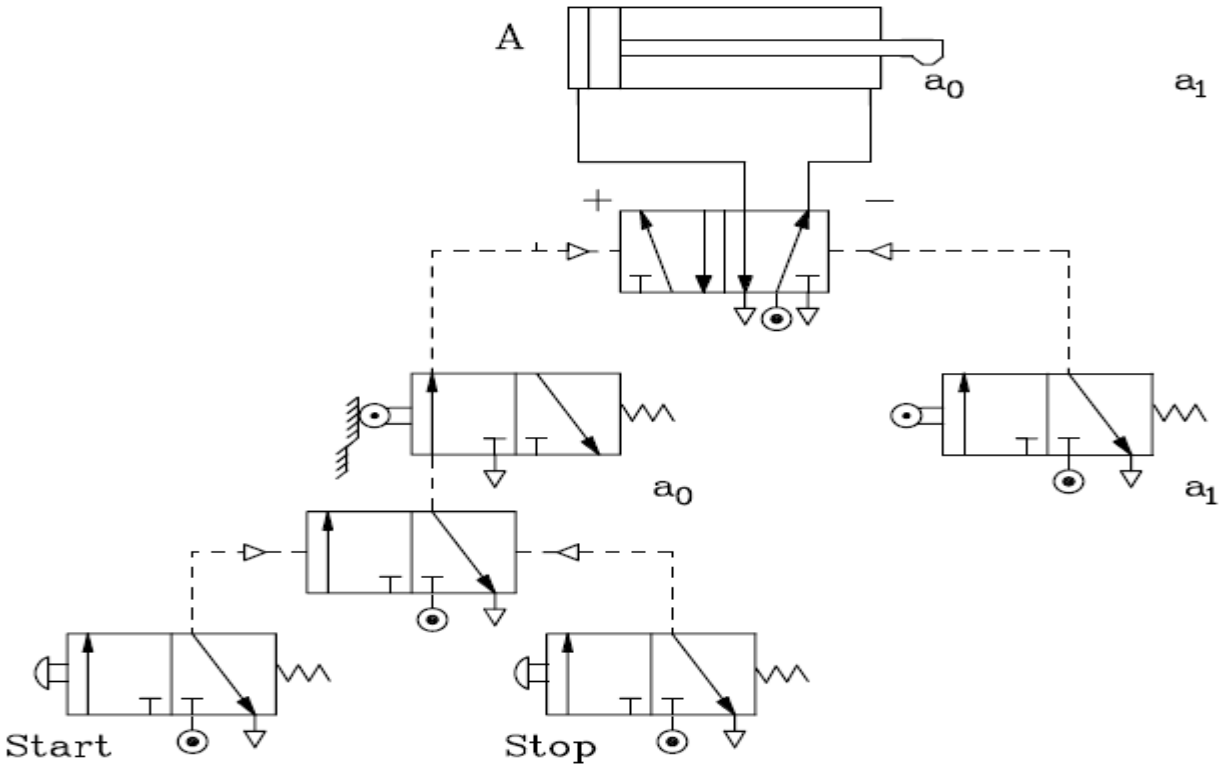
I circuiti si dicono automatici quando l'operatore interviene solo per far iniziare il ciclo o per far terminare le ripetizioni del ciclo stesso che può ripetersi automaticamente per tutto il tempo desiderato.

Esempio di circuito automatico con avviamento ed arresto mediante un distributore bistabile a leva.

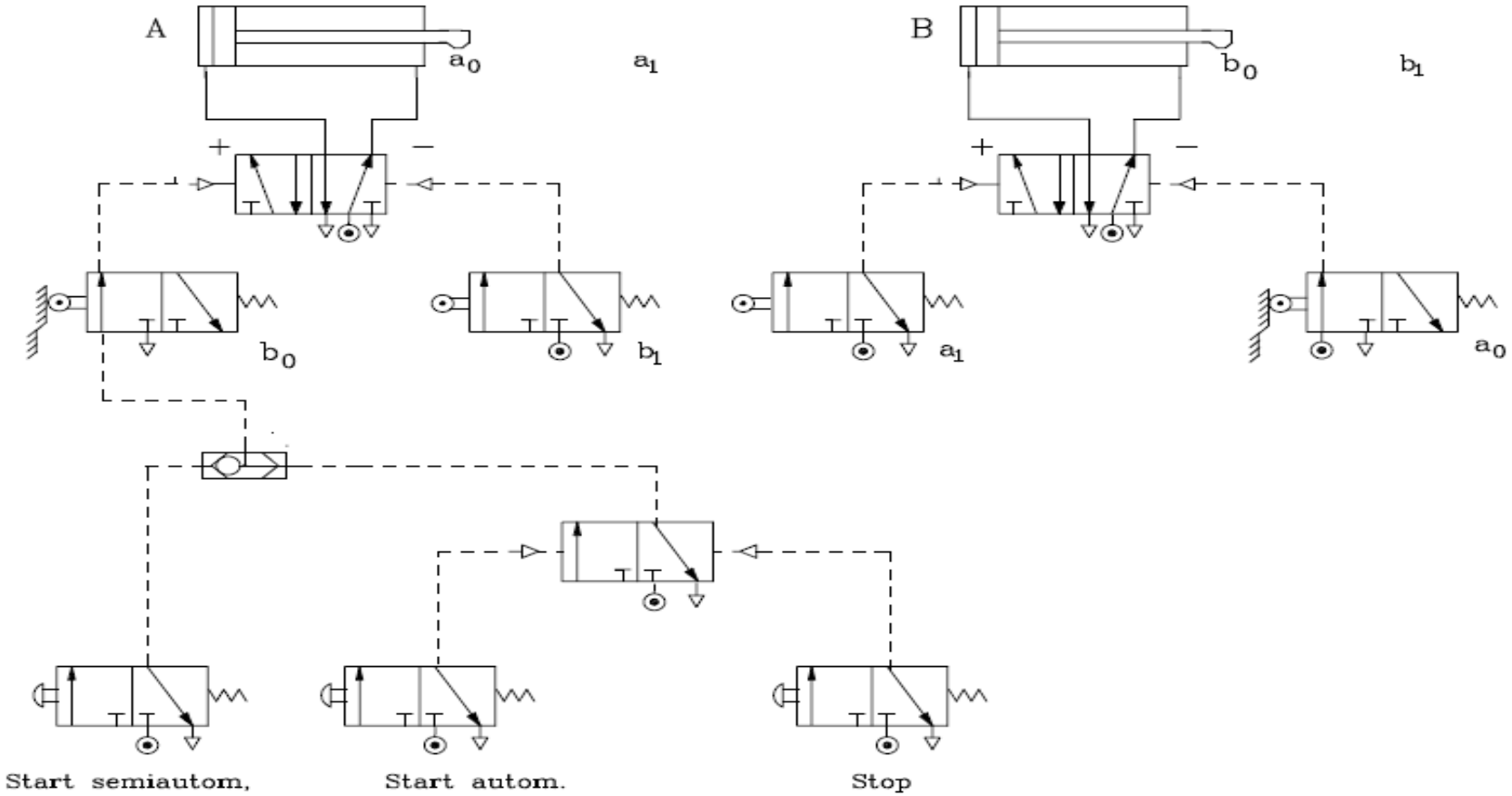




Di solito si impiegano azionamenti a pulsante anche se ciò comporta l'impiego di qualche elemento in più rispetto ai comandi a leva. Il circuito in questo caso risulta il seguente:



Generalmente sulle macchine automatiche esiste la possibilità del funzionamento anche in modo semiautomatico. Ciò risulta molto utile durante la messa a punto della macchina stessa .
La sequenza già vista A+ / B+ / A- / B- viene realizzata in modo automatico e semiautomatico con il seguente circuito:



Nei circuiti automatici illustrati, quando viene azionato lo Stop si ha il completamento del ciclo. A volte però, in funzione dell'automatismo che si deve realizzare, occorre arrestare il ciclo anche in altre posizioni. I più comuni sistemi d'arresto dei cicli automatici sono:

- Arresto in posizione positiva o negativa a seconda che, all'azionamento dello Stop, il movimento del pistone sia positivo o negativo
- Arresto immediato del pistone
- Arresto del pistone con il suo immediato riposizionamento a riposo (Emergenza)
- Attuazione di una sola corsa del pistone

Comandi sequenziali

Con SEQUENZA si definisce il movimento di più pistoni che si attua secondo un programma prestabilito. Per studiare un circuito pneumatico che deve realizzare una determinata sequenza occorre:

a) Descrivere la sequenza

b) Disegnare il diagramma di moto dei pistoni nella successione cronologica che li lega

c) Definire la posizione di partenza e di arrivo dei segnali di comando d) Analizzare detti segnali

Descrizione delle sequenze (Sequenze letterali)

Si scrivono le lettere maiuscole con cui sono stati designati i cilindri nella successione in cui devono avvenire i movimenti dei loro pistoni. Si aggiungono i segni + o - che precisano il tipo di movimento (avanzamento o arretramento).

Ad esempio una sequenza A+ / A-B+ / B- significa che i movimenti che si vogliono attuare sono:

- Uscita dello stelo di A
- Rientro dello stelo di A e contemporanea uscita dello stelo di B
- Rientro dello stelo di B

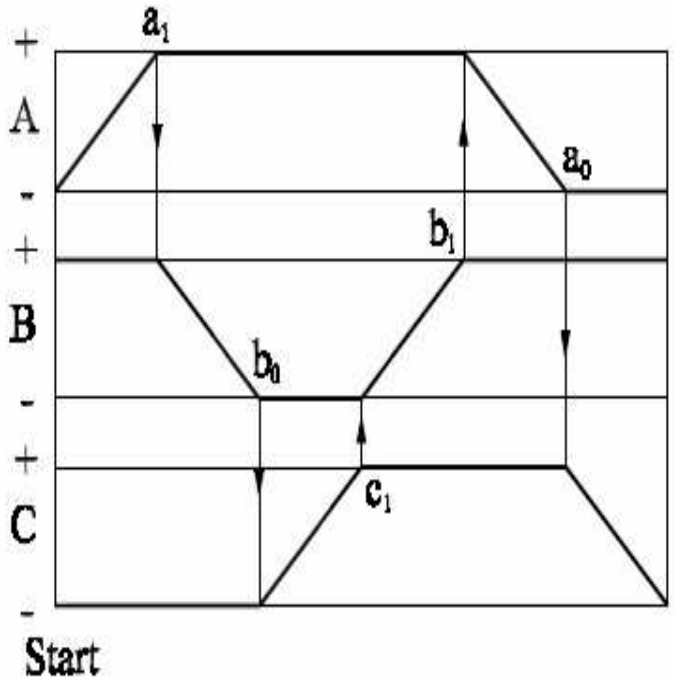
Diagramma delle fasi o diagramma sequenziale

Rappresenta i movimenti che gli steli dei cilindri devono compiere così come descritto nella sequenza letterale.

Si disegnano in colonna tanti spazi per i diagrammi di moto quanti sono i cilindri; si traccia una linea verticale che indica l'inizio del ciclo e si indica ogni spazio con una lettera maiuscola partendo dall'alto con la lettera A.

Si traccia quindi l'inclinata a 450 che rappresenta il primo movimento dello stelo del cilindro A. Dal punto di intersezione con la linea di sosta si traccia una verticale fino al punto di partenza del pistone del cilindro B inserendo una freccia indicante il senso seguito (da A a B). Si procede così di seguito fino a rappresentare tutta la sequenza. Si indicano i finecorsa che provocano i segnali.

Ad esempio la sequenza A+ / B- / C+ / B+ / A- / C- viene rappresentata dal seguente diagramma:



Le linee verticali con freccia si chiamano **Linee di comando**

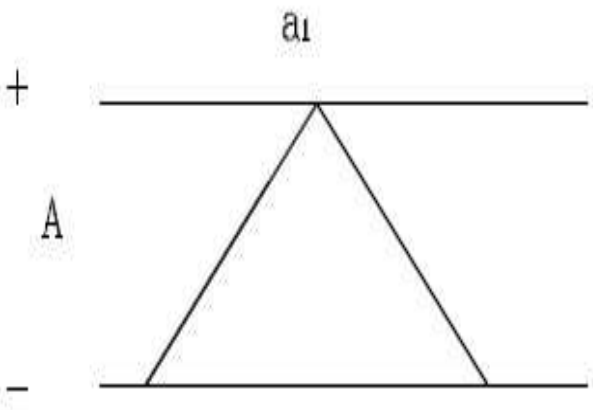
Il punto di inizio della linea di comando si chiama **Punto di partenza del segnale di comando**

Il punto in cui termina la linea di comando si chiama **Punto di arrivo del segnale di comando**

Analisi dei segnali

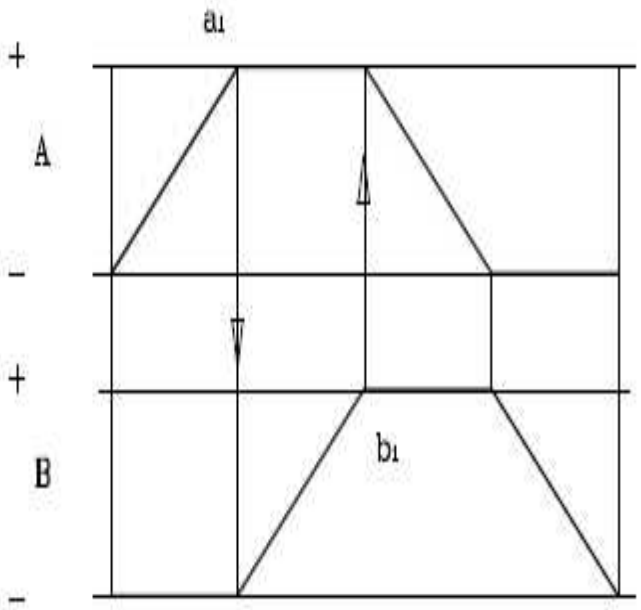
I segnali possono essere: *Istantanei - Continui - Bloccanti*

SEGNALI ISTANTANEI sono quei segnali che cessano subito dopo aver provocato l'evento.
Esempio: Dal diagramma di moto si vede che quando il pistone giunge a fine corsa positiva provoca a1 l'azionamento del finecorsa a1 . Il segnale che + esce da a1 pilota il distributore principale di A A provocando l'arretramento dello stelo ed il conseguente rilascio di a1 e l'annullamento del segnale.



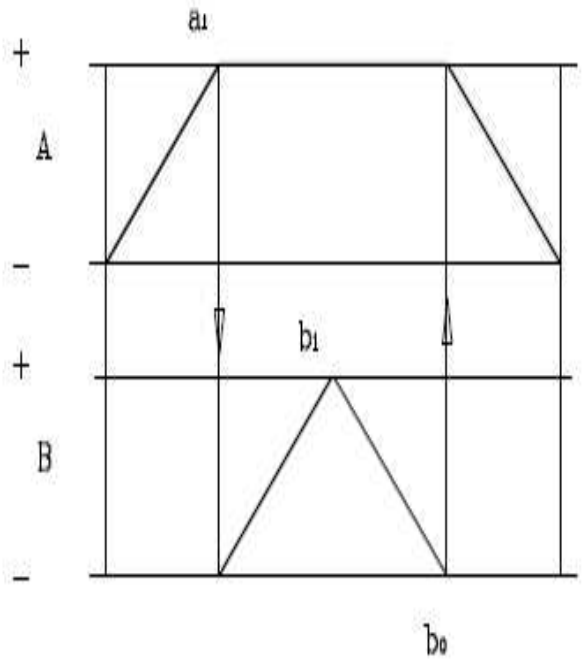
SEGNALI CONTINUI sono quei segnali che rimangono anche dopo aver provocato l'evento.

Esempio: Il finecorsa a1 genera un segnale che provoca + l'uscita di B mentre A si ferma in posizione A - positiva mantenendo azionato a1. Solo quando b1 provoca l'arretramento di A si ha il rilascio b1 + b1 di a1 con conseguente annullamento del segnale.



SEGNALI BLOCCANTI sono quei segnali le cui linee di sosta comprendono la doppia corsa dei pistoni dei cilindri da essi comandati. In pratica impediscono la continuazione del ciclo.

Esempio: Quando a1 viene azionato il segnale che si attiva + provoca l'uscita B+. Al termine della corsa il segnale b1 non è efficace perché al distributore principale di B è ancora presente il segnale a1.



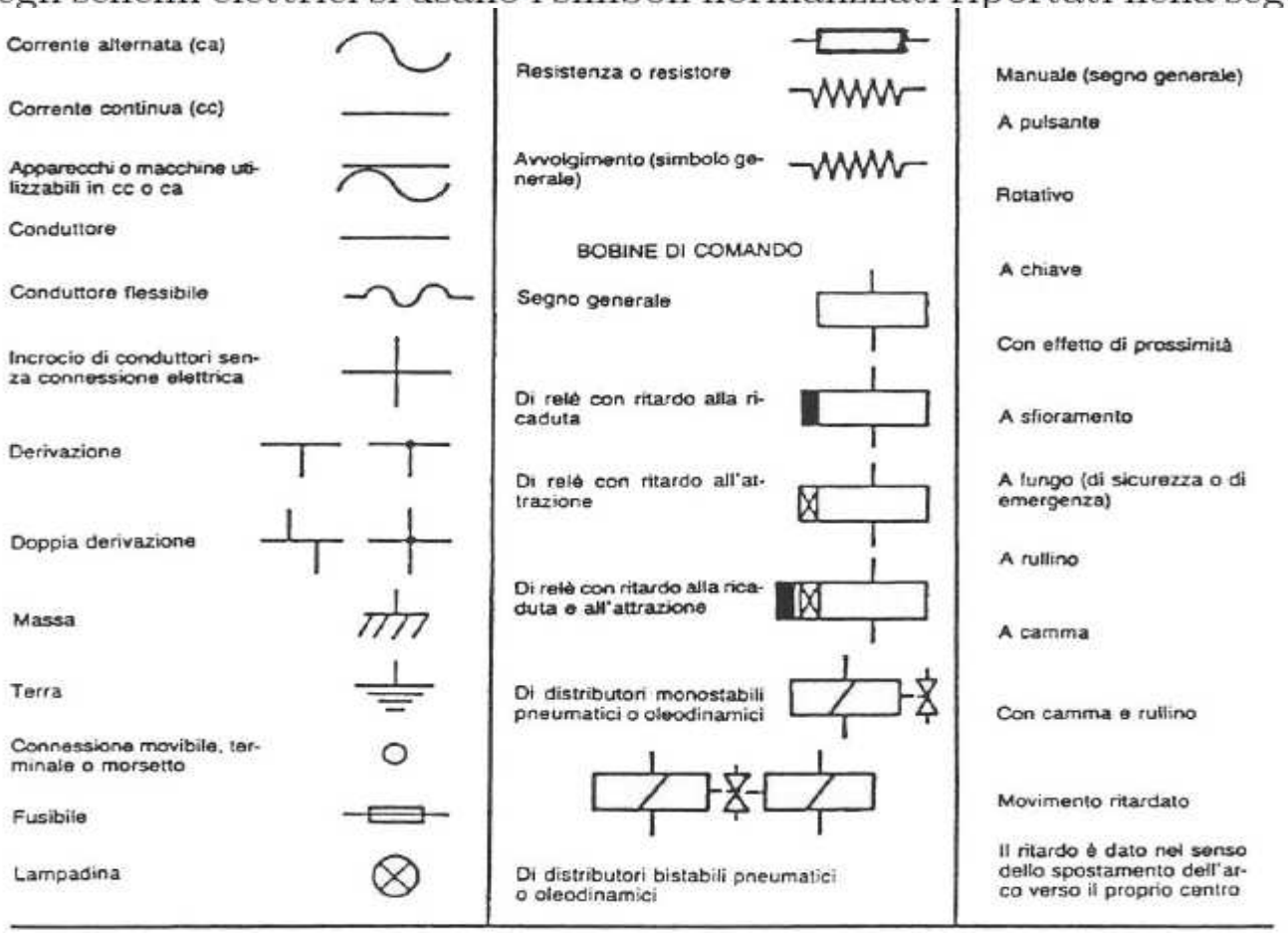
Dopo aver disegnato il diagramma delle fasi si completa la descrizione letterale con i simboli dei segnali che devono provocare i movimenti.
Tale descrizione per l'ultimo esempio è:

$$
\begin{aligned}
Start &= A+ \\
a_1 &= B+ \\
b_1 &= B- \\
b_0 &= A-
\end{aligned}
$$

Per annullare i segnali bloccanti occorre diminuire la durata della loro presenza (o trasformarli in istantanei) prima che si presentino segnali opposti. Ciò si ottiene, dove possibile, con la tecnica dei collegamenti alle alimentazioni degli elementi di controllo finecorsa. Con questa tecnica, si ottengono circuiti più semplici, sicuri e di facile stesura senza impiegare elementi aggiuntivi.

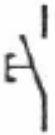
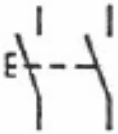
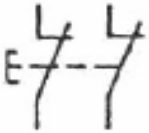
CIRCUITI ELETTROPNEUMATICI

Sono costituiti dal circuito di potenza pneumatico e da quello di comando elettrico.
Per la stesura degli schemi elettrici si usano i simboli normalizzati riportati nella seguente tabella.



ORGANI DI MANOVRA

Il senso di spostamento del contatto mobile dall'una all'altra posizione è da sinistra a destra se dis verticalmente, dal basso in alto de disegnato orizzontalmente

Contatto di chiusure. Interruttore normalmente aperto. Segno generale			Contatto di chiusura anticipato (chiude in anticipo rispetto ad altri contatti dello stesso gruppo)		Sensore di prossimità
Contatto di apertura. Interruttore normalmente chiuso. Segno generale			Contatto di chiusura ritardato (chiude in ritardo rispetto ad altri contatti dello stesso gruppo)		Dispositivo sensibile alla prossimità con contatto di chiusura
Contatto di chiusura con comando manuale, ritorno automatico (normalmente aperto)			Contatto di apertura ritardato (apre in ritardo rispetto ad altri contatti dello stesso gruppo)		Contatto di chiusura con posizione mantenuta
Contatto di apertura con comando manuale ritorno automatico (normalmente chiuso)			Contatto di apertura anticipato (apre in anticipo rispetto ad altri contatti dello stesso gruppo)		Sezionatore a due vie a tre posizioni, con posizione centrale di apertura
Doppio contatto di chiusura con comando manuale, ritorno automatico			Contatto di posizione di chiusura (finecorsa normalmente aperto)		Contatti ritardati in chiusura (il numero indica il ritardo in secondi)
Doppio contatto di apertura con comando manuale, ritorno automatico			Contatto di posizione di apertura (finecorsa normalmente chiuso)		Contatti ritardati in apertura (il numero indica il ritardo in secondi)

Sigle impiegate:

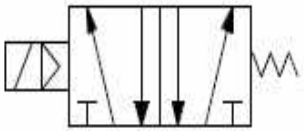
Comando normalmente aperto a riposo	NA	Pulsante d'avviamento	Avv.
Comando normalmente chiuso a riposo	NC	Fine corsa	FC
Pulsante di marcia	PM	Rele o contattore ausiliario	K
Pulsante d'arresto	ALT	Elettrovalvola	Y
Pulsante d'emergenza	Em.	Apparecchi di comando in generale	S

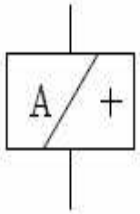
Gli schemi sono disegnati in modo *funzionale* considerando cioè i vari elementi unicamente riguardo la funzione che hanno nel circuito, senza tener conto della loro posizione effettiva.

La loro rappresentazione consiste in due linee orizzontali che indicano le alimentazioni comuni e da una serie di linee verticali con riportati i vari apparecchi necessari alla realizzazione del circuito.

Negli schemi funzionali non viene mai compreso il circuito di potenza pneumatico che viene rappresentato, a parte, di solito sopra il circuito elettrico.

Il collegamento tra i due circuiti è dato dal simbolo che rappresenta il comando del distributore principale.





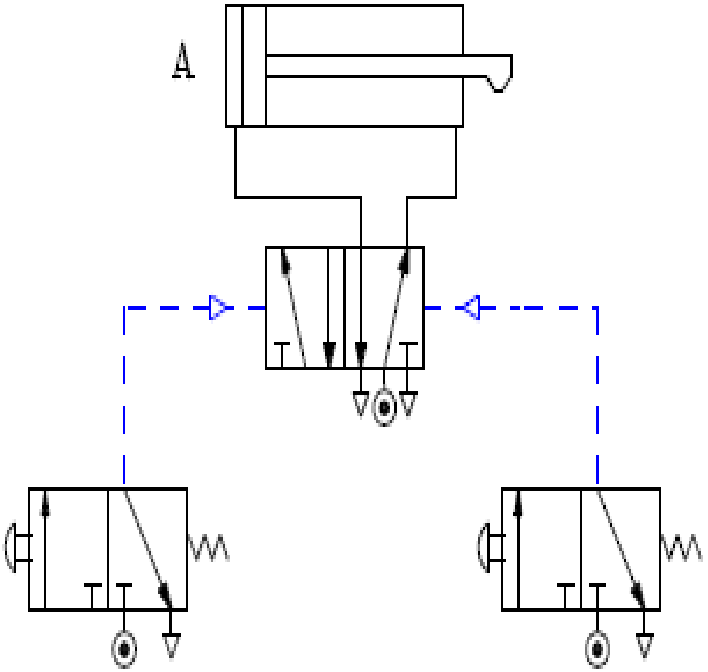
La figura rappresenta:

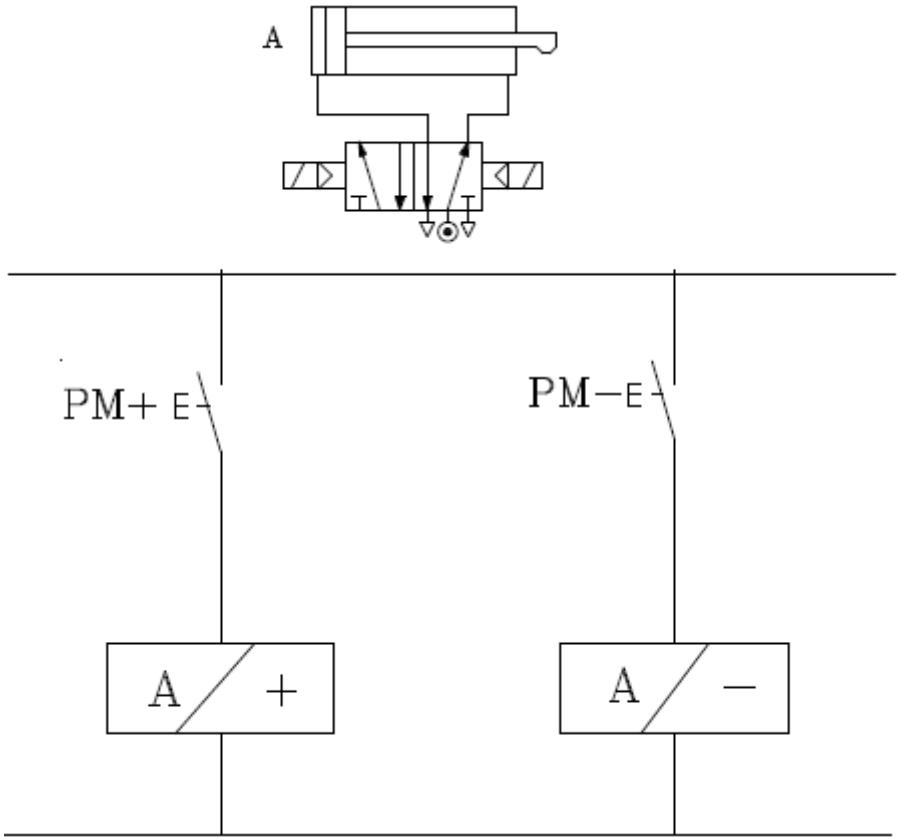
a sinistra il simbolo di un distributore monostabile pneumatico con comando combinato mediante solenoide e distributori pilota.

a destra il simbolo del comando elettrico a solenoide che deriva dal precedente e che deve essere inserito nello schema elettrico. In questo simbolo si aggiunge la lettera che designa il cilindro ed il segno + o - secondo che il comando elettrico piloti il distributore principale dal lato positivo o negativo.

Ad esempio: A+ significa che il solenoide è quello del distributore principale del cilindro A e che comanda l'avanzamento del pistone.

Esempio: Trasformare il circuito pneumatico di figura in uno di tipo elettropneumatico.





Buon lavoro