

AUTOMAZIONE INDUSTRIALE

IMPIANTI AD ARIA COMPRESSA



Suono – Rumore – Vibrazioni

I compressori possono causare livelli di pressione acustica superiori agli 85 dB. Utilizzate compressori insonorizzati o ubicate il locale del compressore lontano dai posti di lavoro.

Compressori

I compressori richiedono un sufficiente spazio per facilitare la manutenzione. Una buona accessibilità, a lunga scadenza, ha il suo tornaconto.

Aria di evacuazione

Per i compressori raffreddati ad aria, il calore in eccesso (100% della potenza del compressore) deve essere evacuato tramite un sistema di ventilazione. In inverno, l'aria di evacuazione può essere sfruttata per riscaldare un edificio (p. es. un padiglione). [13]

Accumulatore di aria compressa

Irrinunciabile per tutti gli impianti. L'accumulatore rende l'impianto più flessibile, ma richiede parecchio spazio. Questo fattore può limitarne la grandezza. Considerate anche l'impiego di accumulatori decentratizzati. [6]

Trattamento dell'aria compressa

L'essiccatoio e i filtri garantiscono la necessaria qualità dell'aria compressa. Per la sicurezza dell'approvvigionamento (ridondanza) fanno stato le medesime regole come per i compressori. [10]

Sistema di mantenimento della pressione (valvola)

Permette di disconnettere (automaticamente) l'intera rete di aria compressa all'infuori degli orari di lavoro, in modo da ridurre al minimo le perdite e di risparmiare sui costi.

Aria di ricircolo

L'aria di ricircolo impedisce che l'impianto congeli quando le temperature esterne sono basse. Mediante delle clappe, una parte dell'aria di evacuazione calda viene soffiata nel locale.

Comando

I moderni comandi autoregolanti «imparano» mentre sono in funzione e consentono così una perfetta interazione dei compressori. Con un convertitore di frequenza (CF) il compressore si adatta alle variazioni del fabbisogno. I CF hanno un autoconsumo del 5% ca. della potenza del compressore e non andrebbero impiegati per utilizzatori costanti.

Aria di apporto

L'aria aspirata deve essere fresca e pulita (priva di polvere e di sostanze inquinanti, senza carichi chimici ecc.). Se possibile, evitare di aspirare l'aria dal lato sud dell'edificio e predisporre sempre una griglia di protezione contro le intemperie. [8]

Garantire l'accessibilità

Prima o poi si dovrà procedere a una sostituzione e i nuovi compressori dovranno essere installati nel locale del compressore. Oppure l'impianto va potenziato con un accumulatore di aria compressa supplementare. [9]

Recupero del calore

Con i compressori raffreddati ad acqua (ca. il 94%) o ad aria (fino al 70%) è possibile recuperare il calore residuo e convogliarlo in una rete di riscaldamento (riscaldamento, energia di processo, acqua calda). [14], [15]

Allacciamento elettrico

Oltre all'alimentazione, al collegamento equipotenziale e all'interruttore dell'impianto, si dovrà in ogni caso installare un contatore elettrico. Sorvegliate anche la procedura di avvio (evitare le punte di carico).

Scarico della condensa

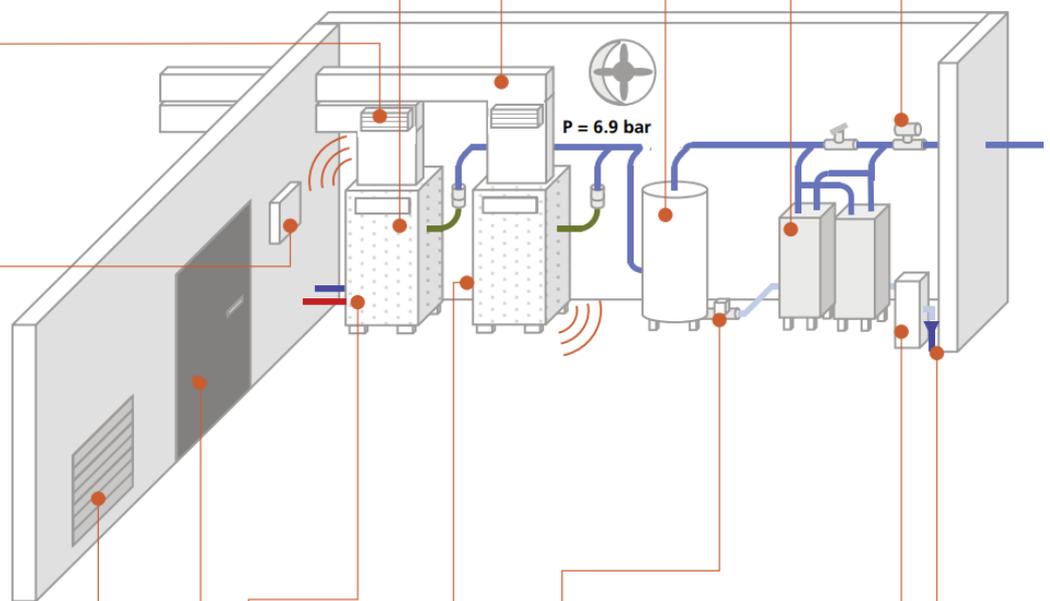
Gli scarichi della condensa comandati in funzione del livello evacuano la condensa solo se necessario, per risparmiare energia e denaro.

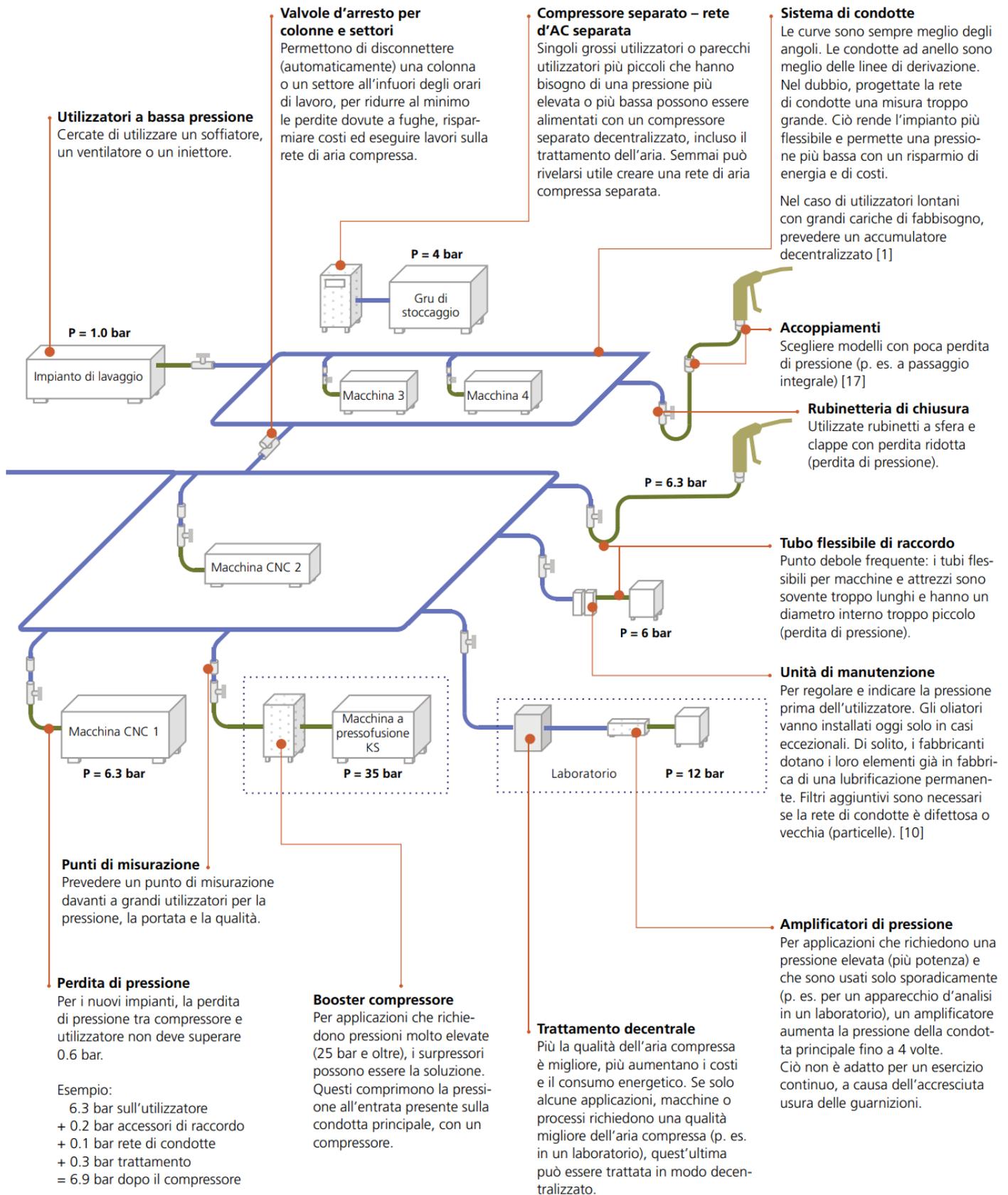
Trattamento della condensa

L'acqua di condensazione contiene tracce di olio e deve essere trattata prima di essere immessa nella canalizzazione (separatore di olio). [16]

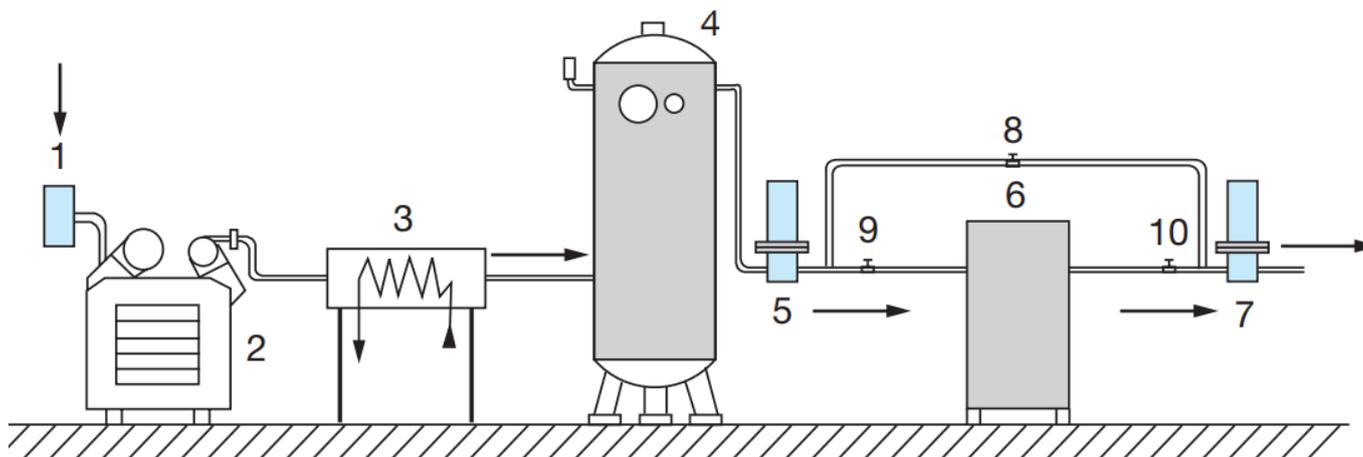
Canalizzazione

Nella centrale va predisposto un allacciamento al collettore di fondo. Attenzione: Nessuna evacuazione tramite scarico da pavimento a causa dell'olio dei compressori – semmai prevedere una vasca.

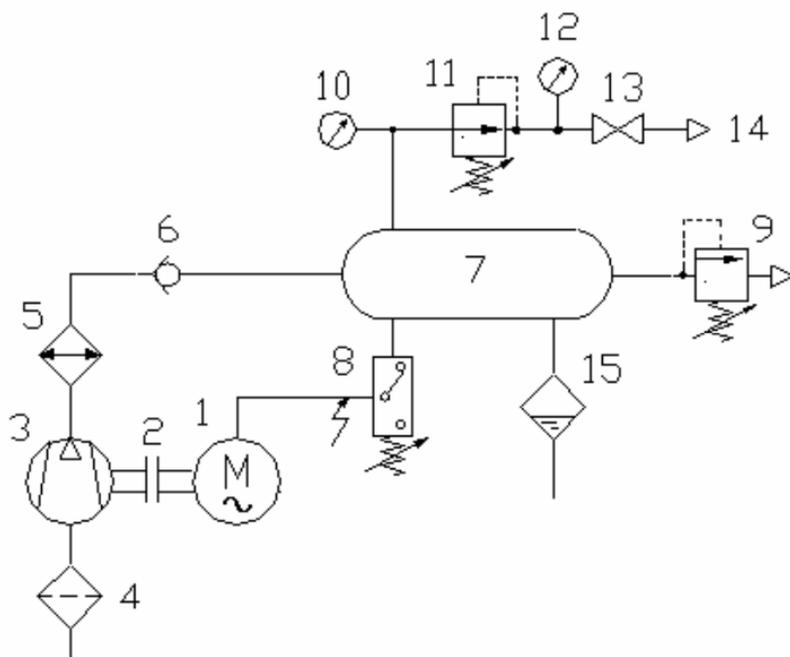




Le figure sottostanti mostano lo schema di un impianto di produzione aria compressa e la relativa simbologia ISO.



1 Filtro di aspirazione; 2 Compressore; 3 Trattamento (raffreddatore, separatore e scaricatore automatico di condensa) ;
 4 Serbatoio di accumulo; 5 Filtro e scaricatore automatico dell'olio; 6 Essiccatore; 7 Filtro polveri e particelle;
 8 Linea di by-pass; 9-10 Valvole di esclusione



	Manometro		Lubrificatore
	Valvola di esclusione		Flusso pneumatico
	Linea		Compressore
	Filtro		Sorgente di pressione o di energia
	Refrigeratore		Motore elettrico
	Separatore di condensa con spurgo automatico		Serbatoio pressurizzato
	Essiccatore		

1.Motore elettrico a corrente alternate; 2. Giunto; 3. Compressore; 4. Filtro aspirazione aria; 5. Scambiatore di calore;
 6. Valvola unidirezionale; 7. Serbatoio; 8. Pressostato; 9. Valvola di massima pressione o valvola di sicurezza;
 10. Manometro pressione serbatoio; 11. Valvola di regolazione della pressione; 12. Manometro pressione aria utilizzatore;
 13. Valvola di intercettazione; 14. Uscita utilizzatore; 15. Scaricatore di condensa

Funzionamento.

L'aria, aspirata attraverso il filtro 4 è compressa e successivamente raffreddata dallo scambiatore di calore 5 per diminuirne il volume. La valvola di non ritorno 6 evita lo svuotamento del serbatoio 7 quando il compressore 3 è fermo. Al raggiungimento della pressione di taratura, indicata dal manometro 10, il pressostato 8 commuta i contatti interni arrestando il motore elettrico 1. Per maggior sicurezza viene montata una valvola di massima pressione 9 che è tarabile ed è una valvola normalmente chiusa. L'aria compressa viene inviata, attraverso la valvola di intercettazione 13, all'utilizzatore 14, con la dovuta pressione, misurata dal manometro 12 e regolata dalla valvola 11, che è normalmente aperta. Una valvola di scarico 15 della condensa, inserita nella parte bassa del serbatoio elimina l'eventuale umidità presente nell'aria.

Si sceglie sulla base della pressione p_c e della portata Q_a richieste dall'impianto.

Caratteristiche di ogni compressore sono:

- la portata Q_a in NI/min (per compressori piccoli) oppure Nm^3/h
- il rapporto di compressione (in pratica la pressione p_c in uscita al compressore in bar).

Il NI (Normal litro) consiste in un litro di gas (aria) alla pressione atmosferica.

La portata di un compressore in NI/min oppure Nm^3/min è uno dei parametri usati per definire la sua prestazione.

La portata esprime quindi la quantità d'aria libera aspirata alla pressione atmosferica.

Le portate fornibili possono variare, secondo il tipo di costruzione, da pochi NI/min fino a $50.000 Nm^3/min$.

Per la pneumatica si usano soltanto alcuni tipi di compressori condizionati dalla necessaria pressione di lavoro.

I comandi pneumatici funzionano normalmente con una pressione d'aria di circa 6 bar.

Il limite inferiore è di circa 3 bar: al di sotto di questa pressione le valvole distributrici presentano problemi di commutazione.

Il limite superiore è di circa 15 bar a causa di problemi di sicurezza.

Compressori		Pressione (MPa)	Portata (Nm^3/h)
Alternativi	monostadio	0,7-1	< 1200
	multistadio	> 2	
A palette		0,2-1	< 6000
A vite	Lubrificati: monostadio bistadio	0,3-1,3 < 2	< 4200
	A secco: monostadio multistadio	< 0,4 0,4-1	< 6000
A lobi (Roots)	monostadio	< 0,1	< 18 000
	bistadio	< 0,25	

Le grandezza principali sono:

- $r = \beta = p_2 / p_1 =$ rapporto di compressione
- $p_2 =$ pressione assoluta di mandata
- $p_1 =$ pressione assoluta di aspirazione
- la portata effettiva, espressa in Nm^3/h

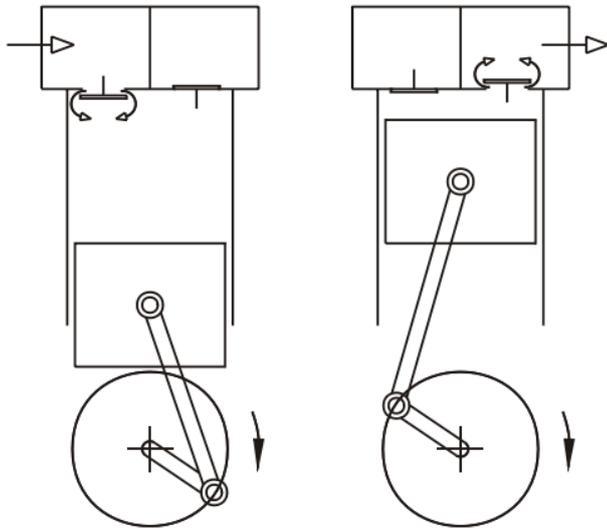
La previsione della portata in fase progettuale è effettuata sulla base dei consumi medi degli utilizzatori previsti, maggiorando il totale con un'opportuna percentuale di sicurezza.

La portata è spesso suddivisa tra due o più compressori per eventuali avarie e manutenzioni.

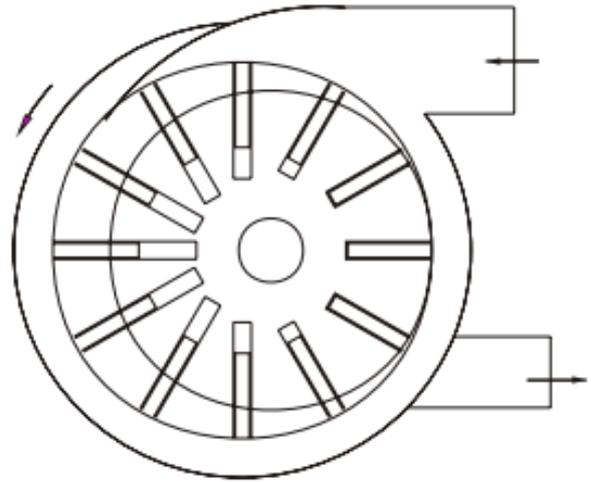
La pressione di esercizio, presente nel serbatoio (usualmente 0,7-1,4 MPa, 7-14 BAR).

La pressione di lavoro, necessaria nella specifica utilizzazione, per i componenti pneumatici normalmente è di 0,6 MPa (6 BAR).

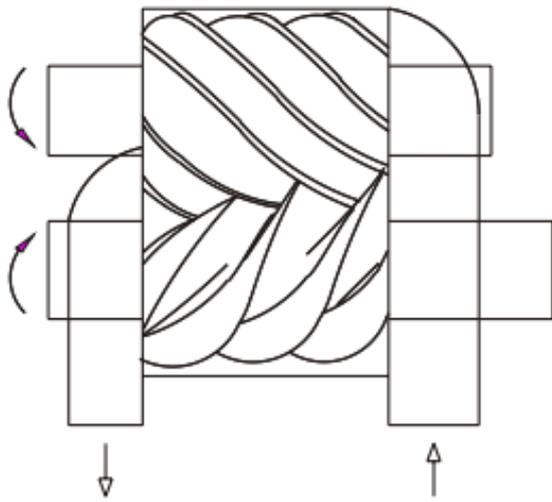
Schematizzazione compressori per aria.



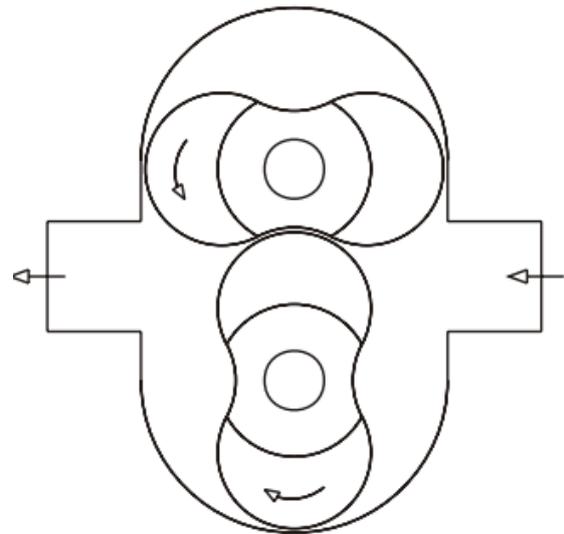
ALTERNATIVO



A PALETTE



A VITE



A LOBI

POTENZA RICHIESTA PER LA PRODUZIONE DI ARIA COMPRESSA

Le macchine che la producono sono i compressori che, azionati da motori, prelevano l'aria atmosferica e la trasferiscono, una volta compressa, verso le utenze.

Le grandezze che li contraddistinguono sono:

- Pressione di aspirazione p_a (pascal)
- Pressione di mandata p_m (pascal)
- Portata all'aspirazione Q_a (nm³/s)
- Portata alla mandata Q_c (m³/s)
- Rapporto di compressione $r = P_m/P_a$

Come già accennato, il termine normal (n) esprime il volume di aria in condizioni normali, cioè quelle atmosferiche con temperatura a 20°C quindi nm³ e nl. I dati sulle prestazioni dei compressori d'aria devono corrispondere alle condizioni della norma ISO 1217: p_a ambiente di 1 bar, una temperatura (aria e acqua di raffreddamento) di 20°C e una umidità relativa di 0%.

La potenza nominale del compressore si riferisce alla potenza elettrica nominale del motore di azionamento.

Ipotesizzando una compressione isoterma ideale dell'aria la potenza vale :

$$Pot = Q_a p_a \ln(p_m/p_a) \quad [W]$$

Esempio

Q	0,1	nm ³ /s		
p_{atm}	100000	Pa		
r	9			
p_2	900000	Pa		
P	21972,25	w	22	kW
Q_m	0,0111111	m ³ /s		

Per trovare la potenza effettivamente assorbita serve il rendimento totale del compressore (50-80% tipico)

Tipo	Range di pressione [bar]	Potenza assorbita [kW]	Grado di efficienza [isoterma]	Note
Compressore a pistoni a due stadi	4-500	0.1-30	60%	Senza funzionamento continuo
Compressore a vite senza olio	4-16	5-500	50%	
Compressore a vite	4-16	5-500	60%	
Turbocompressore	3-8	30-1000	80%	
Compressore per refrigerazione	4-8	1-5	50%	
Soffiatore a vite	0.3-1.5	10-1000	70%	
Pistone rotante (Roots)	0.1-1	0.1-1000	60%	
Soffiante	0.1-0.2	0.1-1000	80%	

Potenza specifica

Il rapporto tra la potenza elettrica assorbita e la quantità di aria fornita alla corrispondente pressione di esercizio è detto potenza specifica.

$$P_{spec} = \frac{\text{potenza elettrica assorbita}}{\text{quantità di aria fornita}}$$

SERBATOIO ACCUMULO ARIA COMPRESSA

Generalmente a valle del compressore è presente un serbatoio in pressione.

La funzione del serbatoio è quella di immagazzinare l'aria compressa e di restituirla alle utenze al bisogno.

I serbatoi dei compressori alternativi possono essere semplicemente calcolati con la seguente formula:

$$C = Q_c / 60$$

C = capacità in m³ del serbatoio

Q_c = portata in m³/ora alla pressione di accumulo (FAD)

Ad es. se un compressore a pistoncini ha una portata di 50 m³ /ora necessiterà di un serbatoio a valle di 0,83 m³ (830 litri).
Sceghieremo un serbatoio standard di 1000 litri.

I compressori rotativi, provvisti di regolazione in aspirazione, non necessiterebbero di serbatoio a valle, comunque in caso di necessità si può utilizzare la formula che segue:

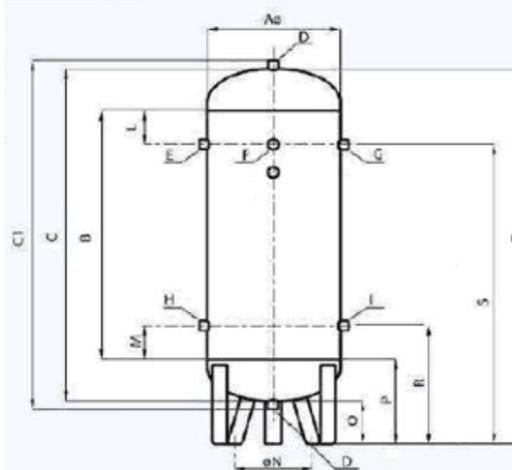
$$C = Q_c / 600$$

Per un compressore a palette con le medesime caratteristiche di portata del precedente, il serbatoio sarà di 0,083 m³ (83 litri).
Sceghieremo un serbatoio standard di 100 litri.



Capacità:	25 – 500 Lt
Pressione:	11 – 15 bar
Test:	2009/105 CE Ex: 87/404 CE
Materiale:	Acciaio al carbonio
Finitura:	Grezzo – Verniciato RAL 5015 - Zincato

Capacity:	25 – 500 Lt
Pressure:	11 – 15 bar
Testing:	2009/105 CE Ex: 87/404 CE
Material:	Carbon Steel
Finishing:	Unpainted – Painted RAL 5015 - Galvanized



Lt*	A mm	B mm	C mm	C1 mm	D	E	F	G	H	I	L mm	M mm	N mm	O mm	P mm	R mm	S mm	T mm
25	240	420	546	578	1/2"	1/2"	3/8"	-	-	1/2"	100	100	190	77	140	240	465	619
50	300	590	774	806	1/2"	1/2"	3/8"	-	-	1/2"	100	100	230	152	244	344	734	925
100	370	800	1014	1046	1/2"	3/4"	3/8"	3/4"	3/4"	3/4"	100	100	300	141	248	348	950	1152
150	400	1000	1224	1256	1/2"	1"	3/8"	1"	1"	1"	150	150	350	140	252	402	1103	1360
200	440	1100	1354	1386	1/2"	1"	3/8"	1"	1"	1"	150	150	390	133	260	410	1210	1485
270	490	1150	1456	1488	1/2"	1"	3/8"	1"	1"	1"	150	150	440	200	353	503	1356	1650
300	490	1300	1606	1638	1/2"	1"	3/8"	1"	1"	1"	150	150	440	200	353	503	1503	1800
500	600	1500	1856	1898	1"	1"	1/2"	1"	1/2"	1"	200	200	530	184	362	562	1664	2054

CLASSIFICAZIONE DELLA QUALITÀ DELL'ARIA COMPRESSA STANDARD ISO 8573.1

Il comitato europeo dei costruttori di apparecchiature pneumatiche (PNEUROP) ha sviluppato uno standard ISO per la classificazione del contenuto dell'aria compressa in termini di particelle solide, acqua e olio.

Classe di qualità	Contenuto di particelle solide		Contenuto di acqua		Contenuto d'olio
	Quantità max mu	Quantità max mg/m ³	Punto di rugiada °C	Quantità g/m ³	Quantità max mg/m ³
1	0,1	0,1	- 70	0,003	0,01
2	1	1	- 40	0,11	0,1
3	5	5	- 20	0,88	1,0
4	40	10	+ 3	6,0	5
5	-	-	+ 7	7,8	25
6	-	-	+ 10	9,4	-

Requisiti tipici per le classi di qualità dell'aria compressa secondo lo standard ISO 8573.1 per alcuni usi

Aree di applicazione	Classe di qualità		
	Contenuto di particelle solide	Contenuto di acqua	Contenuto d'olio
Agitatore ad aria	3	6	3
Motori pneumatici, grandi	4	5-2	5
Motori pneumatici, miniaturizzati	3	4-2	3
Turbine pneumatiche	2	3	3
Trasporto di granulati	3	5	3
Trasporto di polvere	2	4	2
Fluidistor	2	3-2	2
Macchinario per fonderia	4	5	5
Ventose pneumatiche	2	4	1
Attrezzi pneumatici, uso industriale	4	6-5	4
Macchinario per miniere	4	6	5
Macchine da imballaggio	4	4	3
Macchine tessili	4	4	3
Cilindri pneumatici	3	4	5
Macchine per pellicolatura	1	2	1
Regolatori di precisione	3	3	3
Strumenti di processo	2	3	3
Sabbiatura	-	4	3
Verniciatura a spruzzo	3	4-3	3
Saldatrici	4	5	5
Aria officina, generale	5	4	5

Attrezzatura	Consumo d'aria compressa l/min.	Fattore di utilizzo* dell'azienda	
		Produzione	Centro di manutenzione
Trapano da 10 mm	500	0,2	0,1
Smerigliatrice angolare da 5"	900	0,2	0,2
Smerigliatrice angolare da 7"	1 600	0,1	0,1
Lucidatrice	900	0,1	0,2
Avvitatore ad impulsi da 1/2"	450	0,2	0,1
Avvitatore ad impulsi da 1"	800	0,2	0,1
Scalpellatore	400	0,1	0,05
Verniciatura professionale	500	0,2	0,3
Pistola di soffiaggio	350	0,05	0,05
Pistola di verniciatura	300	0,6	0,1
Pistola di soffiaggio piccola	300	0,1	0,2
Sabbiatrice a getto libero da 6 mm	2 000	0,6	0,1
Sabbiatrice a getto libero da 8 mm	3 500	0,6	0,1
Maschera di respirazione, applicazioni leggere	50	0,6	0,2
Maschera di respirazione, applicazioni pesanti	200	0,6	0,2

*)) Il fattore di utilizzo può variare significativamente nelle diverse applicazioni. Il valore indicato può essere utilizzato solo come linea guida.

Esempio di calcolo di richiesta media di aria compressa in un'officina:

2 trapani	$2 \times 500 \times 0,1 = 100$
2 avvitatori ad impulsi 1/2"	$2 \times 450 \times 0,1 = 90$
1 lucidatrice	$900 \times 0,2 = 180$
1 smerigliatrice	$500 \times 0,3 = 150$
1 pistola a spruzzo	$300 \times 0,1 = 30$
3 pistole di soffiaggio	$3 \times 350 \times 0,05 = 53$
consumo:	<u>603 l/min</u>
Aggiunta per 10% di perdite:	60
Aria di riserva 30%:	<u>180</u>
Base per la scelta del compressore:	843 l/min

Per la scelta del compressore, è necessario considerare il relativo livello di utilizzo. Per i compressori a vite, è possibile selezionare un tasso di utilizzo del 70%, ovvero una capacità del compressore adeguata di circa 1200 l/min.

Il calcolo deve tenere in considerazione anche il numero di macchine che funzionano contemporaneamente. La formula per una stima approssimativa del consumo d'aria compressa di un cilindro pneumatico è la seguente:

$$x S \times P \times A \times F = L \quad \frac{D \times D \times 3,14}{4}$$

S = lunghezza della corsa in dm

D = diametro del pistone in dm

P = pressione di esercizio in bar

A = comportamento: doppia azione = 2, azione singola = 1

F = frequenza, numero di corse/min

L = consumo d'aria in l/min

La formula non tiene conto del volume del pistone, che comporta un valore leggermente più alto rispetto all'accuratezza che si desidera raggiungere. Tuttavia, questo può essere un fattore marginale nel calcolo pratico.

PORTATA ARIA COMPRESSA

Il valore del flusso viene calcolato utilizzando la seguente caduta di pressione: 10% della pressione iniziale per 30 m di tubazioni con diametro di 6-15 mm, 5% della pressione iniziale per tubo di 30 m con diametro di 20-80 mm.

Flusso di aria compressa massimo consigliato attraverso i tubi (flusso misurato in l/s)

Pressione		Diametro del tubo interno nominale										
bar	kPa	6 mm	8 mm	10 mm	15 mm	20 mm	25 mm	32 mm	40 mm	50 mm	65 mm	80 mm
0,4	40	0,3	0,6	1,4	2,6	4	7	15	25	45	69	120
0,6	60	0,4	0,9	1,9	3,5	5	10	20	30	60	90	160
1,0	100	0,5	1,2	2,8	4,9	7	14	28	45	80	130	230
1,6	160	0,8	1,7	3,8	7,1	11	20	40	60	120	185	330
2,5	250	1,1	2,5	5,5	10,2	15	28	57	85	170	265	470
4,0	400	1,7	3,7	8,3	15,4	23	44	89	135	260	410	725
6,3	630	2,5	5,7	12,6	23,4	35	65	133	200	390	620	1085
8,0	800	3,1	7,1	15,8	29,3	44	83	168	255	490	780	1375
10,0	1000	3,9	8,8	19,5	36,2	54	102	208	315	605	965	1695
12,5	1250	4,8	10,9	24,1	44,8	67	127	258	390	755	1195	2110
16,0	1600	6,1	13,8	30,6	56,8	85	160	327	495	955	1515	2665
20,0	2000	7,6	17,1	38	70,6	105	199	406	615	1185	1880	3315

Diametro interno minimo consigliato per tubazioni in mm (a 700 kPa e una caduta di pressione di 10 kPa)

Flusso d'aria	Lunghezza tubazioni in metri								
l/s	25	50	75	100	150	200	300	400	500
10	16	18	20	21					
20	21	24	26	27	30				
30	24	28	30	32	34	36	39		
50	29	33	38	41	44	47	51		
75	33	39	42	44	48	51	55	58	61
100	37	43	46	49	53	56	61	65	68
125	41	47	50	53	58	61	67	70	74
150	43	50	54	62	66	71	75	79	83
200	48	55	60	64	69	73	79	84	88
300	56	64	70	74	80	85	92	97	102
400	62	71	77	82	89	94	102	108	113
500	68	78	83	89	97	102	111	117	123
600	72	83	90	95	103	109	119	126	131

CONDENSA PRODotta DA UN COMPRESSORE

Prerequisiti per la tabella:

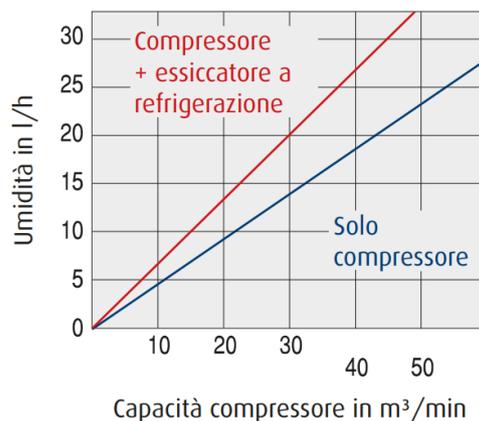
La quantità di condensa viene calcolata con una temperatura dell'aria in ingresso nel compressore di 20 °C, 70% di UR e una pressione di esercizio di 800 kPa.

Esempio:

Capacità del compressore: 20 m³/min (con conseguente essiccazione a refrigerazione).

Tempo di produzione: 10 ore/giorno, 20 giorni/mese.

Volume di condensa prodotto: 13,5 l/h, ovvero 135 litri/giorno oppure 2700 l/mese.



PROPRIETA' FISICHE DELL'ARIA

Nell'aria si trovano disciolti i seguenti elementi:

Elemento	Volume
Azoto	78%
Ossigeno	21%
Gas rari ed altri	1%

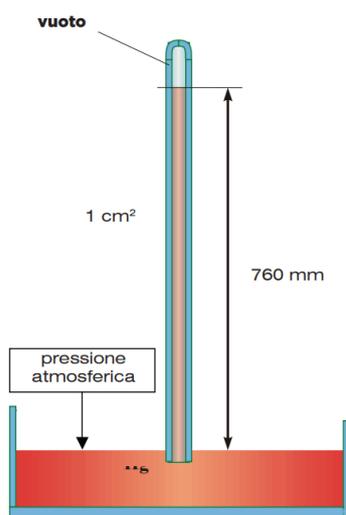
Nella composizione dell'aria si verificano piccole variazioni dovute alla presenza di particelle solide come polveri e cristalli oppure tracce di altri gas come ossido di carbonio, ossido di azoto, ammoniaca ecc. L'aria atmosferica contiene inoltre vapore acqueo che ne determina il livello di umidità.

PRESSIONE ATMOSFERICA (ESPERIENZA DI TORRICELLI)

La pressione viene indicata con p ed è la grandezza fisica che sta ad indicare la distribuzione di una forza sulla superficie a cui essa è applicata. Il suo valore è determinato dalla forza che agisce staticamente (e perpendicolarmente) sull'unità di superficie.

L'aria esercita una pressione di $1,033 \text{ kg/cm}^2 \rightarrow p_{\text{atm}} = \text{spinta atmosferica} = 10,033 \text{ kg/cm}^2$

$$\text{Peso unitario della colonna di mercurio} = \frac{\text{peso (kg)}}{\text{sezione (cm}^2\text{)}} = 1,033 \text{ kg/cm}^2$$



Prendiamo un tubo trasparente chiuso ad una estremità ed aperto nell'altra lungo circa un metro.

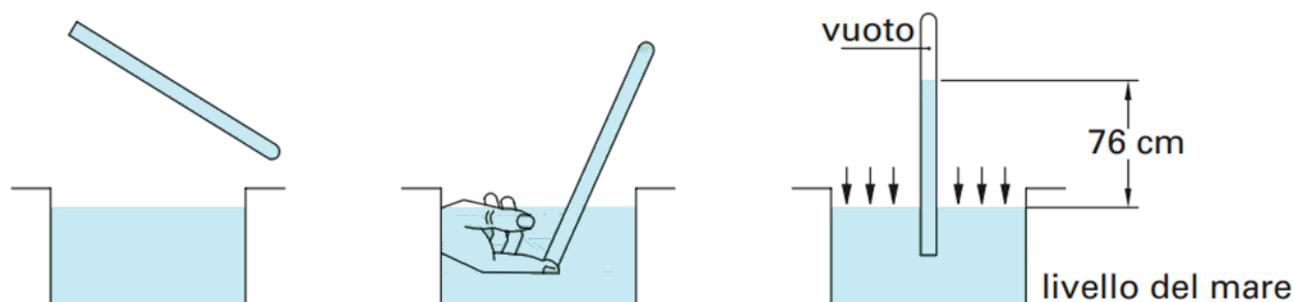
Se lo si riempie interamente di mercurio (Hg) e si chiude con un dito l'estremità aperta, capovolgendolo ed immergendolo in un recipiente contenente altro mercurio, si nota che, dopo avere tolto il dito dalla estremità aperta, una parte del mercurio contenuto nel tubo passa nella vaschetta.

Il mercurio finisce di passare nella vaschetta quando il livello nel tubo ha raggiunto un ben determinato punto. Infatti misurando la differenza di livello tra mercurio della vaschetta e quello del tubo si riscontra che tale differenza vale circa 76 cm.

Il motivo che non ha permesso al mercurio di vuotarsi nella vaschetta è dovuto esclusivamente al peso dell'aria atmosferica.

impiegando acqua al posto del mercurio, utilizzando un tubo lungo 11 metri, si vedrà che il livello dell'acqua nell'interno del tubo si porta a 10,033 m dal pelo della vaschetta.

Questa spinta equivale, rapportata alla sezione del tubo, ad $1,033 \text{ kg}$ sulla superficie di 1 cm^2 .



PRESSIONE ATMOSFERICA STANDARD

La pressione atmosferica normale (standard) è quella misurata alla latitudine di 45° ($g=9,80655\text{m/s}^2$), al livello del mare e ad una temperatura di 15 °C su una superficie unitaria di 1 cm², che corrisponde alla pressione di una colonna di mercurio di 760 mm.

$p_{\text{atm}} = 1 \text{ atm} = 760 \text{ torr (o mmHg)} = 101325 \text{ Pa} = 1013,25 \text{ mbar} = 10,33 \text{ mca.}$

PRESSIONE RELATIVA

È la pressione assoluta depurata dalla pressione atmosferica standard:

$$p_{\text{rel}} = p_{\text{ass.}} - p_{\text{atm}}$$

Nella potenza a fluido, salvo diverse prescrizioni, ci si intende sempre alla pressione relativa quando ci si riferisce ad una pressione di esercizio di una apparecchiatura o di un impianto.

Industrialmente la pressione relativa si misura con strumenti detti manometri, di cui il tipo più usato è il Bourdon. Esso si basa sulla deformazione elastica di una molla metallica tubolare a sezione lenticolare, ripiegata a forma semicircolare e soggetta interamente alla pressione esercitata dal fluido.



I **vacuometri** sono manometri per la misura di pressioni inferiori alla pressione atmosferica.

Negli impianti industriali la depressione si misura con strumenti di tipo Bourdon che possono essere graduati in decimi di bar, in cm di mercurio o mm di acqua, a seconda dello scopo a cui sono destinati.



Nell'aria è sempre presente una certa quantità di umidità che è in relazione generalmente alla temperatura stessa dell'aria. Maggiore è infatti la temperatura dell'aria e maggiore è la quantità di vapore acqueo che può essere presente. La capacità di assorbire umidità aumenta quindi con la temperatura. Il massimo contenuto possibile di vapore che può essere contenuto è riportato nella tabella ed indicato con: *umidità assoluta di saturazione o punto di rugiada*.

Temperatura in °C	-10	0	5	10	15	20	30	50	70	90
Vapore acqueo in g/m ³	2.1	4.9	7	9.5	13	17	30	83	198	424

Si può notare dalla tabella che 1 m³ di aria avente la temperatura di 30 °C può contenere fino a 30 g di acqua. Questo non significa che 1 m³ d'aria a 30°C contenga sempre 30 g di acqua, cioè il 100% della sua capacità. Se per esempio ne contiene solo 6 g, allora l'umidità assoluta (*grammi di vapore contenuti nell'aria*) è di 6g/m³, mentre l'umidità relativa (*umidità assoluta / umidità assoluta di saturazione*) può essere calcolata con:

$$Umidità \cdot relativa = \frac{6}{30} = 0,2$$

mentre

$$Umidità \cdot relativa \cdot \% = 20\%$$

La presenza di condense nell'aria compressa dipende dall'umidità relativa dell'aria aspirata e dalla temperatura. L'umidità relativa viene indicata in percentuale (rapporto fra umidità assoluta e quantità massima di vapore acqueo che l'acqua può contenere allorché è satura, come da tabella). Generalmente l'umidità relativa dell'aria varia, in funzione delle condizioni atmosferiche, tra il 20% ed il 90%.

Il compito del compressore è quello di comprimere l'aria che si trova alla pressione atmosferica (circa 1 bar) e portarla ad una pressione p . Alla fine della compressione il volume dell'aria è diminuito passando dal valore iniziale v_i , a quello finale v_f

$$v_f = \frac{v_i}{p+1}$$

ESEMPIO

Tenendo conto che l'aria atmosferica contiene, secondo le condizioni meteorologiche, umidità relativa del 60-90%, si vogliono comprimere 70 N m³/h di aria atmosferica a 30°C e 80% di umidità relativa ad una temperatura di 20°C e ad una pressione di 6 bar.

Si vuole determinare la portata di acqua che viene scaricata dal compressore.

Soluzione

Innanzitutto si determina la portata di aria in uscita dal compressore.

$$v_f = \frac{v_i}{p+1} = \frac{70m^3/h}{6+1} = 10m^3/h$$

L'umidità assoluta dell'aria a 30° è, secondo i valori della tabella

$$30 \text{ g/m}^3 \times 80/100 = 24 \text{ g/m}^3.$$

Qualora l'aria si raffreddi a 20 °C, il valore massimo di umidità contenuto nell'aria è di 17g/m³ e pertanto ogni m³ di aria perderà

$$24-17 = 7g.$$

Con un consumo di aria aspirata di 70 Nm³/h, ogni ora, si hanno quindi

$$7g \times 70 = 490 \text{ g/h di acqua.}$$

Densità aria compressa ρ

Ra 287,05 J/ kg K costante gas perfetti aria

Pressione di esercizio pneumatica

p 7 BAR (6 BAR relativa)

T 35 °C

La densità varia con la pressione e la temperatura (legge gas perfetti).

$$p/\rho = Ra T$$

$$\rho = 7,91 \text{ kg/m}^3$$

Viscosità dinamica aria compressa μ

La viscosità nei gas non dipende dalla "p" e aumenta con la "T".

Dalla tabella possiamo ricavare la seguente formula

$$\mu [\text{cP}] = -9\text{E-}09T^2[^\circ\text{C}] + 4\text{E-}05T[^\circ\text{C}] + 0,0168$$

ottenuta per interpolazione dai dati tabellati.

Dividere per 1000 per passare al S.I.

T 35 °C

$$\mu = 1,82\text{E-}05 \text{ Kg/m s}$$

viscosità cinematica

$$v = 2,30\text{E-}06 \text{ m}^2/\text{s}$$

VISCOSITA' DELL'ARIA

T [°C]	μ [mN s/m ²]=[cP]	μ [kg/ m s]
-100	0,0122	1,220E-05
-50	0,0149	1,490E-05
0	0,0170	1,700E-05
20	0,0177	1,770E-05
50	0,0189	1,890E-05
100	0,0210	2,100E-05
150	0,0226	2,260E-05
200	0,0245	2,450E-05
500	0,0350	3,500E-05
1000	0,0490	4,900E-05

Velocità dell'aria nelle tubature v

La velocità dell'aria non deve essere troppo bassa per garantire il trasporto di umidità e detriti negli appositi filtri e gambe di scarico e non deve essere troppo alta per evitare rumori e una eccessiva perdita di pressione.

Una velocità alta garantisce diametri tubature inferiori e di conseguenza costi inferiori del materiale ma causa l'aumento delle perdite di pressione e quindi aumentano i costi di produzione dell'aria compressa.

Generalmente si assume compresa fra 6-10 m/s.

Numero di Reynold Re

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu}$$

ρ = densità del fluido
 u = velocità di flusso
 L = dimensione lineare caratteristica (diametro d)
 μ = viscosità dinamica del fluido

v 6 m/s

d 0,05 m/s

T 35 °C

p 7 bar

ρ 7,91 kg/m³

μ 1,82E-05 m²/s

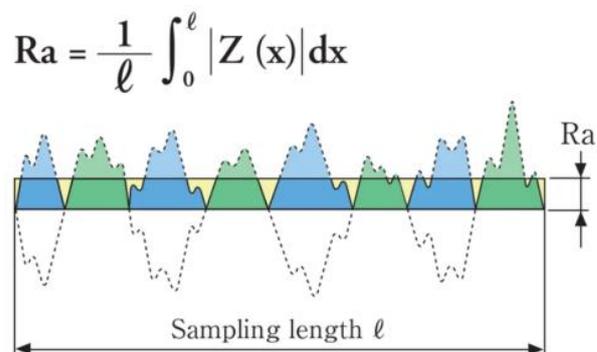
ν 2,30E-06 m²/s

$Re =$ 130447 --> MOTO TURBOLENTO

Scabrezza tubature ϵ

Tubazione	ϵ mm
Tubi nuovi PE, PVC, PRFV, Rame, Acciaio Inox	0 - 0,02
Tubi nuovi Gres, Ghisa rivestita, Acciaio	0,05 - 0,15
Tubi in Cemento ordinario, tubi con lievi incrostazioni	0,10 - 0,4
Tubi con incrostazioni e depositi	0,6 - 0,8

ϵ acciaio = 0,00015 m 1,50E-04 m

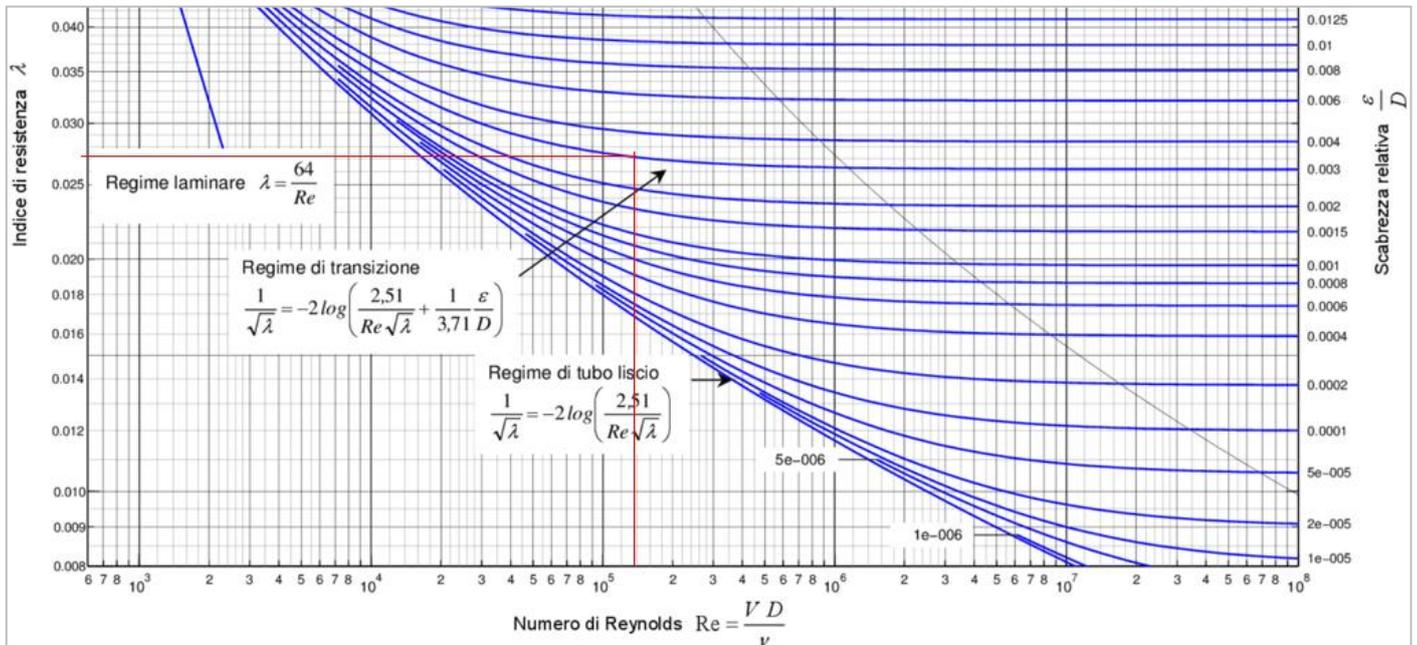


Coefficiente di attrito f, λ

Si ricava dall'abaco di Moody in funzione della scabrezza relativa (ε/d) e del numero di Re.

$\varepsilon/d =$ 0,003 scabrezza relativa

$\lambda = f =$ 0,0273

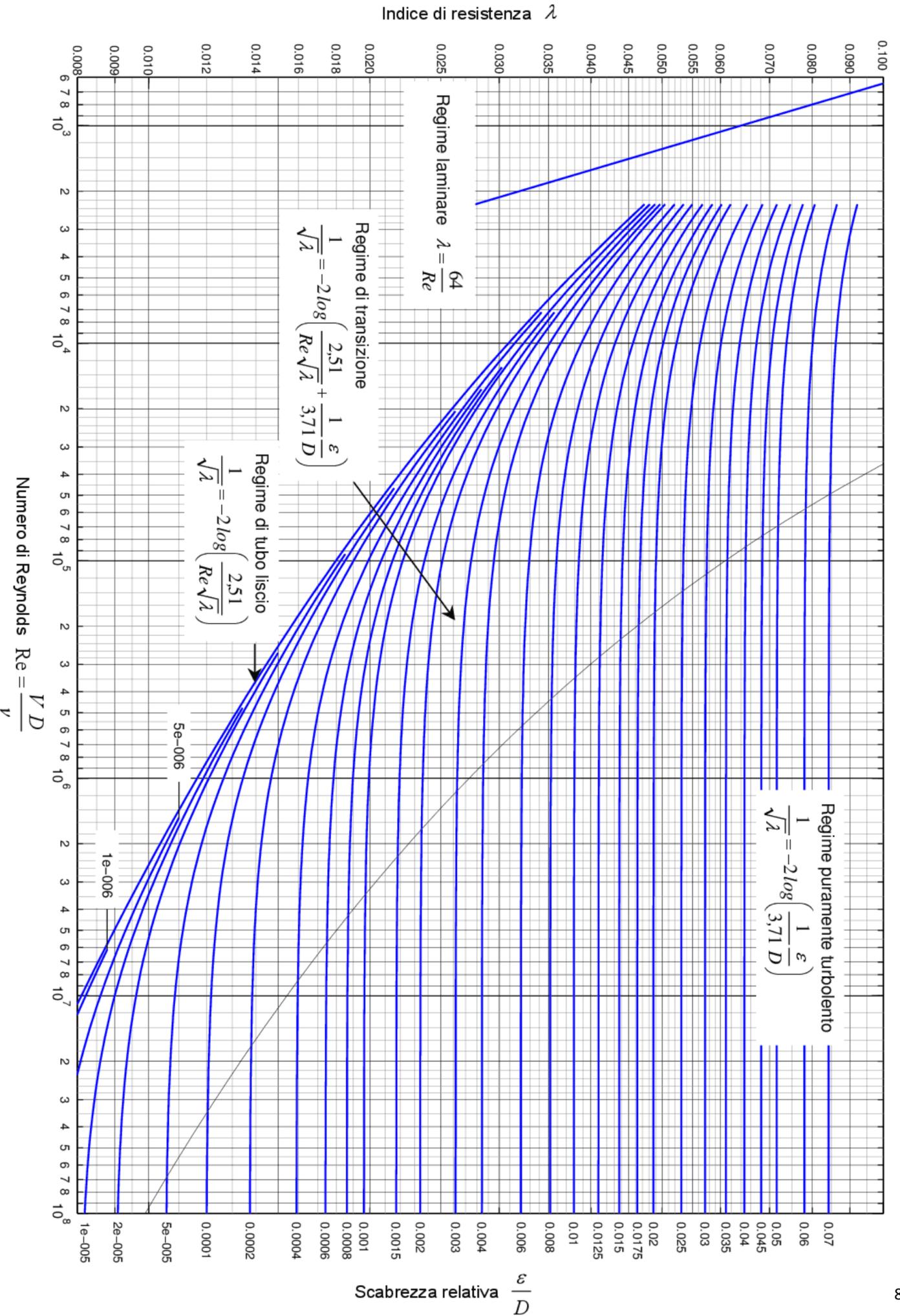


In alternative, con un piccolo errore, possiamo usare una formula empirica:

$$f = \frac{1,325}{\left[\ln \left(\frac{s}{3,7} + 5,74 Re^{-0,9} \right) \right]^2}$$

con $s =$ scabrezza relativa ε/d

$f =$ 0,0274



Perdite di pressione continua Y_c (per attrito)

Si utilizza la formula generale che fornisce il risultato in m.

$$y_c = \lambda \frac{L}{d} \cdot \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$\lambda = f =$ coeff. Attrito

L = lunghezza tubo

d = diametro tubo

L = 250 m

$Y_c = 266,055$ m perdita di carico in metri

La perdita di pressione per attrito si trova moltiplicando Y_c per il peso specific del fluido

$$\gamma = \rho g$$

Δp attrito = 20654,7 Pa 0,207 BAR

Perdite di pressione localizzate Y_L

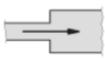
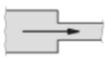
Le perdite di carico delle valvole dovrebbero essere calcolate con la formula seguente in funzione dei valori di K forniti dai produttori dei component presenti nella linea di distribuzione dell'aria:

$$Y_{loc} = K_1 * v_1^2 / 2g + K_2 * v_2^2 / 2g + K_3 * v_3^2 / 2g + \dots \quad (m)$$

Nel caso non sia disponibile il K fornito dal costruttore si può fare riferimenti, in prima approssimazione, alle tabelle seguenti.

Le perdite di pressione localizzate si trovano moltiplicando Y_L per il peso specifico del fluido.

COEFFICIENTI PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE PER CAMBIO DI DIREZIONE

<i>Diametro interno tubi in acciaio inox, rame e materiale plastico</i>		8 + 16 mm	18 + 28 mm	30 + 54 mm	> 54 mm
<i>Diametro tubi in acciaio</i>		3/8" + 1/2"	3/4" + 1"	1 1/4" + 2"	> 2"
<i>Tipo di resistenza localizzata</i>	<i>Simbolo</i>				
Curva stretta a 90° <i>r/d = 1,5</i>		2,0	1,5	1,0	0,8
Curva normale a 90° <i>r/d = 2,5</i>		1,5	1,0	0,5	0,4
Curva larga a 90° <i>r/d > 3,5</i>		1,0	0,5	0,3	0,3
Curva stretta a U <i>r/d = 1,5</i>		2,5	2,0	1,5	1,0
Curva normale a U <i>r/d = 2,5</i>		2,0	1,5	0,8	0,5
Curva larga a U <i>r/d > 3,5</i>		1,5	0,8	0,4	0,4
Allargamento		1,0			
Restringimento		0,5			
Diramazione semplice con T a squadra		1,0			
Confluenza semplice con T a squadra		1,0			
Diramazione doppia con T a squadra		3,0			
Confluenza doppia con T a squadra		3,0			
Diramazione semplice con angolo inclinato (45° - 60°)		0,5			
Confluenza semplice con angolo inclinato (45° - 60°)		0,5			
Diramazione con curve d'invito		2,0			
Confluenza con curve d'invito		2,0			

COEFFICIENTI PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE PER ELEMENTI PRESNETI SUL PERCORSO

<i>Diametro interno tubi in acciaio inox, rame e materiale plastico</i>		8 + 16 mm	18 + 28 mm	30 + 54 mm	> 54 mm
<i>Diametro esterno tubi in acciaio</i>		3/8" + 1/2"	3/4" + 1"	1 1/4" + 2"	> 2"
<i>Tipo di resistenza localizzata</i>	<i>Simbolo</i>				
Valvola di intercettazione diritta		10,0	8,0	7,0	6,0
Valvola di intercettazione inclinata		5,0	4,0	3,0	3,0
Saracinesca a passaggio ridotto		1,2	1,0	0,8	0,6
Saracinesca a passaggio totale		0,2	0,2	0,1	0,1
Valvola a sfera a passaggio ridotto		1,6	1,0	0,8	0,6
Valvola a sfera a passaggio totale		0,2	0,2	0,1	0,1
Valvola a farfalla		3,5	2,0	1,5	1,0
Valvola a ritegno		3,0	2,0	1,0	1,0
Valvola per corpo scaldante tipo diritto		8,5	7,0	6,0	—
Valvola per corpo scaldante tipo a squadra		4,0	4,0	3,0	—
Detentore diritto		1,5	1,5	1,0	—
Detentore a squadra		1,0	1,0	0,5	—
Valvola a quattro vie		6,0		4,0	
Valvola a tre vie		10,0		8,0	
Passaggio attraverso radiatore		3,0			
Passaggio attraverso caldaia a terra		3,0			

Perdite di pressione in una centrale di produzione aria compressa.

Componenti	ΔP_{sc} [bar]
Filtro dell'olio	0,14
Essiccatore a refrigerazione	0,09
Filtro della polvere	0,2
Sistema di tubazioni	0,05
Totale	0,48

RETI PER ARIA COMPRESSA

NORMAL LITRO

Nel sistema SI la portata dei gas, e perciò dell'aria, viene espressa in:

$Q = \text{m}^3/\text{s}$ o m^3/h (portata volumetrica)

$M = \text{kg}/\text{s}$ o kg/min (portata massica)

In pneumatica, si fa riferimento all'aria allo stato libero (cioè non compressa) e perciò viene impiegato il normal litro, indicato simbolicamente NL. Sarebbe preferibile usare la lettera minuscola per non confonderla con N (Newton) ma è di uso comune l'utilizzo della lettera maiuscola. Impiegando come unità di misura del volume il metro cubo, si parlerà di normal metro cubo (nm^3).

Il normal litro viene generalmente utilizzato come unità di misura e, data la sua praticità, viene ammessa come il bar, dal sistema internazionale.

PORTATA

Si definisce portata volumetrica Q il volume di fluido che passa attraverso una sezione nota nell'unità di tempo.

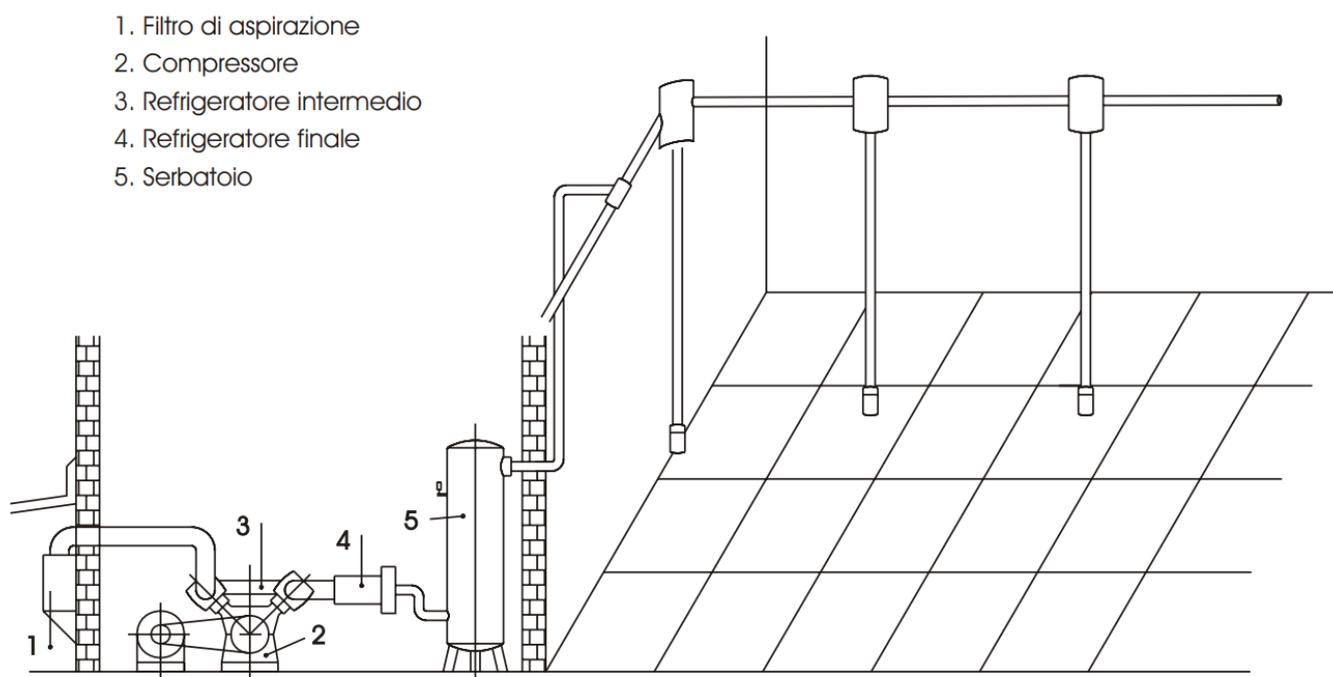
$$Q = \frac{V}{t} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

In una tubatura la portata si calcola moltiplicando la velocità del fluido u (o v) per l'area A della sezione di passaggio.

$$Q = u \times A \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

IMPIANTO

In fig. è rappresentato schematicamente un impianto per aria compressa ed una rete di utilizzazione.



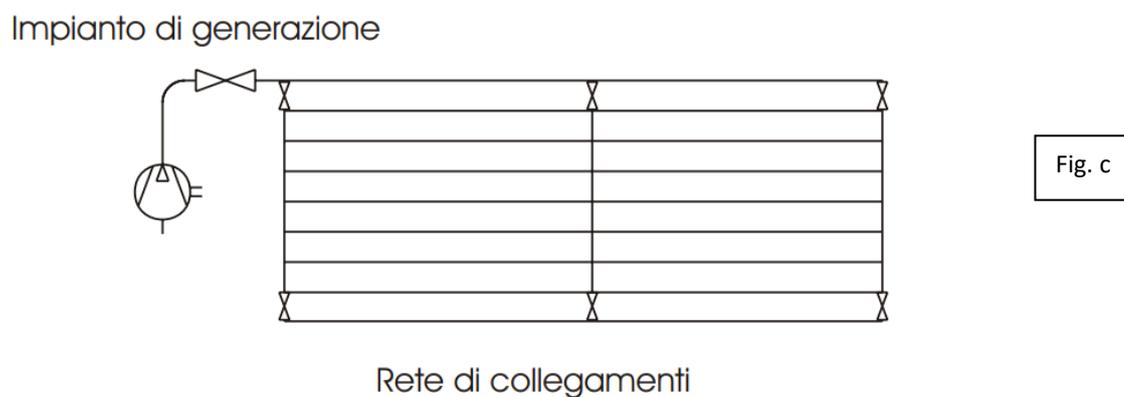
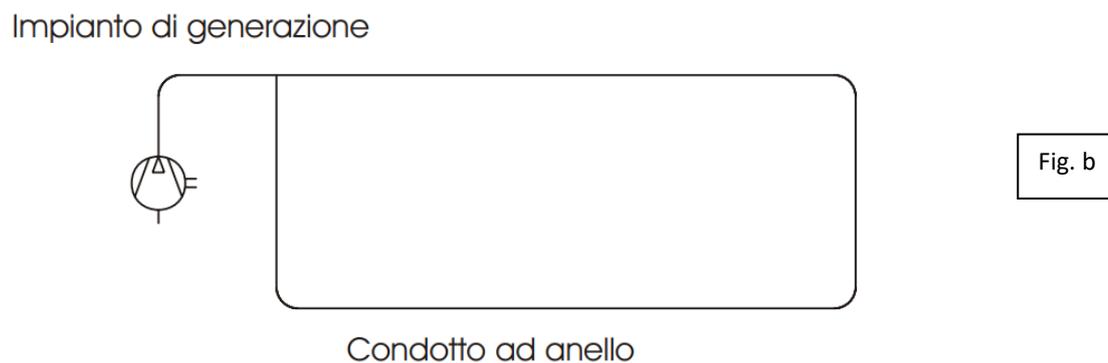
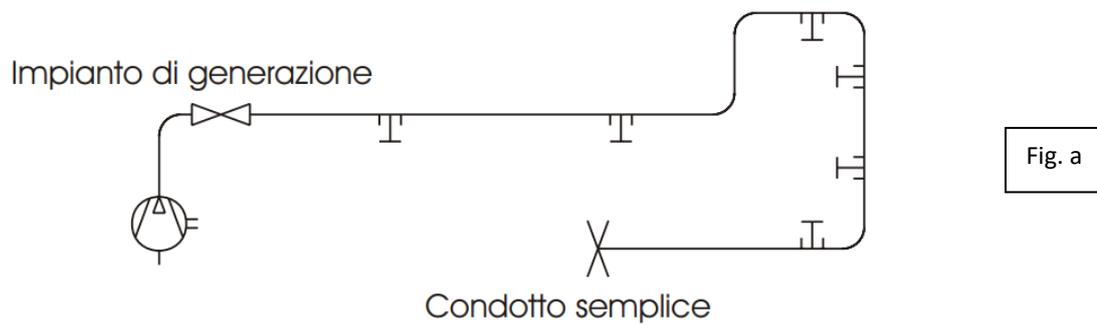
La realizzazione di un sistema di rete d'aria compressa varia da caso a caso, perché dipende da numerosi fattori quali:

- dimensione, struttura dell'ambiente,
- numero dei punti di erogazione dell'aria compressa,
- la loro disposizione ecc.

Il tracciato di fig.a, salvo casi di installazione nuova, è il più delle volte il risultato di successivi ingrandimenti, la rete perciò è di tipo misto con derivazioni ramificate.

Il metodo migliore è quello consistente nel realizzare la tubazione principale a forma di anello chiuso, ved. fig. b, con previsti attacchi per connettere tubazioni parallele a formare una eventuale maglia sulla parte della superficie da servire.

Con altre piccole derivazioni l'aria può essere disponibile in ogni punto. Il sistema a maglie fig.c, ha il vantaggio di offrire al passaggio dell'aria diverse vie parallele da un punto all'altro con riduzione delle perdite di carico.





PIPES

20 (3/4") - 25 (1") - 40 (1 1/2") - 50 (2") - 63 (2 1/2") - 80 (3") - 100 (4") - 158 (6") mm

Applications	Compressed Air and Vacuum	EN standard
Additional Gasses	Nitrogen, Helium, Argon, Neon, Xenon and Krypton	
Material	Extruded aluminum alloy EN AW-6060 T6 (similar to alloy 6063T5)	EN 755-2 (ASTM B241)
Safety factor	64bar - 4x MAWP for all diameters (burst pressure)	(according to ASME B31.1)
Working pressure	Max 16 bar(g) (Max 232 psig) (D158: max 13 bar (188 psig) acc. ASME B31.1)	
Working temperature	-20°C to 80°C (-4°F to 176°F)	
Vacuum level	13 mbar(a) (0.189 psia)	
Dewpoint	Lowest allowable pressure dewpoint is -40°C (-40°F)	
Outside treatment	Polyester powder paint (according to QUALICOAT Standards)	
Inside treatment	Chrome free conversion treatment	
Colors	Blue RAL 5012, Green RAL 6018 and Grey RAL 7001	

L'alluminio è diventato lo standard del settore per i sistemi completi di tubazioni dell'aria compressa perché è anticorrosivo, leggero e facile da maneggiare.



Il sistema di tubazioni in acciaio inossidabile AIRnet garantisce una distribuzione dell'aria priva di olio al 100% dalla generazione al punto di utilizzo, in conformità con i più elevati standard qualitativi. Grazie alle sue proprietà anticorrosive, le tubazioni in acciaio inossidabile possono essere installate in ambienti di produzione difficili come l'industria farmaceutica e sanitaria, alimentare e delle bevande e di processo.

Le tubazioni in acciaio inossidabile garantiscono un'erogazione e prestazioni ottimali dell'aria compressa:

- Perdite di attrito minime grazie alla superficie interna liscia
- Tutto il materiale delle tubazioni è esente da corrosione e contaminazione
- Raccordi in materiale approvato dalla FDA con guarnizioni FKM
- Senza silicone e senza teflon

Product Range	Pipes SS304L: D15 (1/2"), D22 (3/4"), D28 (1"), D35 (1 1/4"), D42 (1 1/2"), D54 (2"), D76 (2 3/4"), D89 (3 1/2"), D108 (4") Pipes SS316L: D15 (1/2"), D22 (3/4"), D28 (1"), D42 (1 1/2")	
Applications	Compressed Air, Vacuum, Nitrogen, Helium, Argon, Neon, Xenon and Krypton.	
Material	Stainless Steel AISI 316L 1.4404 Stainless Steel AISI 304L 1.4301	EN10088 ASTM A666
Safety factor	4, Burst pressure > 64 Bar (> 928 PSI)	
Working pressure	16 Bar (232 PSI)	
Working temperature	-20°C to 120°C (- 4°F to 248° F)	
Vacuum level	20 mbar (0.29 PSI) abs	
Dewpoint	Lowest allowable pressure dewpoint is -70°C (-94°F)	
Treatment	304L - Unannealing 316L - Annealing	
Fittings	D15 (1/2"), D22 (3/4"), D28 (1"), D35 (1 1/4"), D42 (1 1/2"), D54 (2"), D76 (2 3/4"), D89 (3 1/2"), D108 (4")	
Connection	Press fit system	
Materials	Stainless steel AISI 316L 1.4404	EN10088 ASTM A666
Seal fittings	FKM (fluoroelastomer)	



TUBI E RACCORDI PNEUMATICI

Questa tipologia di tubi plastici viene generalmente impiegata per le linee di distribuzione secondarie e per il collegamento delle macchine pneumatiche all'impianto di distribuzione dell'aria.



Il materiale di un tubo pneumatico deve essere adattato alle esigenze individuali. I diametri interni sono molteplici e variano spesso da produttore a produttore.

POLIURETANO - PU

I tubi pneumatici in poliuretano, in breve tubi in PU, sono la prima scelta quando si devono collegare comandi pneumatici. Sono disponibili in numerose dimensioni e si distinguono per la loro flessibilità e i raggi di curvatura ridotti. I tubi pneumatici in PU sono disponibili in molti colori diversi, il che è pratico per tenere traccia delle singole linee durante il cablaggio di comandi complessi. Soddisfano numerosi requisiti, in quanto possiedono proprietà speciali diverse, come la protezione dagli schizzi di saldatura, il ritardante di fiamma o la conduttività elettrica.

POLYAMID - PA

Rispetto ai tubi in PU, i tubi pneumatici in polyamid, in breve tubi in PA, sono più resistenti alla temperatura e quindi alla pressione. Di conseguenza, il materiale del tubo è più robusto e meno flessibile - la polyamid è semi-rigida e non si piega facilmente. Di norma, i tubi in PA sono completamente resistenti alla pressione, a una temperatura compresa tra -50°C e $+20^{\circ}\text{C}$ (che diminuisce con l'aumento della temperatura), e sono quindi ideali per l'utilizzo come tubazioni per aria compressa e per cavi e freni.

POLIETILENE - PE

I tubi pneumatici in polietilene, in breve tubi in PE, sono molto leggeri, resistenti agli urti e in gran parte ad acidi, alcali e soluzioni saline. I tubi in PE sono adatti all'uso in un intervallo di temperatura compreso tra -30°C e $+80^{\circ}\text{C}$ e sono la variante più economica tra i tubi pneumatici.

PTFE / PTFA / PFA

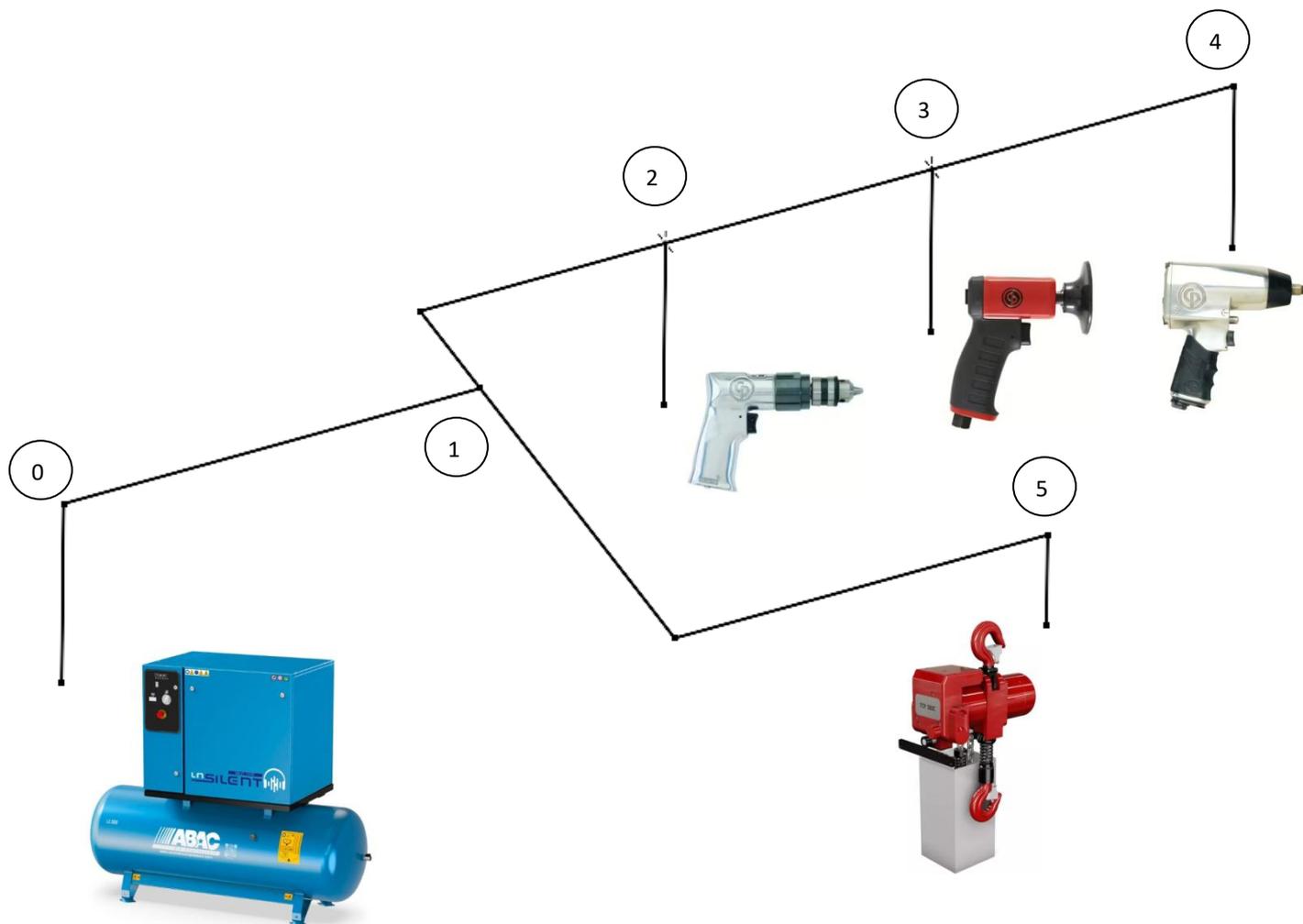
I tubi pneumatici PTFE / PTFA / PFA sono adatti per lavori a temperature estreme, da -20°C a $+150^{\circ}\text{C}$. Si adattano a tutti i tipi di connettori più comuni e sono disponibili di serie nei colori naturali e come tipo CS in verde e rosso. I tubi in PFA possono anche essere saldati.

ESERCIZIO IMPIANTO PNEUMATICO DI UNA OFFICINA MECCANICA

Dimensionare l'impianto di distribuzione dell'aria compressa di un'area produttiva meccanica che deve servire delle utenze pneumatiche alla pressione di 7BAR come indicato nella tabella seguente.

Impiegare tubature commerciali in acciaio inox.

Schema della rete di distribuzione dell'aria compressa nell'officina



Macchine pneumatiche e lunghezze tratti rete.

Area	Tipo	Q.tà	Nodo	Tratti	Lunghezza
					m
				0-1	20
Officina	Trapano	2	2	1-2	15
	Smerigliatrice	2	3	2-3	15
	Avvitatore	2	4	3-4	15
Magazzino	Paranco	1	5	1-5	25

Consumi di aria macchine pneumatiche

	A	B	C	D	E	F	G
1	DATI DI PROGETTO						
2	Ta	15 °C		temperatura ingresso compressore			
3	pa	1,01 BAR		pressione aspirazione compressore			
4	Tc	30 °C		temperatura uscita compressore			
5	pc	7 BAR		pressione uscita compressore			
6							
7	Area	Tipo	Consumo	p. Lavoro	Q.tà		
8			NI/min	bar			
9	Officina	Trapano	1000	7	2		
10		Smerigliatrice	1200	7	2		
11		Avvitatore	1100	7	2		
12	Magazzino	Paranco	1800	7	1		
13							
14	Fattore contemporaneità utilizzo macchine			80	%		
15							
16	Calcolo dei consumi aria libera (alla pa)						
17							
18	Area	Tipo	Q.tà	Consumo	Cons. tot	Cons. tot	
19				NI/min	NI/min	m3/s	
20	Officina	Trapano	2	1000	2000	0,033	
21		Smerigliatrice	2	1200	2400	0,040	
22		Avvitatore	2	1100	2200	0,037	
23	Magazzino	Paranco	1	1800	1800	0,030	
24					Qa TOT.	0,140	
25					Qa 80%	0,112	
26							
27	<i>NB: la Qa 80% è la portata da usare per la scelta del compressore!</i>						
28							
29	Portata FAD generata dal compressore da immettere nella rete di distribuzione						
30	La portata in uscita al compressore va calcolata con Qa 80%						
31	$Q_c = FAD = 0,0170 \text{ m}^3/\text{s} = Q_a (p_a/p_c) (T_c/T_a)$						
32	<i>NB: questa è la portata da usare per dimensionare l'eventuale serbatoio di accumulo dell'aria compressa</i>						

FAD di un compressore

FAD = Free Air Delivery = Portata di aria libera resa = $Q_a (p_a/p_c) (T_c/T_a)$ NB: temperature in K!

La FAD di un compressore è la portata di aria riespansa e ricondotta alle condizioni di aspirazione, che viene pompata dalla macchina nel sistema di distribuzione.

Scelta tubi commerciali

34 Rete di distribuzione aria compressa a 7 bar con tubi in acciaio

35 v aria MAX. 10 m/s

36 D15 (1/2"), D22 (3/4"), D28 (1"), D35 (1 1/4"), D42 (1 1/2"),
 37 Per il dimensionamento dei tubi usiamo la Qa tot D54 (2"), D76 (2 3/4"), D89 (3 1/2"), D108 (4")

39	Tratti	Lunghezza (m)	Nodi	Macchine	Portata m3/s	d tubi (mm)	d commerc. mm	v effettiva m/s
40					alla pc			
41	0-1	20			0,0200	50	54	8,74
42	1-2	15	2	2 trapani	0,0157	45	54	6,86
43	2-3	15	3	2 smerigliat.	0,0110	37	42	7,91
44	3-4	15	4	2 avvitatori	0,0052	26	28	8,51
45	1-5	25	5	1 paranco	0,0043	23	28	6,96

46 La portata nei vari tratti di tubi si trova alla pc (va divisa quella alla pa!)

47 Il tubo commerciale in genere si sceglie in modo da non superare la v max fissata inizialmente!

Dividere per la pc in BAR

Perdite di pressione per attrito

Il tratto della rete di distribuzione che presente la perdita di carico per attrito maggiore in genere coincide con quello che serve il punto più lontano dal compressore. In questo caso il tratto 0-4.

49 Perdite di carico per attrito

50 Tc 30 °C

51 pc 7 bar

52 ρ 8,05 kg/m³

53 μ 1,80E-05 Kg/m s

54 scabrezza 1,500E-04 m 150 micron

56	Tratti	Lunghezza (m)	d comm. mm	v effettiva m/s	Re	f	Yc m	Δpc Pa
57			mm	m/s			m	Pa
58	0-1	20	54	8,74	2,111E+08	0,026	36,9	2913
59	1-2	15	54	6,86	1,659E+08	0,026	17,1	1349
60	2-3	15	42	7,91	1,486E+08	0,027	31,3	2472
61	3-4	15	28	8,51	1,066E+08	0,031	61,3	4842
62	1-5	25	28	6,96	8,724E+07	0,031	68,4	5403

64 Il tratto più sfavorito, cioè quello che ha le perdite maggiori è 0-4

65 Yc max 147 m

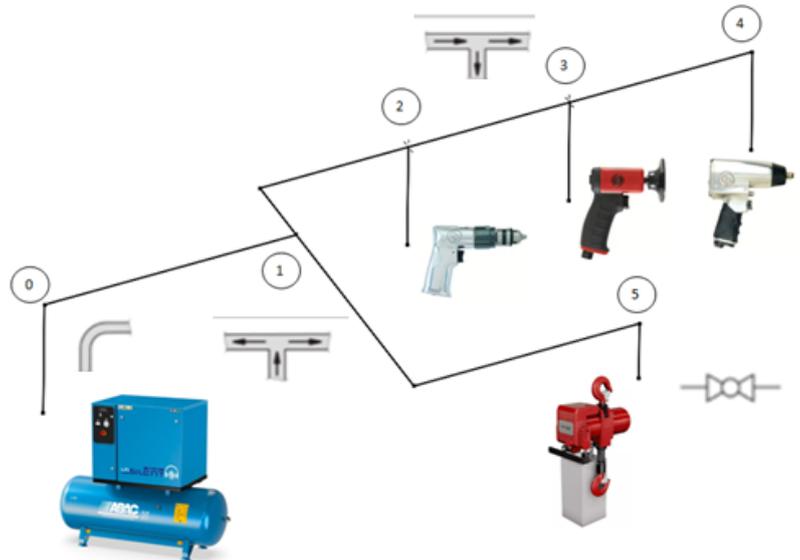
66 Δpc max 11.576 Pa 0,12 BAR

68 NB: le perdite massime per attrito nell'impianto NON sono la somma di tutte le perdite ma solo quelle del
 69 ramo più sfavorito (quello più lungo)

Perdite di pressione localizzate

Anche per le perdite di carico localizzate va individuato il ramo più sfavorito, cioè quello che presente più curve, diramazioni e organi di filtraggio e/o distribuzione. In una rete di distribuzione normale coincide quasi sempre con il tratto che serve il punto più lontano. In questo caso il tratto 0-4.

70	Perdite di carico localizzate	
73	Tipologia	k
74	curve a 90 (<28mm)	1
75	curve a 90 (28-54mm)	0,5
76	diramaz. T doppia	3
77	diramaz. T semplice	1
78	valvole a sfera (<28mm)	0,2
79	valvole a sfera (28-54mm)	0,1



86 Coefficienti di perdita nei vari tratti

88	Tratti	d comm. mm	v effettiva m/s	K tot	Y _L m
90	0-1	54	8,74	3,5	13,6
91	1-2	54	6,86	2	4,8
92	2-3	42	7,91	1	3,2
93	3-4	28	8,51	1	3,7
94	1-5	28	6,96	2	4,9

96 Il tratto più sfavorito, cioè quello che ha le perdite maggiori è 0-4

97	Y _L max	25 m
98	Δp _L max	1.998 Pa
		0,02 BAR

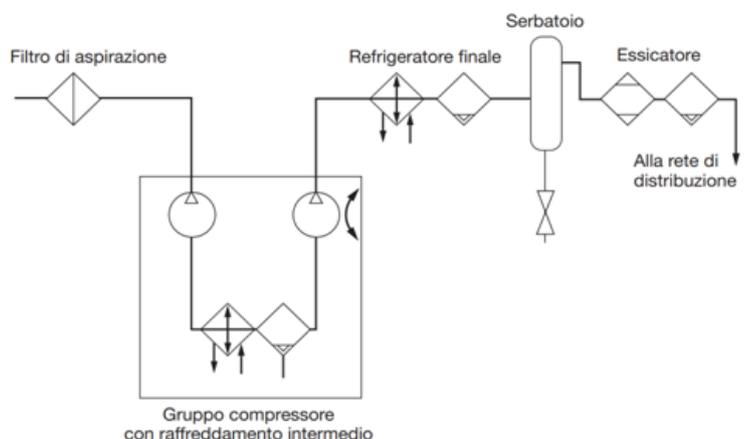
Perdite di pressione nella centrale aria compressa

100 Alla perdita di carico fino all'utenza critica si aggiungono inoltre le perdite
101 dell'essiccatore, filtri e tubazioni nella sala compressori

103	Componenti	ΔP _{sc} [bar]
104	Filtro dell'olio	0,14
105	Essiccatore a refrigerazione	0,09
106	Filtro della polvere	0,2
107	Sistema di tubazioni	0,05
108	Totale	0,48

111 Perdita di pressione complessiva:

112	Δp tot max	0,62 BAR
-----	------------	----------



114

Scelta compressore e valutazione dei costi di esercizio

115 I dati per la scelta del compressore sono quindi:

116 pressione pc 7,62 BAR
117 portata 0,1120 m³/s 403,2 m³/h

118

119 Per la portata in genere si introduce un coefficiente di sicurezza:

120 k sicurezza 1,25 funzionamento intermittente del compressore, fughe d'aria ecc.
121 portata secur. 0,140 m³/s 504 m³/h

122

123 Con queste richieste è sufficiente un compressore alternativo.

124 La capacità del serbatoio di accumulo vale quindi:

125 $C = Q_c / 60$ 1,10 m³ NB: la portata è quella alla pressione pc!

126

127 Considerando un rendimento tipico del compressore η 0,6

128 La potenza del compressore Pot. vale 47.611 w 47,6 Kw

129

130 Costo energia elettrica C el. 0,25 €/Kwh

131 Numero giornate lavorative all'ar 300 gg

132 Numero ore lavorative 8 ore

133

134 Costo energia compressore anno 28.567 €



ATTUATORI PNEUMATICI

CILINDRI, GUIDE LINEARI, ATTUATORI ROTATIVI, PINZE

Alla base di tutti questi attuatori c'è un pistone libero di muoversi in un cilindro grazie alla pressione esercitata dall'aria compressa immessa ai lati del cilindro.

CILINDRO



CILINDRO GUIDATO



GUIDA LINEARE

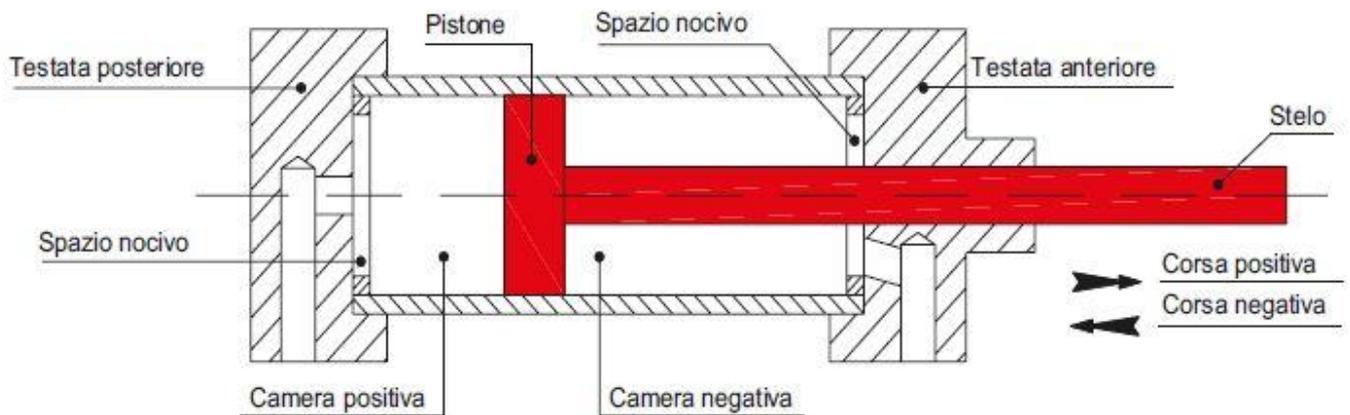
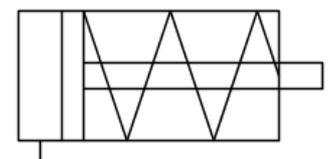
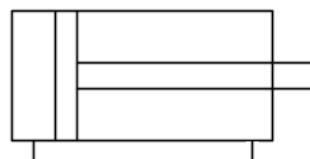
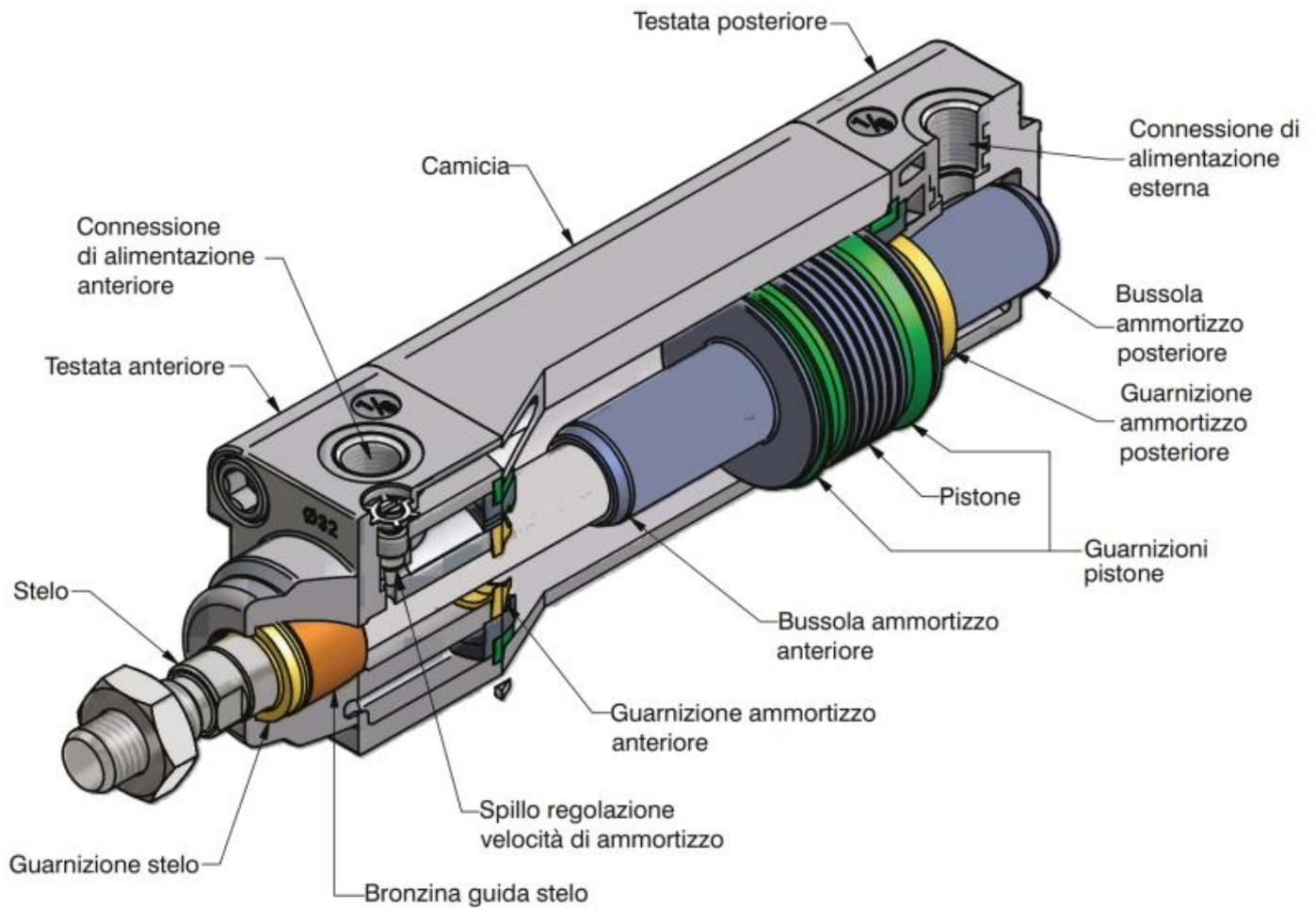


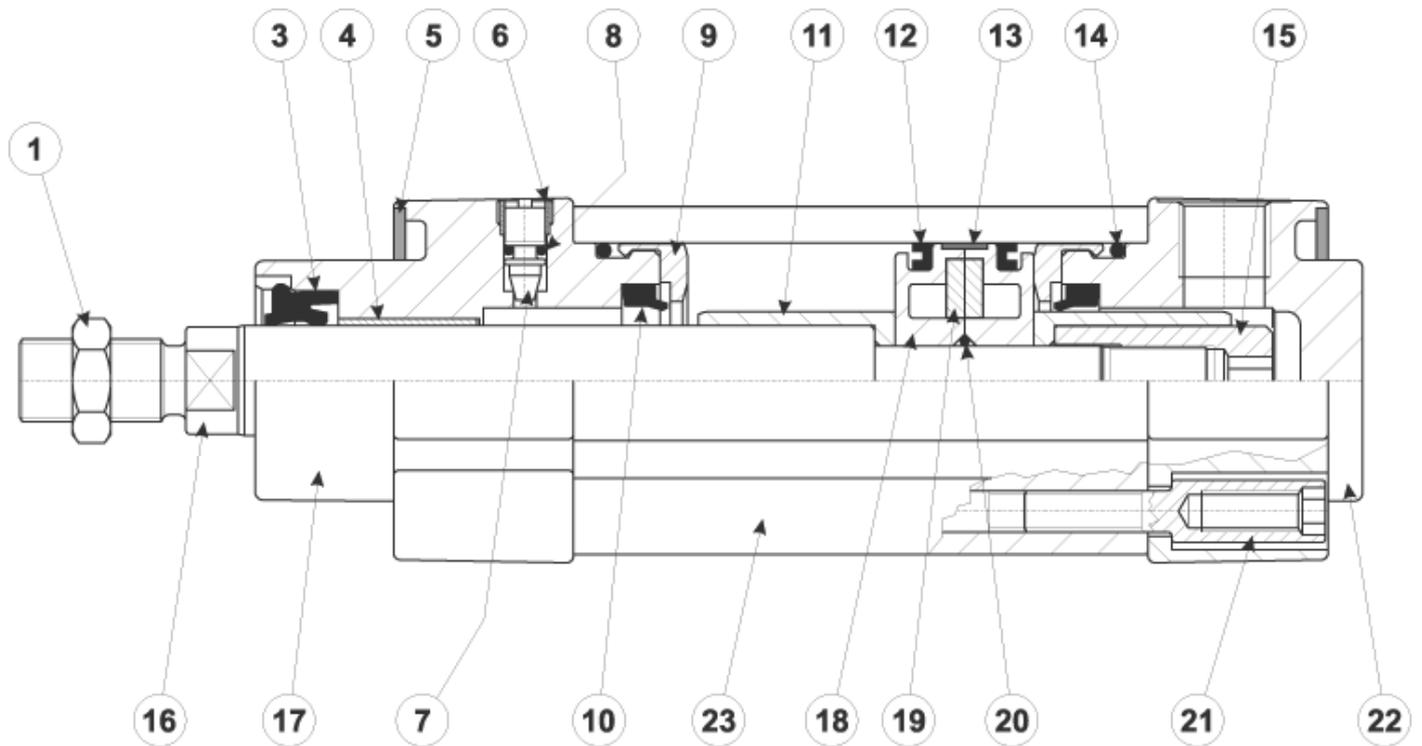
ROTATIVO



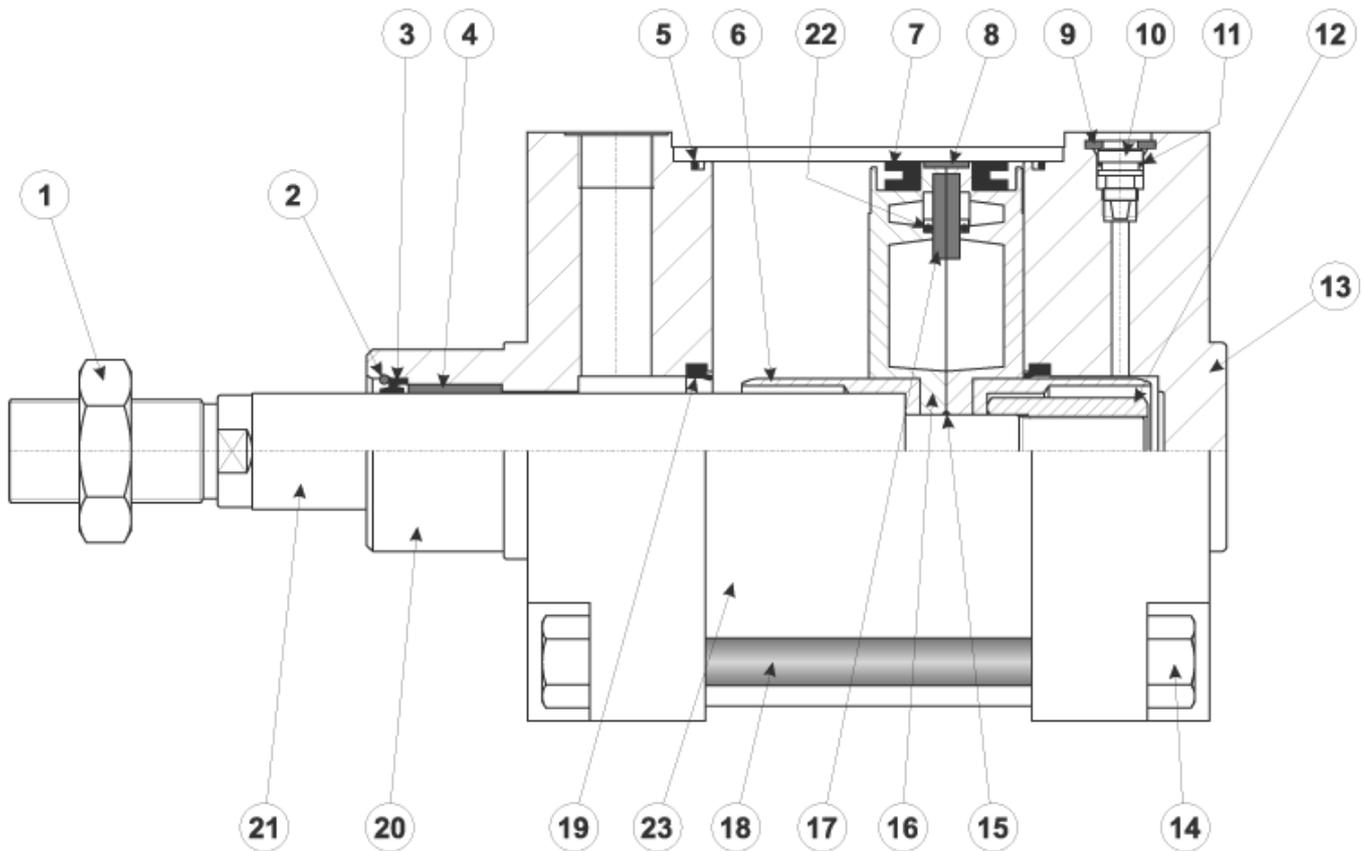
PINZE







1. Dado esagonale per stelo
3. Guarnizione stelo: poliuretano o VITON
4. Boccola guida: materiale autolubrificante
5. Piastrina di protezione: MOPLEN
6. Ghiera per vite ammortizzo: ottone nichelato
7. Vite ammortizzo: ottone nichelato
8. Guarnizione O-Ring per vite ammortizzo: NBR o VITON
9. Paracolpi: HYTREL
10. Guarnizione ammortizzo: poliuretano o VITON
11. Ogiva: alluminio
12. Guarnizione a labbro per pistone: poliuretano o VITON
13. Anello guida per pistone: bronzo PTFE
14. O-Ring per tenuta testate: NBR o VITON
15. Bussola per bloccaggio stelo: materiale UNI 5105 35S Mn Pb 10, zincato
16. Stelo: acciaio C45 cromato o INOX AISI 304
17. Testata anteriore: lega alluminio da pressofusione
18. Pistone: alluminio
19. Magnete: plastroferrite
20. O-Ring per tenuta pistone: NBR o VITON
21. Vite per assemblaggio testate: autofilettante fino all'alesaggio 63, poi normale a maschiare
22. Testata posteriore: lega alluminio da pressofusione
23. Camicia: alluminio profilato, calibrato e anodizzato



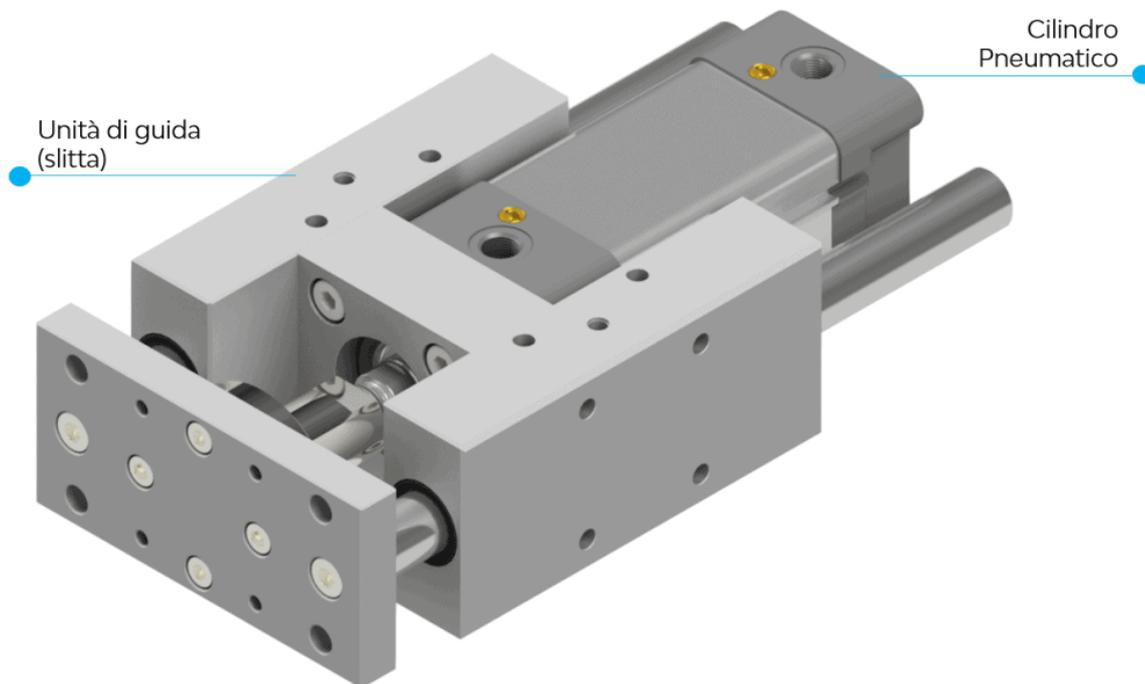
1. Dado esagonale per stelo
2. Anello INOX per fissaggio guarnizione
3. Guarnizione stelo: poliuretano o VITON
4. Boccola guida: bronzo sinterizzato
5. O-Ring per tenuta testate: NBR o VITON
6. Ogiva: alluminio
7. Guarnizione a labbro per pistone: poliuretano o VITON
8. Anello guida per pistone
9. Anello per sicurezza ammortizzo
10. Vite ammortizzo: ottone OT 58
11. Guarnizione O-Ring per vite ammortizzo: NBR o VITON
12. Bussola per bloccaggio stelo
13. Testata posteriore: lega alluminio da fusione in conchiglia
14. Vite per assemblaggio testate
15. O-Ring per tenuta pistone: NBR o VITON
16. Pistone: alluminio
17. Magnete: plastroferrite
18. Tirante: INOX
19. Guarnizione ammortizzo: NBR o VITON
20. Testata anteriore: lega alluminio da fusione in conchiglia
21. Stelo: acciaio C45 cromato o INOX
22. Guarnizione O-Ring per tenuta pistone: NBR o VITON
23. Camicia: alluminio, tubo tondo

CILINDRI COMPATTI GUIDATI

Impiegati per Operazioni Complesse Che Richiedono Grande Affidabilità

Tipicamente, il cilindro compatto guidato è composto da un profilo estruso nel quale sono ricavate una camera centrale con funzione pneumatica e dei canali laterali per l'alloggiamento degli steli di guida.

Il cilindro compatto guidato svolge una funzione equivalente alla versione composta da un cilindro pneumatico con unità di guida montata, ma la soluzione compatta resta quella più adatta a trasportare carichi pesanti.



Esempio di Unità di Guida (comunemente chiamata slitta) fissata ad un cilindro pneumatico a norma ISO per ottenere l'effetto "guidato". Lo stesso tipo di configurazione viene ottenuta con i cilindri compatti guidati che sono, però, caratterizzati da un corpo monoblocco compatto e non scomponibile.



L'unico svantaggio del cilindro compatto guidato è che al termine della sua vita utile, va sostituito l'intero corpo unico, perché la sua alta affidabilità è garantita dalla compattezza costruttiva.

E' altrettanto chiaro che se da un lato consente di sostituire i cilindri al termine della vita utile senza dover cambiare l'unità di guida, dall'altro obbliga a realizzare quest'ultima da un blocco pieno con un evidente svantaggio in termini di costi.

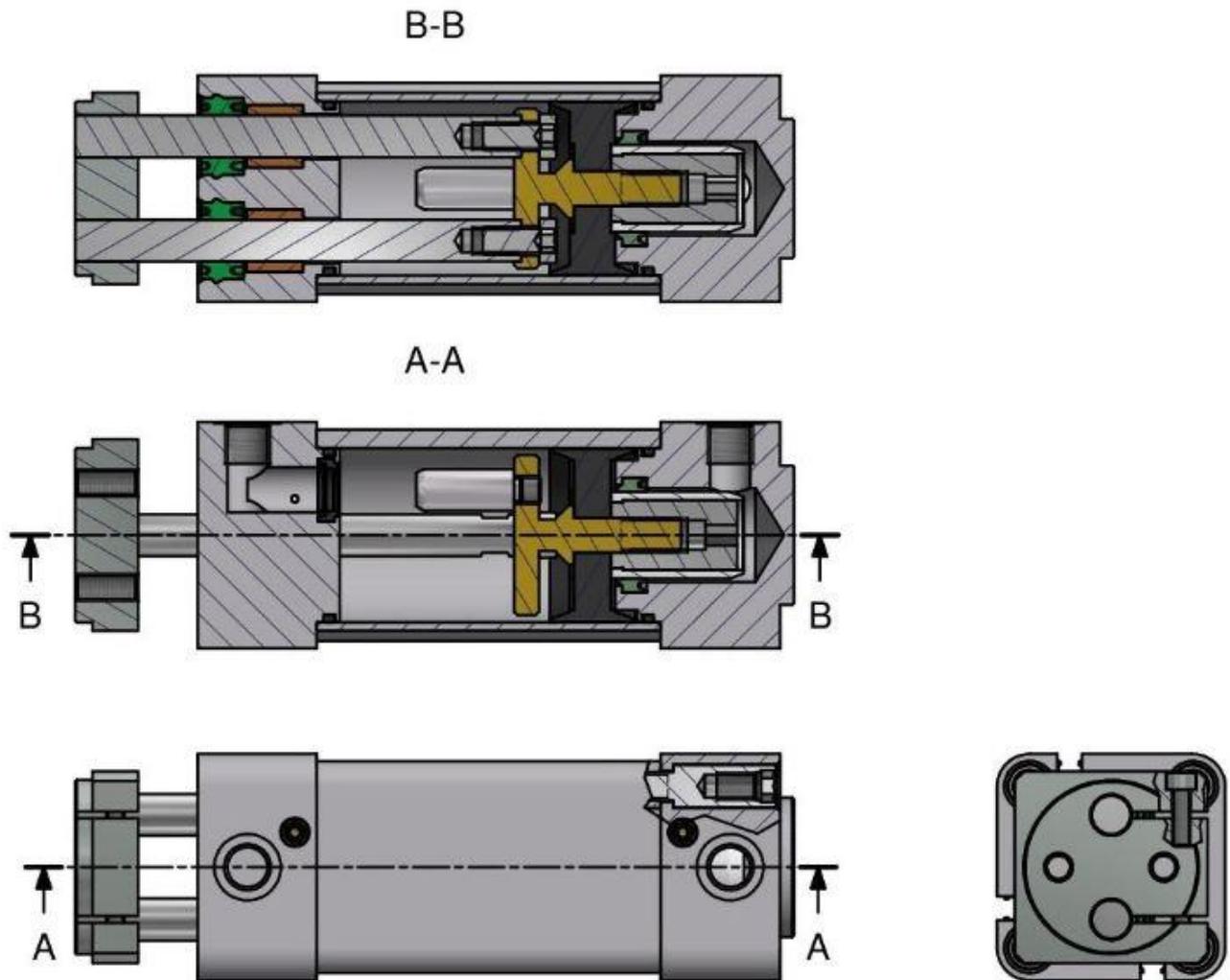
In questo caso però il costo iniziale sarà nettamente inferiore rispetto a quello di un cilindro ISO con unità di guida, pertanto la versione compatta resta sempre quella più vantaggiosa.

CILINDRO CON UNITÀ DI GUIDA ASSEMBLATA	CILINDRO COMPATTO GUIDATO
Maggiore complessità di montaggio dato che sono banalmente più componenti da montare. Ciò comporta un maggiore tempo di installazione ma anche una maggiore probabilità di commettere errori	Assemblaggio non necessario perché si tratta di un pezzo unico
Ingombri e pesi elevati	Ingombri e pesi ridotti
Nel caso di applicazioni particolarmente gravose che generino elevati livelli di usura del cilindro ad esempio per la presenza di polveri o sostanze chimiche permette di sostituire solo il cilindro pneumatico.	Soluzione usa e getta. Essendo un componente unico va sostituito tutto quando il cilindro esaurisce la vita utile, ma è caratterizzato da un costo iniziale minore.
Soggetto all'accumulo di sporco. Essendo un assemblato di più componenti è naturalmente penalizzato dalla maggiore presenza di recessi e intercapedini.	La soluzione compatta permette di ridurre al minimo la complessità del profilo esterno. Essendo ridotti al minimo i recessi dovuti all'accoppiamento dei diversi componenti, si riducono le zone di accumulo della sporcizia e in particolare utilizzando fascette copri cava sensore si può facilmente ottenere una soluzione estremamente pulita.

CILINDRI A DOPPIO STELO

Quando un cilindro ha due o più steli affiancati, è naturalmente dotato di una funzione anti rotazione ma non è necessariamente dotato di una guida maggiorata.

A titolo d'esempio possiamo citare i cilindri Twin Rods che svolgono egregiamente la funzione antirotazione ma non sono pensati come cilindri atti a sostenere carichi laterali particolarmente elevati e dispongono di bocche di guida sostanzialmente paragonabili a quelle dei normali cilindri a stelo singolo.



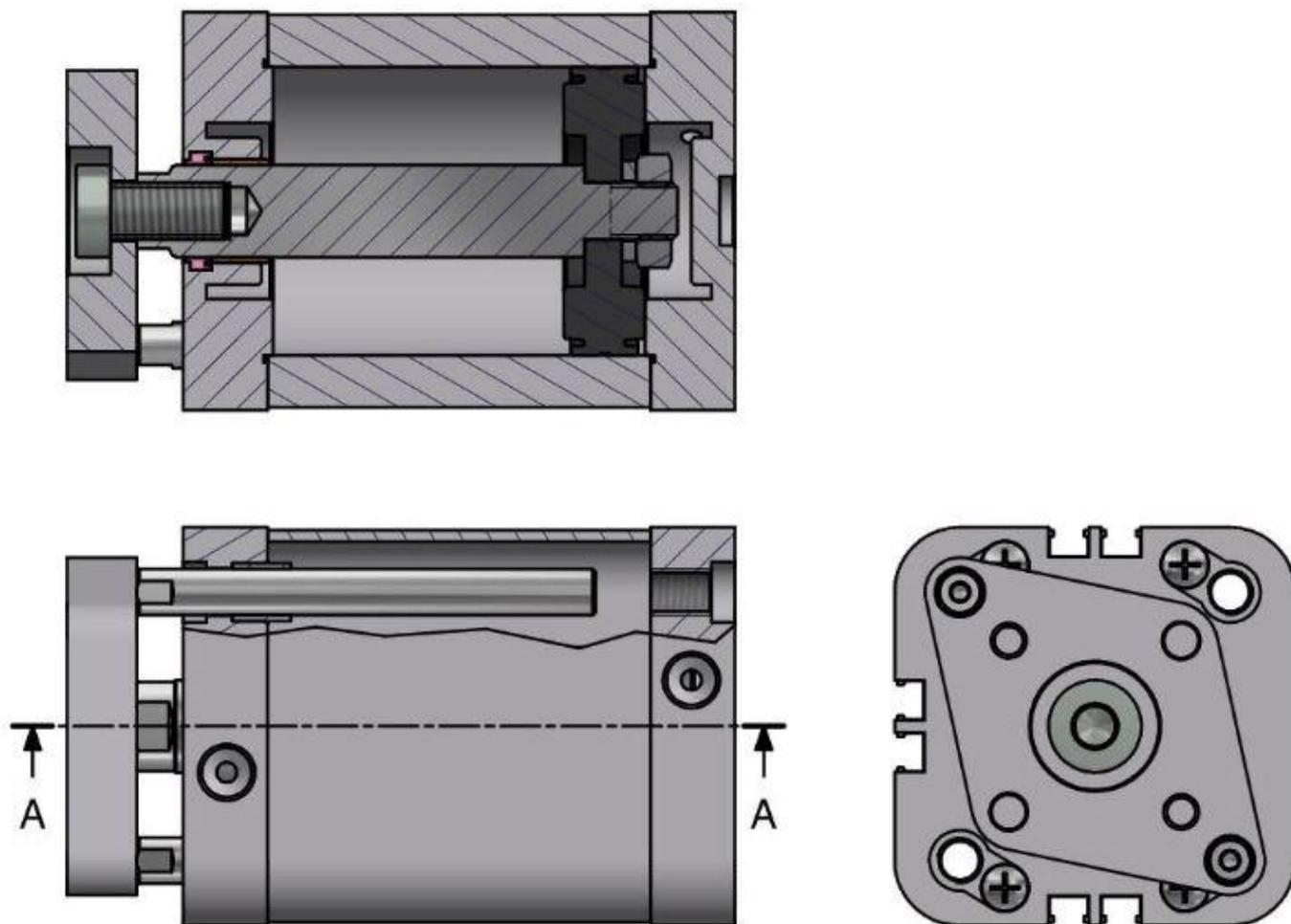
Esempio di cilindro Twin Rods

CILINDRI ANTIROTAZIONE COMPATTI

In questo caso il cilindro è dotato di veri e propri steli di guida, cioè steli pensati con l'unica funzione di guidare lo stelo principale del cilindro.

Il cilindro è pensato come versione intercambiabile, per dimensioni, al cilindro a stelo singolo. Conseguentemente le dimensioni delle guide sono sostanzialmente limitate dalle dimensioni del cilindro standard.

A-A



Esempio di cilindro compatto con anti rotazione

I cilindri Compatti Guidati sono invece cilindri sono la scelta ottimale per applicazioni che necessitano di resistenza ai movimenti e ai carichi laterali. In questo caso infatti le dimensioni degli steli e dei cuscinetti di guida non sono limitate da altre esigenze e sono dimensionati in modo tale da garantire un effetto di guida considerevole.

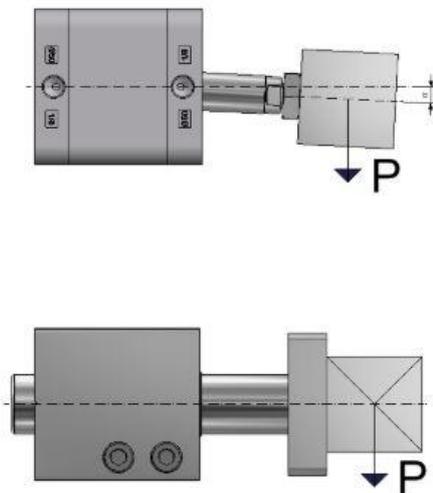
Il cilindro compatto guidato deve essere preso in considerazione quando vogliamo realizzare un movimento sufficientemente preciso in presenza di carichi laterali o di torsione gravosi. Non dispone però della resistenza ai carichi delle unità di guida vere e proprie e nemmeno la precisione nell'ordine dei centesimi delle tavole di scorrimento.

In questo senso il compatto guidato è una scelta che dobbiamo considerare quando vogliamo una soluzione facile da usare e installare, compatta ed economica in grado di realizzare un movimento senza necessità di ulteriori guide o supporti.

Il cilindro compatto guidato lo troviamo principalmente nel settore del pick & place, della logistica e nelle linee automatiche.

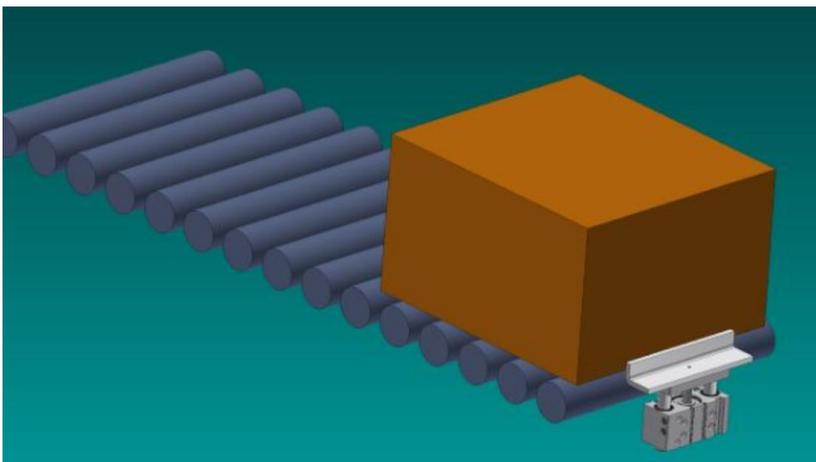
Trasporta pesi

Il cilindro guidato è capace di sostenere autonomamente pesi anche direzionati trasversalmente allo stelo mantenendosi comunque correttamente allineato



Rispetto a un cilindro tradizionale la flessione dello stelo in seguito all'applicazione di carichi laterali è nettamente minore.

Lavorare come stopper all'interno di linee automatiche di trasporto



Il cilindro compatto guidato, grazie alla sua resistenza alle sollecitazioni laterali, svolge egregiamente la funzione di stopper anche per componenti con pesi notevoli.

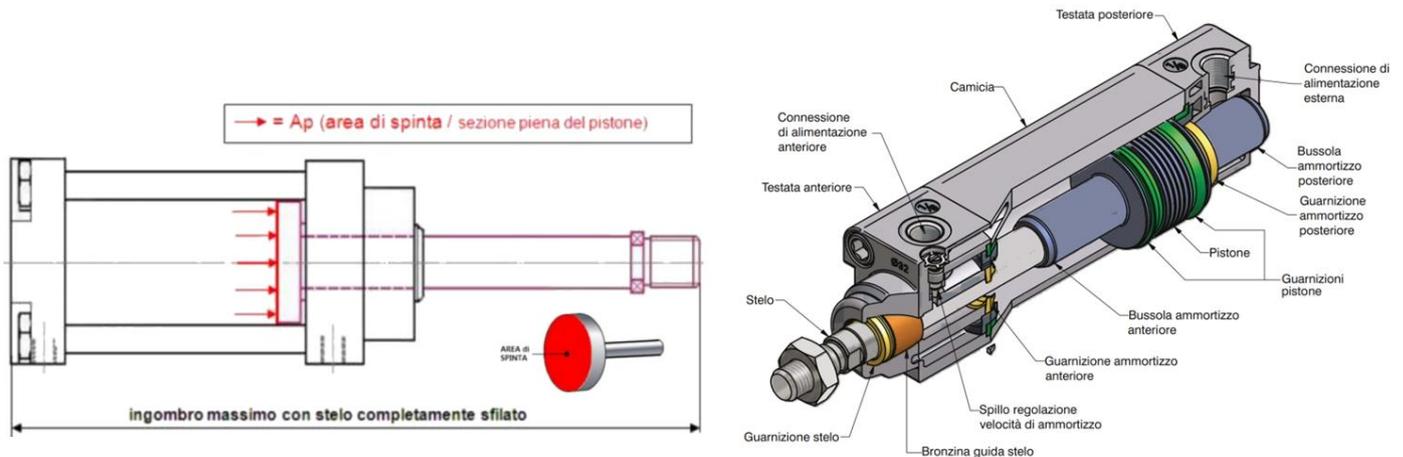
Esempio di cilindro compatto guidato che svolge la funzione di stopper

Adatto per operazioni di posizionamento

L'elevata precisione lo rende ideale per costruire movimenti anche complessi utilizzando 2 o più cilindri in combinazione. Risulta in particolare adatto per le operazioni di posizionamento grazie all'elevata ripetibilità e precisione delle posizioni di fine corsa.

DIMENSIONAMENTO CILINDRI

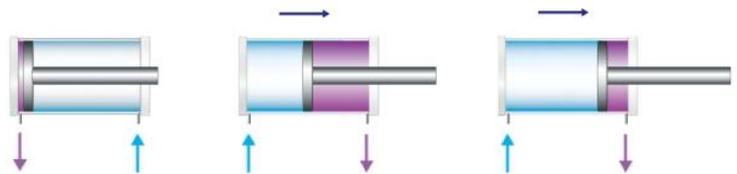
CONSUMO ARIA



Analizzare la richiesta di aria e la velocità dello stelo nella corsa positiva di un cilindro, affinché compia la corsa positiva in 1 s.

DATI

diametro D	50 mm
corsa c	250 mm
pressione p	6 bar
tempo t	1 s

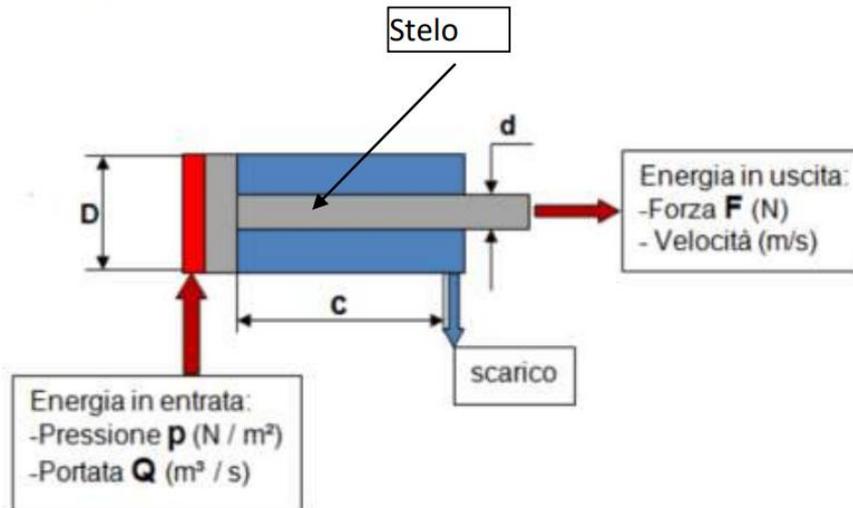


$A_p = \pi \cdot r^2 =$	1962,5 mm ²	
V_{spinta}	490625 mm ³	0,491 dm ³
Il consumo d'aria per effettuare la spinta a 6 bar vale		
$C = p_{ass} V_s$	3,43 nL	NB: $p_{ass} = 6+1$
Poiché la corsa deve avvenire in 1.5 s la portata da immettere nel cilindro vale		
$Q = C/t$	3,434 nL/s	206,1 NL/min
Nota la corsa c del cilindro possiamo ricavare la velocità media del pistone		
$v_p = c/t$	250,000 mm/s	0,250 m/s
Per garantire la portata in ingresso al cilindro il diametro del tubo vale		
v ingresso	20 m/s	
$A_{ing} = Q/v_{ing}$	0,00017 m ²	
d_{ing}	0,01479 m	15 mm

Il consumo si misura in Normal-Litri (NL) che corrispondono al volume che occuperebbe una determinata quantità di aria compressa se venisse riportata alla pressione atmosferica e a 0°C.

Le caratteristiche principali di un cilindro sono:

- ✓ Diametro del pistone **D** in mm.
- ✓ Corsa del cilindro **c** in mm.
- ✓ Diametro asta **d** in mm.



L'energia in entrata è data dalla pressione **p** e dalla portata **Q**.

La forza meccanica in uscita **F (N)** è data dalla pressione **p** agente su di un pistone con

un'area/sezione **A** secondo la formula $F = p \left(\frac{N}{m^2} \right) \cdot A (m^2) = N$

Si possono ottenere forze da pochi **Newton** fino a oltre **3.000 kN**.

La velocità di spostamento del pistone /asta è data dalla formula $v = \frac{Q \left(\frac{m^3}{s} \right)}{A (m^2)} = m/s$

La velocità di rientro $v_1 = \frac{Q}{A - A_s} = m/s$. Dove **A_s** indica l'area dell'asta.

Riassumendo la forza **F** è in funzione della pressione **p**,
la velocità **v** è in funzione della portata **Q**.

Per avere movimenti uniformi e controllabili è richiesta una forza superiore del 25%-50% rispetto a quella teorica. Questa maggiorazione è dovuta principalmente all'attrito interno ed esterno e per contrastare la forza sviluppata dalla camera di scarico. È buona norma sovradimensionare del 25% i cilindri operanti ad alte velocità e del 50% i cilindri operanti a basse velocità.

Per **velocità** del pistone s'intende il tempo che esso impiega per fare tutta la sua corsa ed è direttamente proporzionale alla portata. A causa delle differenze di sezione tra l'andata e il ritorno, a parità di portata, si avrà una velocità maggiore in fase di rientro.

Per evitare la collisione del pistone contro le testate del cilindro idraulico, sono installati degli ammortizzatori che frenano drasticamente la fuoruscita dell'olio e di conseguenza, si riduce la velocità finale del pistone.

Generalmente la velocità è compresa da 0,5 a 1 m/s. Un'eccessiva alta o bassa velocità porta ad una rapida usura delle guarnizioni causando perdite di olio.

Quando la velocità del cilindro è troppo bassa, avviene il fenomeno di stick-slip, che comporta un movimento intermittente del cilindro.

La velocità ammessa varia in funzione del diametro interno (alesaggio) del cilindro e i valori indicativi sono riportati nella tabella sotto.

Fare sempre riferimento ai dati tecnici dei costruttori.

Alesaggio (mm.)	Ø 25/32/40/50	Ø 63/80	Ø 100/125	Ø 160/200
Velocità max. (m/s.)	1	0,8	0,6	0,5

ESEMPIO CALCOLO

Si deve generare una spinta pari a 1000 N con aria compressa a 6 BAR.

Area necessaria: $A = F / p = 1000 / 600000 = 0,00166666 \text{ m}^2$

In prima approssimazione, trascurando la sezione dello stelo, il diametro sarà:

$$D = (4 * A / 3.14)^{0,5} = (4 * 0,001666 / 3.14)^{0,5} = 0,046 \text{ m} \rightarrow 4,6 \text{ cm}$$

Per tenere conto dell'area dello stelo bisogna scegliere il diametro "d" dello stelo che è proporzionale al diametro D del cilindro (più alta è la spinta esercitata e più grande sarà il diametro dello stelo in modo che non si fletta → verifica a carico di punta).

Maggiorando all'inizio del calcolo la forza di spinta si può trascurare l'area dello stelo.

$$F = 1000 \text{ N} + 50\% = 1500 \text{ N} \rightarrow A = 0,0025 \text{ m}^2 \rightarrow D = 0,0564 \text{ m} \rightarrow 5,64 \text{ cm}$$

Ovviamente si sceglierà il cilindro a catalogo con diametro più vicino maggiore a quello calcolato.

TO DO: Con diametro stelo d=8 mm quanti vale D senza trascurare area stelo?

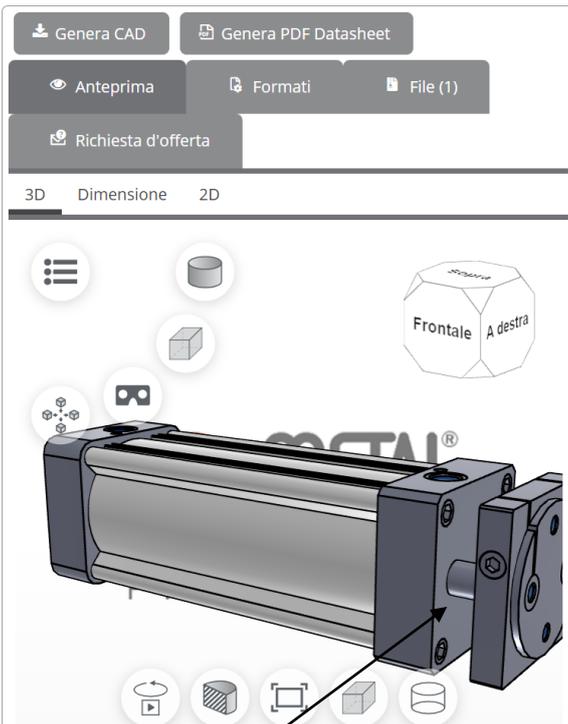
Se voglio una velocità del pistone di 1 m/s allora la portata di aria varrà:

$$Q = v * A = 1 * 0,0025 = 0,0025 \text{ m}^3/\text{s}$$

Valutare la forza massima esercitabile da un cilindro **Metalworks W1403A10200**.

Aggiungi al confronto

Azienda	Metalwork			
Descrizione	Cilindro aste gemellate serie TWNC versione serie 3			
Lista materiale	W1403A10200			
CODE Codice	W1403A10200			
D Diametro	100			
TYPE Tipo	Doppio effetto magnetico ammortizzato			
EX Esecuzione	Serie 3			
HUB Corsa	25	200	500	
	<input type="range" value="200"/> mm			
HUBST Posizione stelo	0	200		
	<input type="range" value="0"/> mm			



Diametro 100 mm
 Corsa 200 mm
 D steli 22 mm

A+ 0,00785 m2
 A- 0,00709 m2
 V+ 0,00157 m3
 V- 0,00142 m3

FORZE	Diametro 100mm	
	F+ (N)	F- (N)
5	3925	3545
6	4710	4254
7	5495	4963
8	6280	5672
9	7065	6381
10	7850	7090

CONSUMO ARIA (CORSA COMPLETA)

p (BAR)	Consumo litri
5	14,9
6	17,9
7	20,9
8	23,9
9	26,9
10	29,9

FORZE EFFETTIVE

Alle forze teoriche calcolate bisogna sempre detrarre il 10-15% del valore totale per le perdite di carico dovute agli attriti delle guarnizioni.

CONSUMO EFFETTIVO

La presenza di spazi morti (nocivi) e perdite di aria nel cilindro comporta un consumo superiore. Considerando inoltre la presenza di una minima perdite di aria il consume effettivo si ottiene maggiorando quello teorico per un 15-20%.

AMMORTIZZO: CAPACITÀ DI ASSORBIMENTO ENERGIA CINETICA

L'ammortizzo a cuscino d'aria regolabile ha, come detto, il compito di assorbire l'energia cinetica alla fine della corsa di un cilindro per evitare significativi urti contro le testate.

L'energia cinetica da assorbire corrisponde al lavoro svolto e viene misurata in J (Joule).

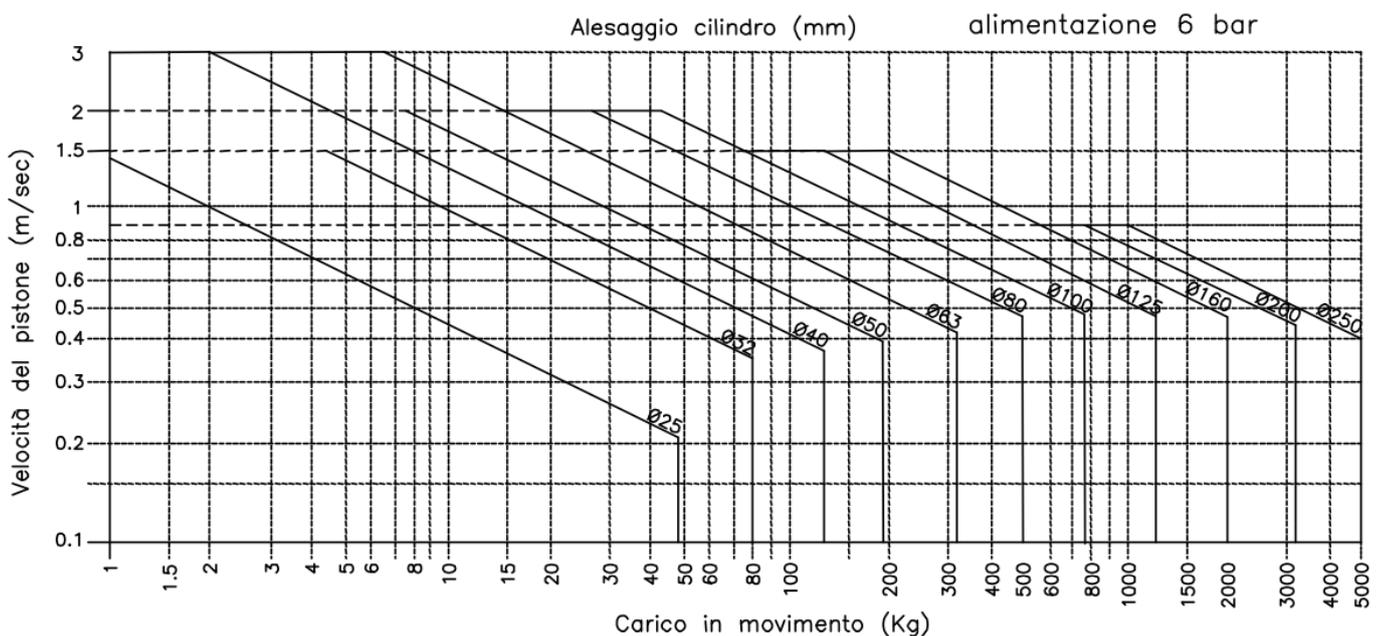
Una volta scelto il cilindro in funzione della spinta, velocità e posizione di lavoro, bisogna verificare che la propria capacità di assorbimento sia in grado di decelerare il carico.

Conoscendo la massa in Kg e la velocità in m/sec, si risale facilmente alla energia cinetica utilizzando la formula nota:

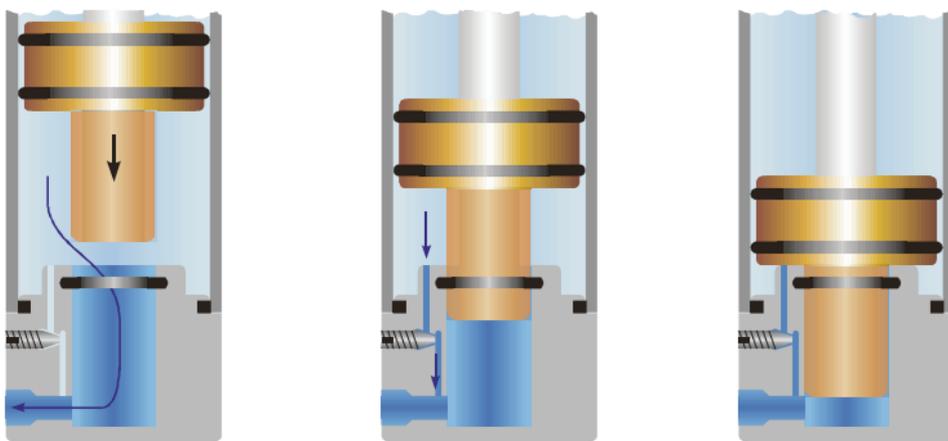
$$E_c = \frac{1}{2} m V^2$$

Il valore calcolato dovrà essere confrontato con i dati tecnici forniti dai costruttori sui loro cataloghi per la verifica dell'applicabilità.

A volte sono disponibili sulle documentazioni tecniche diagrammi sui quali conoscendo massa, velocità e pressione di alimentazione, si può immediatamente verificare il corretto dimensionamento del cilindro.



Ammortizzamento regolabile a cuscino d'aria



L'ammortizzazione è consigliata quando la velocità del pistone è superiore a 0,5 m/s perché aumenta la durata del cilindro proteggendolo da urti sulle testate. I cataloghi dei costruttori più qualificati riportano le istruzioni per il calcolo dell'assorbimento dell'energia cinetica sviluppata dalla massa in movimento. Una scelta errata dell'ammortizzatore può portare a premature rotture a fatica del cilindro.

Un corpo di massa m (kg) che si muove a una velocità v ($\frac{m}{s}$) immagazzina un'energia cinetica (di movimento) $E_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$ (Joule), ed esso restituisce l'energia accumulata quando è arrestato. L'azione di frenatura, che avviene attraverso il passaggio strozzato, ha lo scopo di dissipare questa energia cinetica con un lavoro negativo (L_f) che in un circuito idraulico è pari al lavoro della forza che agisce sulla superficie del pistone per la sua corsa (spostamento).

Possiamo scrivere. $L_f = F \cdot c$ (corsa) Joule o Nm

Sostituendo $F = p \cdot A$ diventa $L_f = p \cdot A \cdot c$.

Pertanto E_c è uguale a L_f e possiamo scrivere:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = p \cdot A \cdot c$$

da cui si ricava la pressione di frenatura che sarà:

$$p = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot A \cdot c}$$

Esempio:

Massa del carico = 700 kg

Velocità del cilindro = 0,8 m/s

Area di frenatura = 7 cm² (d=30mm)

Corsa di frenatura = 40 mm (0,04 m)

Utilizzando la formula sopra si ricava la pressione di frenatura a cui è sottoposto il cilindro.

$$p_{frenatura} = \frac{700 \text{ (kg)} \cdot \left[0,8^2 \frac{m^2 \cdot m}{s^2} \right]}{2 \cdot 0,0007 \text{ (m}^2\text{)} \cdot 0,04 \text{ (m)}} = \frac{448 \text{ N (kg} \frac{m}{s^2}\text{)}}{0,000056 \text{ (m}^2\text{)}} = 8.000.000 \text{ pascal}$$

Per calcolare la pressione frenatura in **bar** devo dividere per 100.000.

$$\text{Quindi } p_{frenatura} = \frac{8.000.000}{100.000} = \mathbf{80 \text{ bar}}$$

Verifichiamo le unità di misura S.I impiegate, tralasciamo $\frac{1}{2}$, perché non fa parte delle unità di misura.

$$p = \frac{m \text{ (kg)} \cdot v^2 \left[\frac{m^2 \cdot m}{s^2} \right]}{A \text{ (m}^2\text{)} \cdot c \text{ (m)}} = \frac{N \left(\text{kg} \cdot \frac{m}{s^2} \right) \cdot m}{m^2 \cdot m} = \mathbf{N/m^2 \text{ (pascal)}}$$

Il cilindro ha un alesaggio di 63 mm, per cui la pressione di lavoro per spostare 700 kg è:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{700 \text{ daN}}{31\text{cm}^2} = \mathbf{22,5 \text{ bar}}$$

La pressione di frenatura $p_{frenatura} = \mathbf{80 \text{ bar}}$ è superiore di 3,5 volte quella di esercizio, pertanto bisogna verificare sempre che questo valore non superi le caratteristiche di funzionamento del cilindro.

SISTEMI DI BLOCCO (VINCOLO) DEI CILINDRI PNEUMATICI

I cilindri possono essere vincolati in modo diversi all'interno di una macchina o un piano di lavoro.

Le figure successive mostrano tutte le varianti di vincolo e le relative lunghezze di libera inflessione da considerare (L_0 + corsa) nella verifica a CARICO DI PUNTA dello stelo.

Affinchè lo stelo non si deformi la forza applicata deve essere minore a quella calcolata con la formula di Eulero:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2}$$

F_{cr} carico critico da NON superare (N)

E modulo di elasticità del material (N/mm²)

J momento inerzia della sezione dello stelo = $3.14 \cdot d^4 / 64$ mm⁴

L lunghezza di libera inflessione = (L_0 + corsa) (mm)

Modulo di elasticità E:

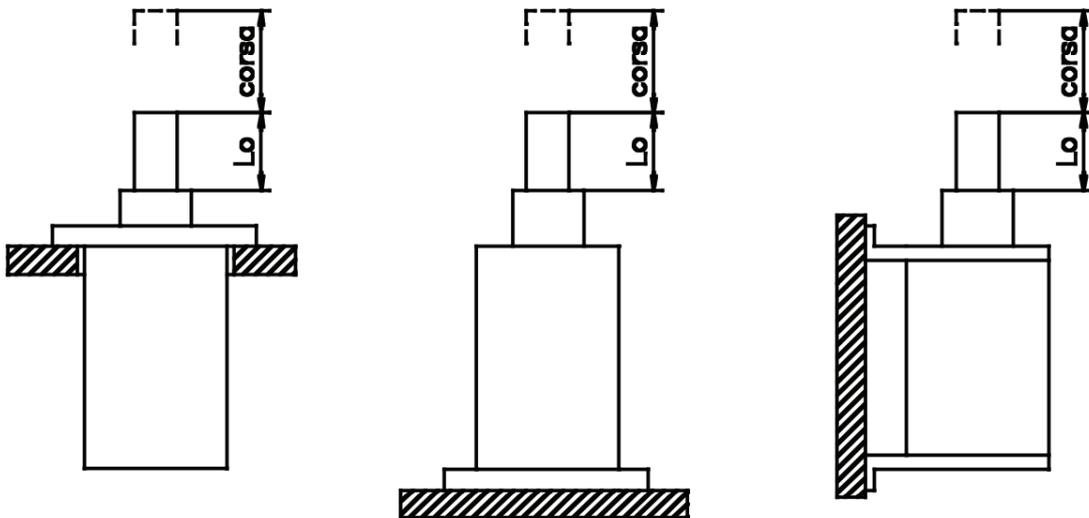
ferro E = 200000 [N/mm²]

acciaio E = 220000 [N/mm²]

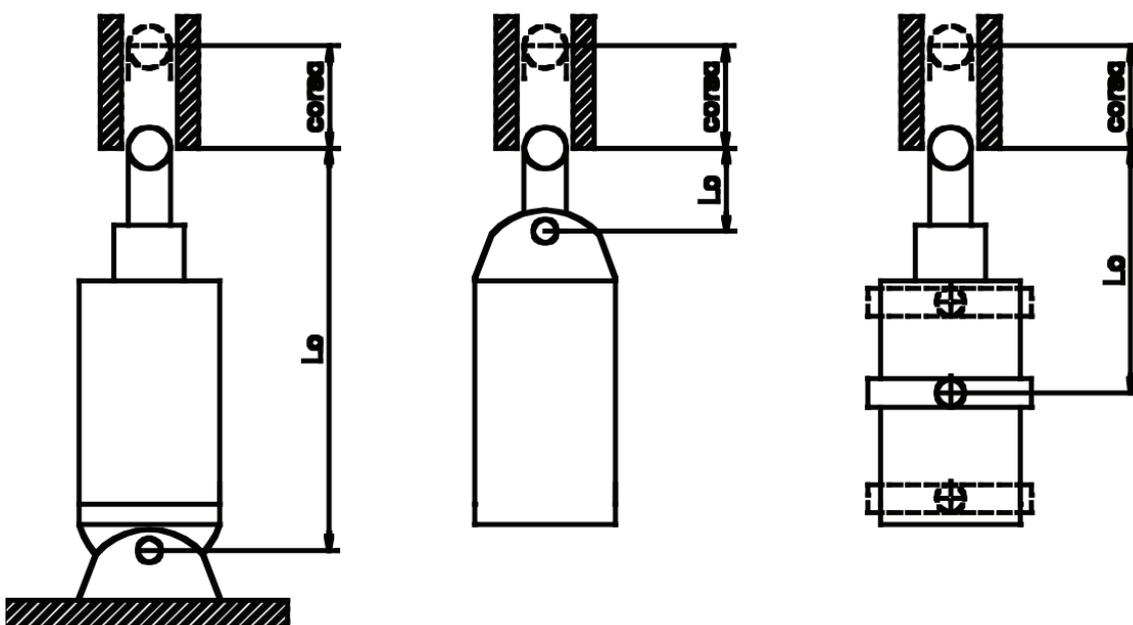
ghisa E = 100000 [N/mm²]

alluminio E = 66000 [N/mm²]

SITUAZIONE A



SITUAZIONE B



ESERCIZIO

Cilindro del diametro di 100mm con stelo in acciaio del diametro di 8mm e una corsa di 200mm.

Valutare se la massima forza esercitabile dal cilindro è compatibile con il diametro dello stelo.

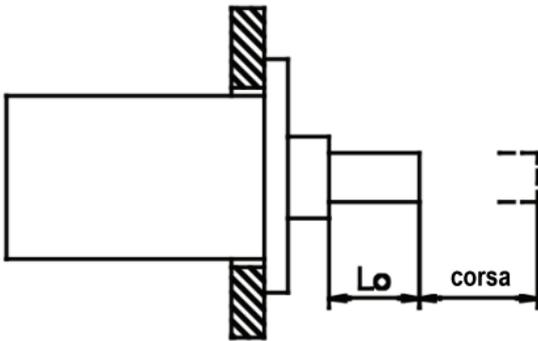
J è il momento di inerzia statico che per le barre tonde piene vale

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} [\text{mm}^4]$$

con d = diametro dello stelo [mm]

Per i cilindri pneumatici generalmente si assume un coeff. di sicurezza k_s pari a 5. Quindi il carico critico vale:

$$F = \frac{F_{cr}}{k_s} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2 \cdot k_s}$$



In prima approssimazione trascuriamo L_0 .
La lunghezza di libera inflessione vale quindi:
 $L = L_0 + c = \text{corsa} = 0.2\text{m}$

Nota: L_0 si ricava dal catalogo costruttore

	A	B	C
1	D	100 mm	
2	d	8 mm	
3	c	200 mm	
4	p	6 BAR	
5			
6	E	220000 N/mm ²	
7	A	7850 mm ²	
8	Astelo	50,24 mm ²	
9	Fspinta	4710 N	
10			
11	J	200,96 mm ⁴	
12	k secur.	5	
13	F eulero	2180 N	

In condizioni di sicurezza quindi possiamo vincere una forza inferiore alla metà di quella massima.

EX: calcolare il diametro del cilindro in grado di generare una forza di spinta di 2180N.

IMPULSO DI FORZA E QUANTITÀ DI MOTO

Considerando l'equazione fondamentale della dinamica:

$$F = m \cdot a$$

Moltiplichiamo entrambi i membri per il tempo.

$$F \cdot t = m \cdot a \cdot t$$

Il fattore $a \cdot t$ nel moto uniformemente accelerato è la velocità finale v raggiunta da un corpo dotato dell'accelerazione a dopo un tempo t . Avremo dunque :

$$F \cdot t = m \cdot v$$

Il prodotto $F \cdot t$ è detto impulso di forza. Il prodotto $m \cdot v$ è detto quantità di moto ed è una grandezza vettoriale che ha la stessa direzione della velocità.

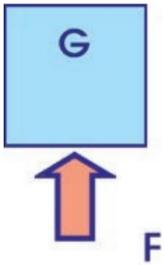
MOTO UNIFORMEMENTE ACCELERATO

Nel moto uniformemente accelerato con partenza da fermo abbiamo:

$$v = at \quad s = \frac{1}{2}at^2$$

Lo spazio percorso può quindi essere calcolato anche come

$$s = \frac{1}{2}vt \rightarrow t = 2s/v$$



G = carico applicato
F = spinta del cilindro

La forza totale necessaria per sollevare il carico sarà:

$$F = FG + Fa \text{ [N]}$$

Dove FG è la forza utilizzata per equilibrare il carico o forza resistente (peso) ed Fa la forza che serve ad accelerarlo (inerzia). Bisognerà inoltre sapere quale è la velocità di attuazione per stabilire di quale entità sarà Fa per ottenerla.

ESERCIZIO:

Vogliamo sollevare di 400 mm (corsa del cilindro) una massa di 120 Kg con una velocità finale di 1m/sec. Calcolare la forza totale necessaria ad una pressione di esercizio di 6 bar relativi.

Ricordiamo che una forza F è uguale ad una massa per una accelerazione mentre il lavoro L compiuto da una forza è uguale ad una forza per uno spostamento ed equivale all'energia cinetica sviluppata.

$$F = m a \quad L = F s = \frac{1}{2} m v^2 \quad (1)$$

m = massa in Kg

a = accelerazione in m/s^2

s = spostamento in m

v = velocità in m/sec.

g = accelerazione di gravità $9,81 m/s^2$

La forza peso vale:

$$FG = mg \text{ [N]} = 120 \times 9.81 = 1177.2 \text{ [N]}$$

La forza totale da applicare è data: $F = FG + Fa \quad (2)$

Dalla (1) possiamo risalire ad Fa perché conosciamo la velocità di spostamento di 1 m/sec, la massa da sollevare di 120 Kg e la corsa del cilindro di 0,4 m.

$$Fa = (\frac{1}{2} * 120 * 1^2) / 0,4 = 150N \quad (L = F s = \frac{1}{2} m v^2 \rightarrow \text{formula inversa per ricavare F})$$

Nota la Fa ricaviamo la F totale di sollevamento: $F = mg + Fa = 1177.2 + 150 = 1327,2 \text{ N}$

Se il movimento del carico fosse invertito e fosse discendente, bisogna sottrarre alla forza di accelerazione il peso del carico resistente quindi: $F = Fa - mg$

La forza peso anziché opporsi al movimento, lo favorisce ed incrementa la forza che genera accelerazione.

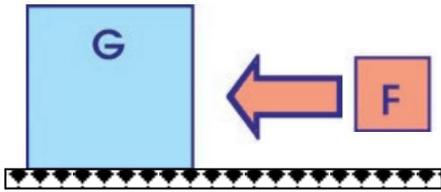
NOTA:

Nel moto uniformemente accelerato con partenza da fermo: $v = at \quad s = \frac{1}{2}at^2 \rightarrow s = \frac{1}{2} v t$

Noto s e v possiamo ricavare il tempo: $t = 2*s / v = 0.8 \text{ sec} \rightarrow a = v/t = 1.25 \rightarrow Fa = m*a = 1.25 * 120 = 150 \text{ N}$

SPOSTAMENTO ORIZZONTALE

Quando la posizione di lavoro è orizzontale la forza resistente che insiste sul piano deve essere moltiplicata per il coefficiente di attrito. Questo coefficiente varia a seconda dei materiali che entrano in contatto.

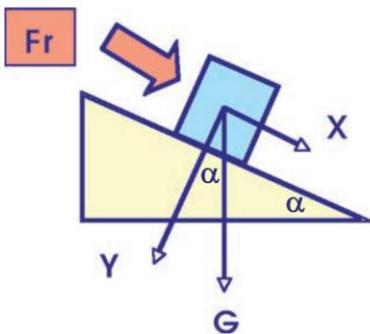


$$F = F_a + \mu FG \quad \text{con } FG = mg$$

Coefficiente attrito radente medio su superfici asciutte

Materiali a contatto	Coefficiente d'attrito statico	Coefficiente d'attrito cinetico
Acciaio su acciaio	0,15 ÷ 0,35	0,10 ÷ 0,15
Acciaio su ghisa o bronzo	0,20 ÷ 0,25	0,15 ÷ 0,20
Legno su metallo	0,50 ÷ 0,65	0,20 ÷ 0,50
Cuoio su metallo	0,60	0,25 ÷ 0,45
Gomma su metallo	0,80	0,50 ÷ 0,60
Ferodo su acciaio	--	0,50 ÷ 0,60

SPOSTAMENTO SU PIANO INCLINATO



La forza resistente F_r da vincere per sollevare il peso è data da: $F_r = \mu F_y + F_x$

Le componenti x e y della forza peso si trovano con la trigonometria di base:

$$F_x = FG \operatorname{sen} \alpha \quad F_y = FG \operatorname{cos} \alpha$$

quindi:

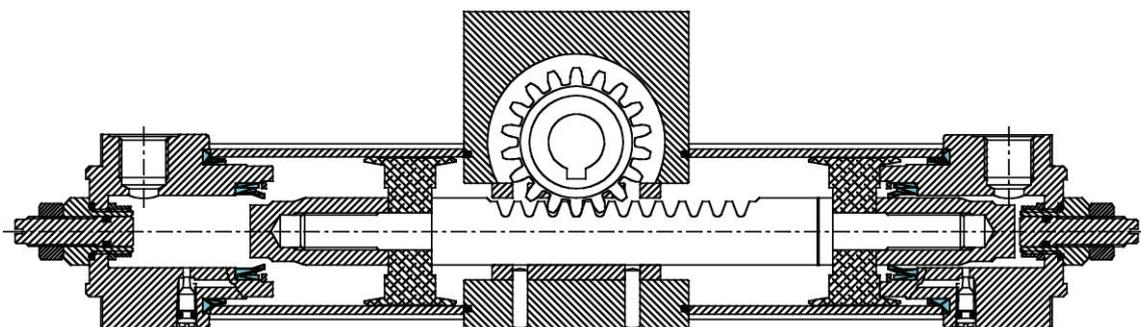
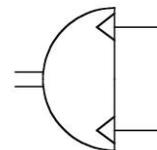
$$F_r = \mu (FG \operatorname{cos} \alpha) + FG \operatorname{sen} \alpha$$

Per il calcolo della forza totale vale quanto detto nei casi precedenti.

$$F = F_a + F_r$$

Se il peso va spostato verso il basso va vinta solo la forza di attrito.

Il sistema pignone/cremagliera è il più utilizzato.



Quando si accelera una massa fissata ad un braccio, l'energia cinetica è infatti il parametro dominante. In applicazioni di questo tipo non bisogna considerare la massa in Kg come nelle movimentazioni lineari, ma il momento di inerzia in N/m² che nella formula dell'energia sostituirà la massa.

In un moto rotativo il momento di inerzia I di un punto teoricamente privo di dimensioni ed avente una massa m alla distanza r dall'asse rotazione è pari a:

$$I = m \times r^2$$

Le formule dei momenti di inerzia per corpi con differenti geometrie vengono riportate sui manuali di meccanica.

La velocità angolare ω viene misurata in radianti al secondo (rad/sec).

1 rad = 57,3°, quindi : 90° corrispondono a 1,57 rad , 180° a 3,14 rad , 360° a 6,28 rad.

L'energia cinetica da rotazione J vale:

$$J = 1/2 \omega^2$$

Ogni attuatore rotante possiede una capacità di ammortizzo propria espressa in Joule ed in funzione di questa si possono calcolare i tempi di rotazione di una determinata massa fissata ad un braccio:

$$T = (2 I \vartheta^2 / E)^{0.5}$$

T = tempo di rotazione in secondi

I = momento di inerzia in N/m²

ϑ = angolo di rotazione in radianti

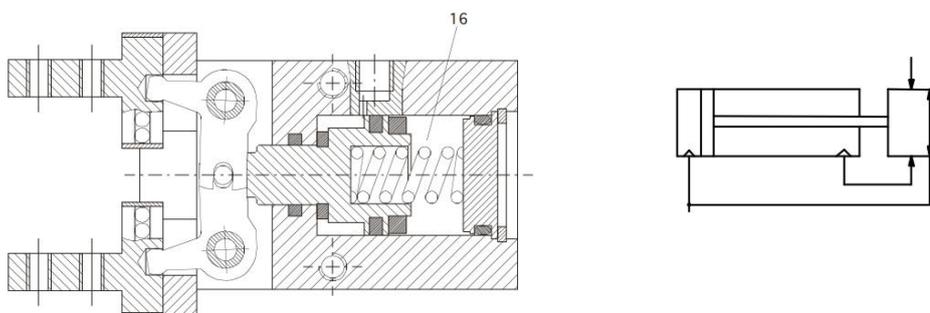
E = energia cinetica in Joule

Il tempo di rotazione deve essere uguale o maggiore al valore calcolato.

L'apertura e la chiusura delle dita può essere parallela, angolare a 30° e 180° oppure con funzione autocentrante nel caso delle pinze a tre dita.



Ogni famiglia di pinze offre differenti prestazioni in funzione dei diametri e della lunghezza degli accessori che si montano sulle dita.



La sezione mostra il sistema di leverismo adottato per il movimento parallelo delle dita.

VANTAGGI E LIMITI DELLE PINZE PNEUMATICHE

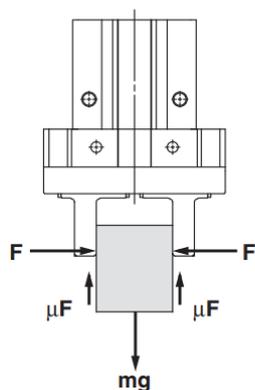
Un vantaggio chiave delle pinze pneumatiche rispetto ad altri tipi di pinze è che sono disponibili in numerose dimensioni e forze di presa, da pochi newton a diversi kilonewton e possono essere adattate a diverse applicazioni - comprese quelle che richiedono migliaia di ripetizioni all'ora. Le pinze pneumatiche industriali offrono anche una ripetibilità senza pari per compiti di automazione di precisione. Inoltre, le pinze pneumatiche:

- Sono economicamente vantaggiose ed efficienti dal punto di vista energetico
- Sono leggere e compatte - specialmente se paragonate a certe opzioni basate su motore e sull'idraulica

A differenza delle loro controparti idrauliche ed elettriche, le pinze pneumatiche in generale non sono interessate dall'ambiente di lavoro. Questo è in forte contrasto con le pinze ad azionamento elettrico che hanno un'elettronica sensibile e possono malfunzionare in ambienti umidi.

Naturalmente, le pinze pneumatiche hanno alcuni svantaggi e limiti. Questi sono principalmente legati al costo operativo e alla complessità dei progetti pneumatici e dei sistemi ad aria compressa in generale. La configurazione iniziale di tali sistemi può essere costosa e complicata. Detto questo, vi sono considerazioni importanti sull'economia di scala quando un'operazione industriale fa già uso di sistemi ad aria compressa altrove.

ESEMPIO DIMENSIONAMENTO DA CATALOGO COSTRUTTORE



“Forza di presa almeno 10/20 volte superiore al peso del pezzo”

Tale valore raccomandato da SMC viene calcolato con un margine di sicurezza di $a = 4$, per impatti che possono verificarsi durante il normale trasporto.

Quando $\mu = 0.2$	Quando $\mu = 0.1$
$F = \frac{mg}{2 \times 0.2} \times 4$ $= 10 \times mg$	$F = \frac{mg}{2 \times 0.1} \times 4$ $= 20 \times mg$

10 x peso del pezzo

20 x peso del pezzo

Durante la presa di un pezzo come nella figura a sinistra, e con le seguenti definizioni,

F: Forza di presa [N]

μ : Coefficiente di attrito tra gli accessori e il pezzo

m: massa del pezzo [kg]

g: Accelerazione gravitazionale (= 9.8 m/s²)

mg: Peso del pezzo [N]

le condizioni al di sotto delle quali il pezzo non cadrà sono

$$2 \times \mu F > mg$$

Numero dita

e quindi,

$$F > \frac{mg}{2 \times \mu}$$

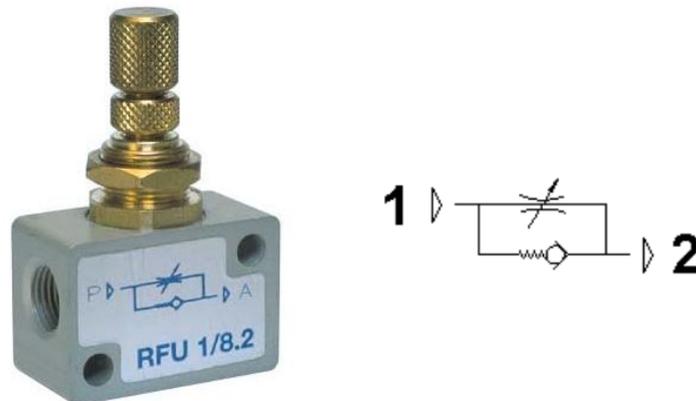
Con “a” che rappresenta il margine, “F” è determinato dalla seguente formula:

$$F = \frac{mg}{2 \times \mu} \times a$$

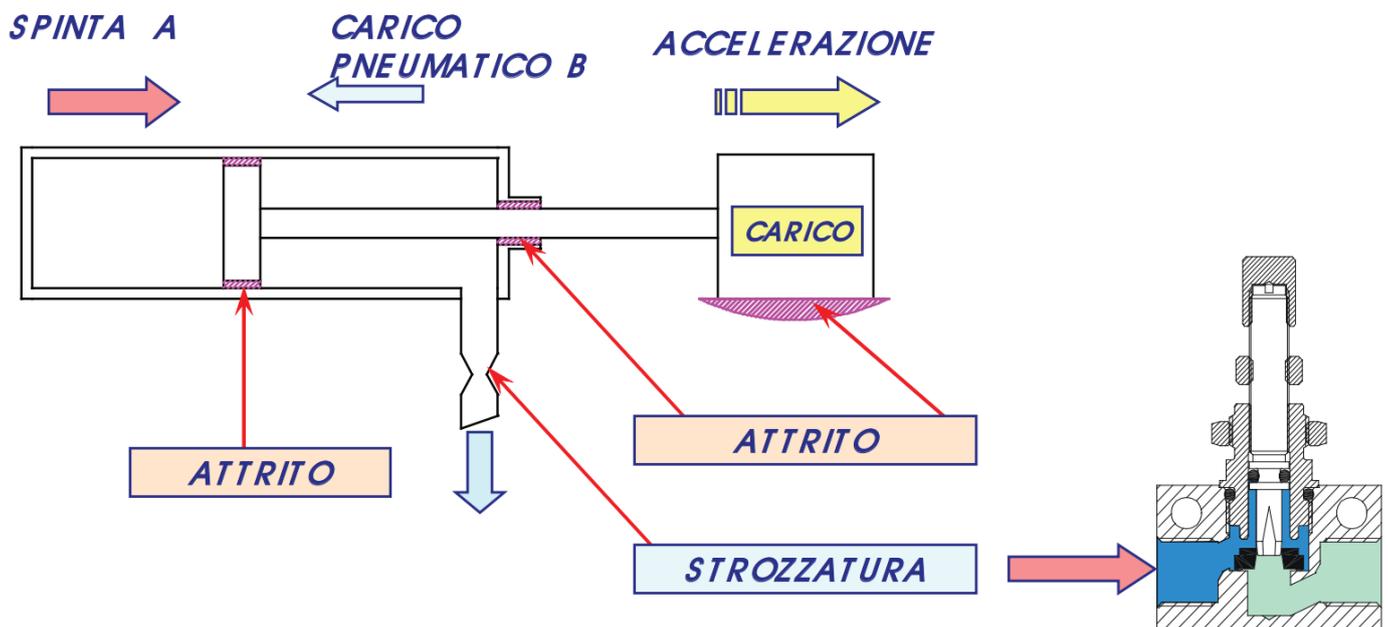
- * Anche nei casi in cui il coefficiente di attrito è maggiore di $\mu = 0.2$, per motivi di sicurezza, selezionare una forza di presa che sia almeno 10/20 volte superiore al peso del pezzo, come raccomanda SMC.
- Se durante il movimento si applicano elevate accelerazioni o forti impatti, prendere in considerazione l'adozione di un maggiore margine.

METODI DI REGOLAZIONE DELLA VELOCITA' DEI CILINDRI

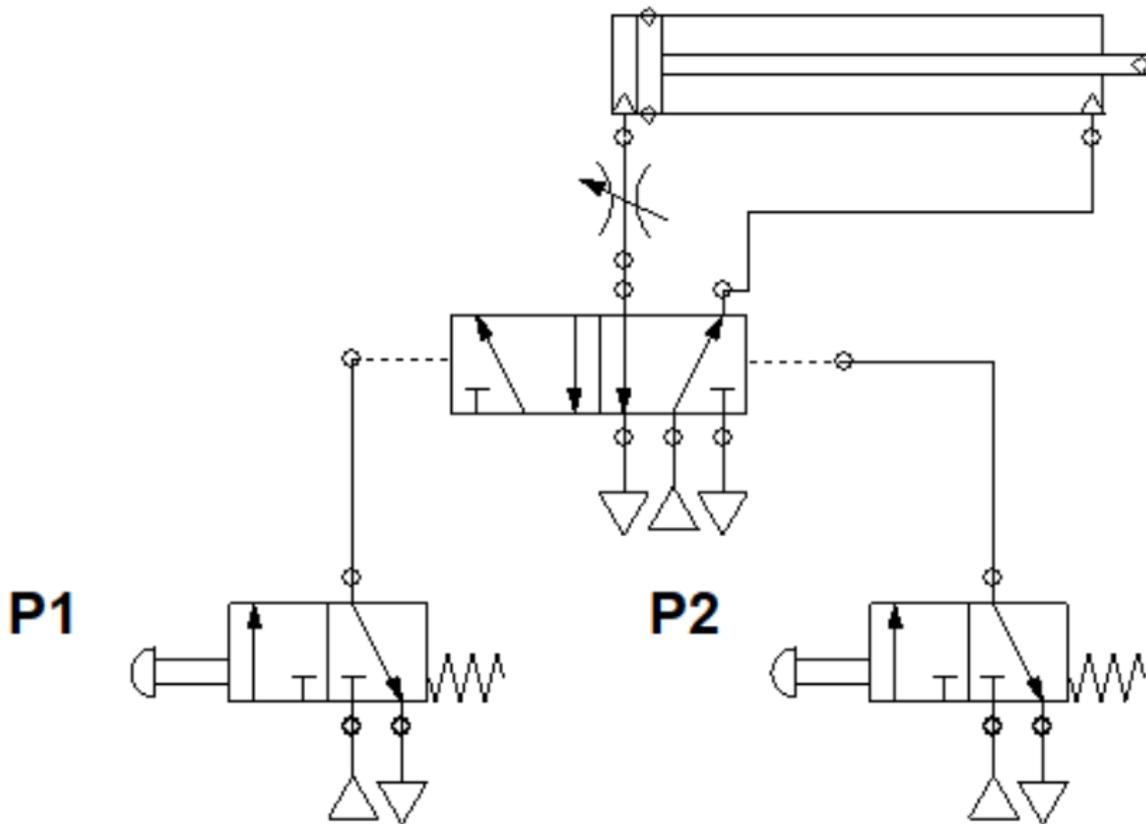
La regolazione della velocità è utile se si necessita di controllare il tempo di uscita e di rientro dei cilindri e permette inoltre di evitare che lo stantuffo vada ad urtare violentemente contro le testate degli attuatori in mancanza di ammortizzatori adeguati. In genere si effettua tramite tramite degli RFU (regolatori di flusso unidirezionali).



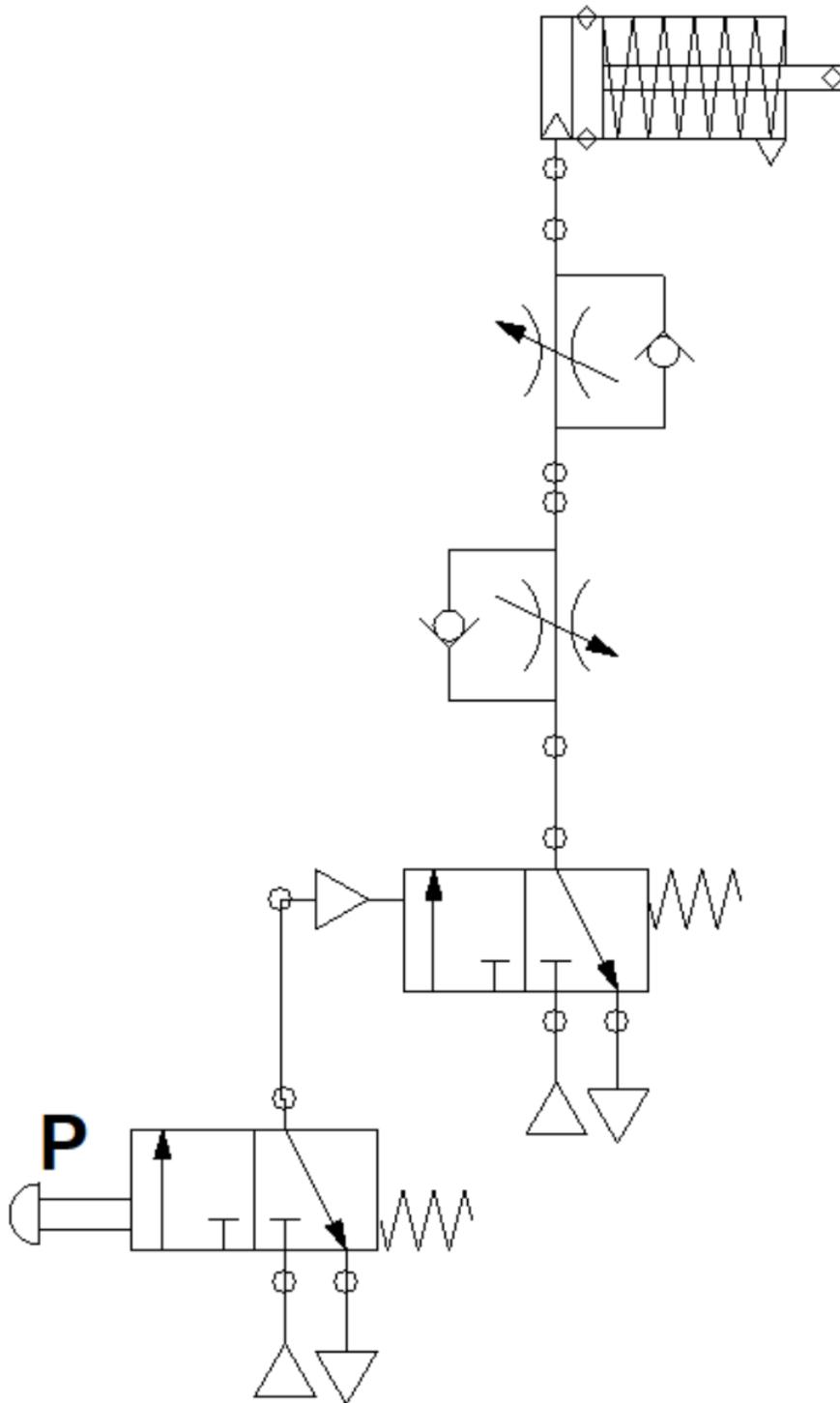
Per tutte le tipologie di attuatori incontrate sino ad ora, la regolazione della velocità di attuazione viene effettuata controllando l'aria della camera in scarico, salvo casi particolari. Essendo comunque l'aria un gas comprimibile, la regolazione risulta difficoltosa soprattutto alle basse velocità. Non è possibile ottenere velocità costanti perchè qualsiasi variazione dovuta al carico resistente, a sbalzi di temperatura o di pressione si traducono in variabili che influenzano la regolazione. Per semplicità illustreremo in modo schematico il sistema di regolazione della velocità.



Quando si alimenta la camera posteriore, la camera anteriore è posta in scarico e, tra via di evacuazione della valvola di comando e cilindro, viene interposta una strozzatura variabile che controlla la portata nella direzione della freccia.



Una prima regolazione può avvenire inserendo un regolatore di flusso RFU prima di una delle due camere del cilindro, questo modo è molto approssimativo e permette di regolare sia l'uscita che il rientro, ma con lo stesso valore di velocità cosa spesso poco richiesta.



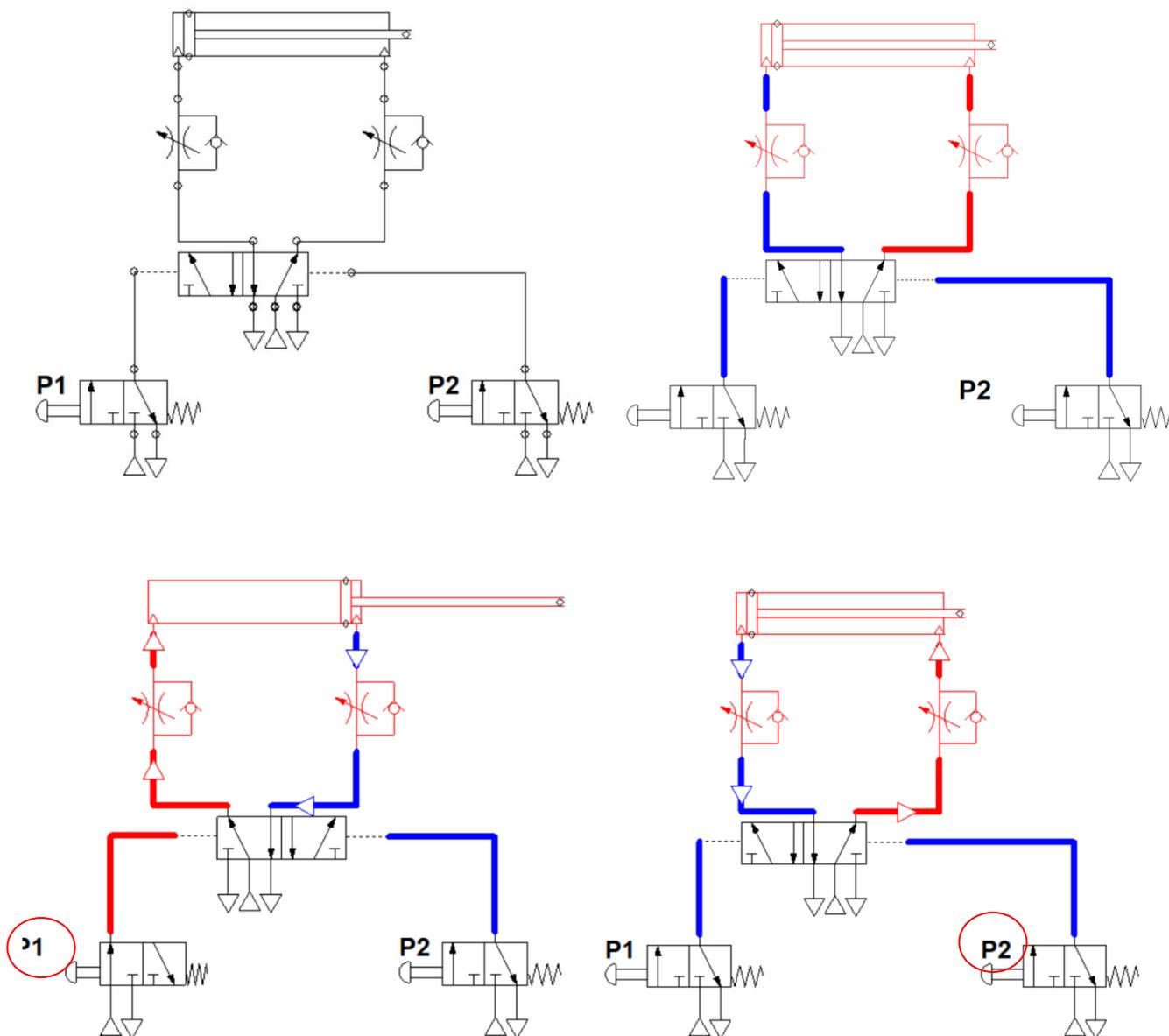
Una regolazione più adeguata si ha solitamente utilizzando gli RFU, per un semplice effetto, per esempio, si possono inserire due RFU in serie contrapposti prima della camera in cui non è presente la molla, in questo modo si può regolare sia l'uscita che il rientro con valori diversi di velocità.

REGOLAZIONE DOPPIO EFFETTO CON RFU

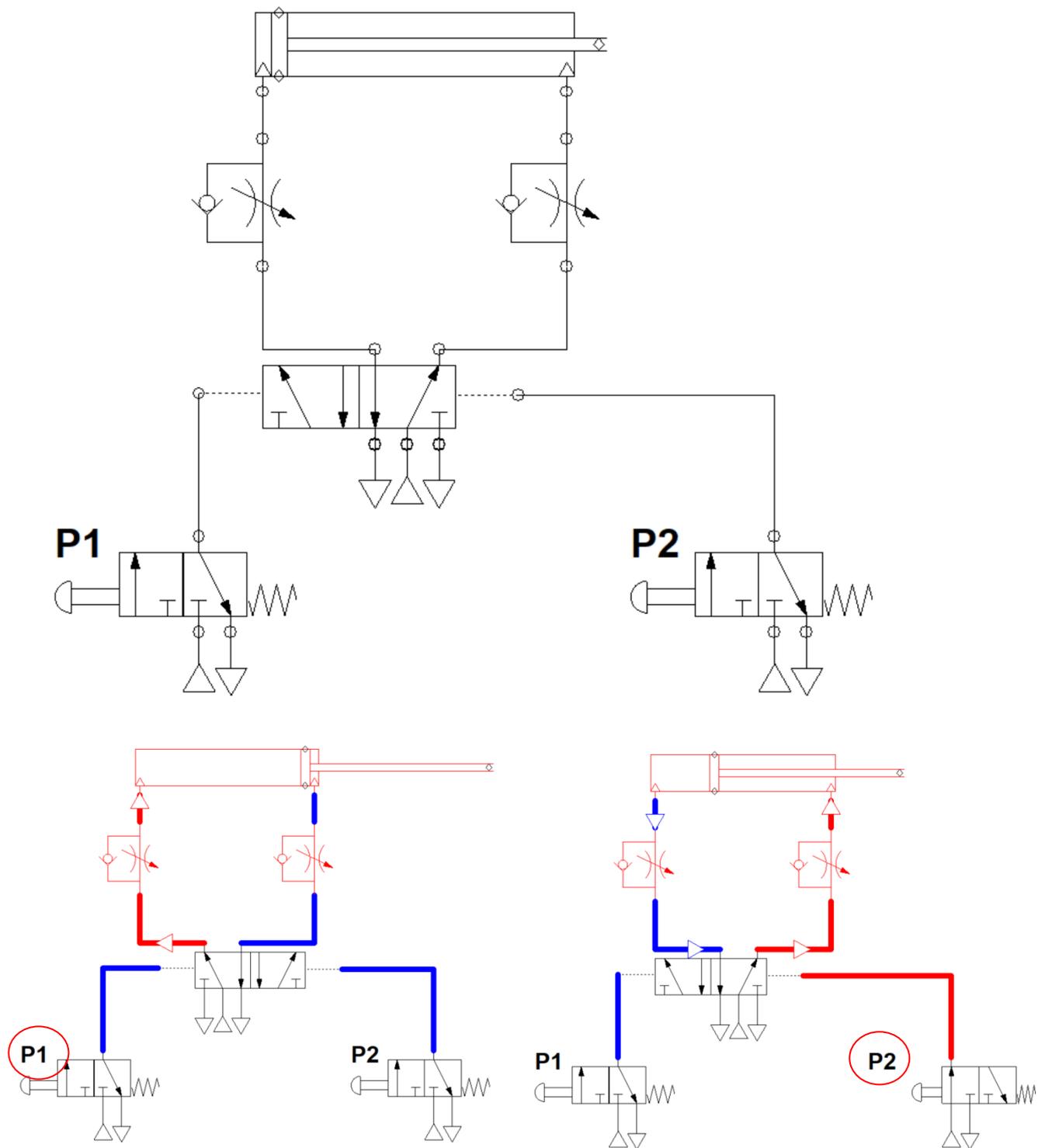
Per i cilindri a doppio effetto, invece, ci sono due modalità di regolazione della velocità con RFU:

in "alimentazione" e in "scarico". In entrambi i metodi si inserisce un RFU prima delle camere del cilindro, la differenza consiste nel verso in cui si monta la valvola di "non ritorno" unidirezionale.

REGOLAZIONE DE CON RFU IN ALIMENTAZIONE



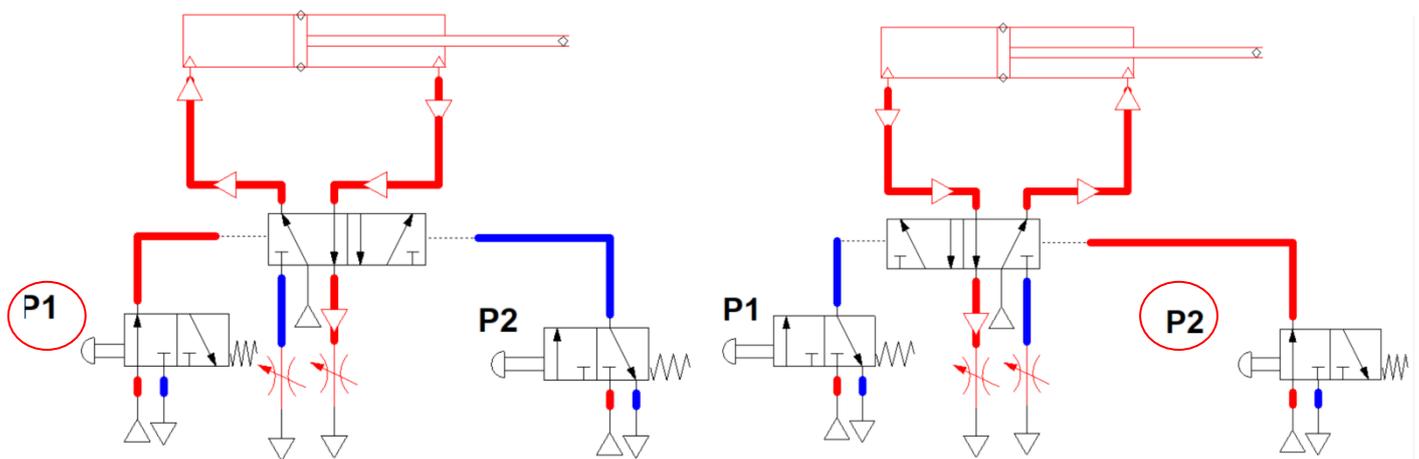
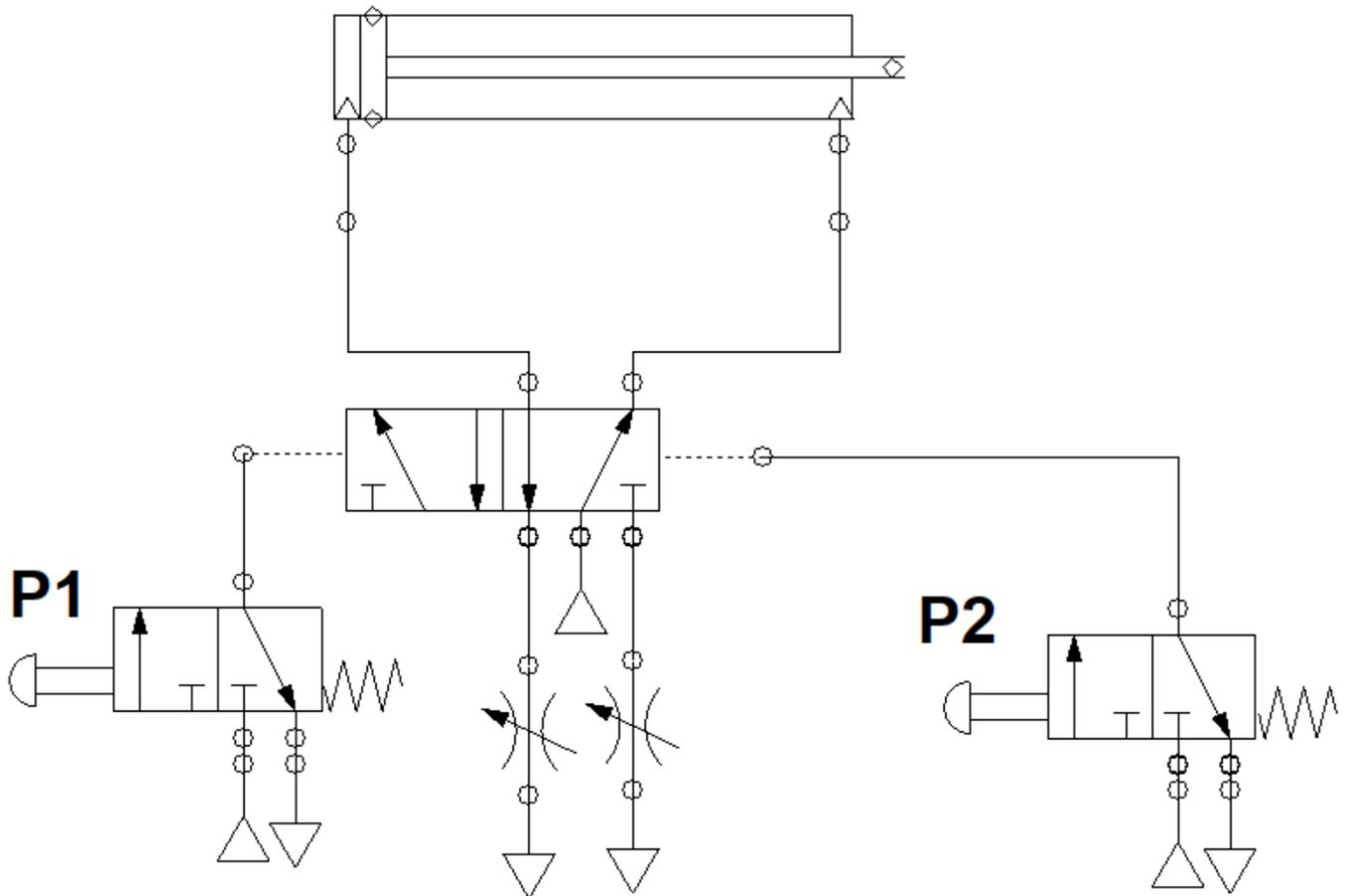
Nel caso in "alimentazione" tale valvola impedisce il passaggio dell'aria in entrata nel cilindro che quindi sarà costretta a passare dallo strozzatore che permetterà la regolazione.



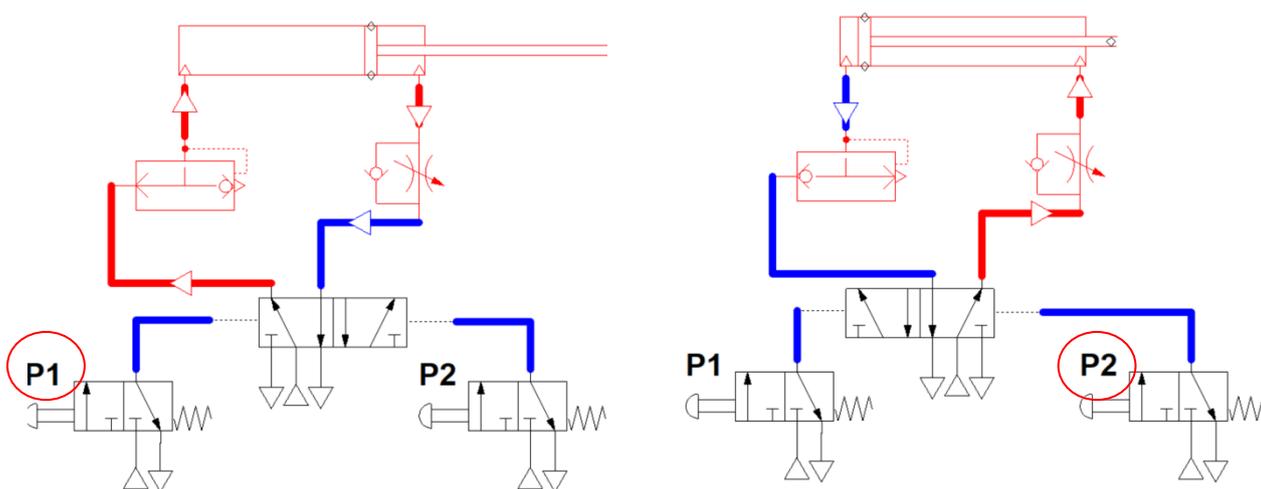
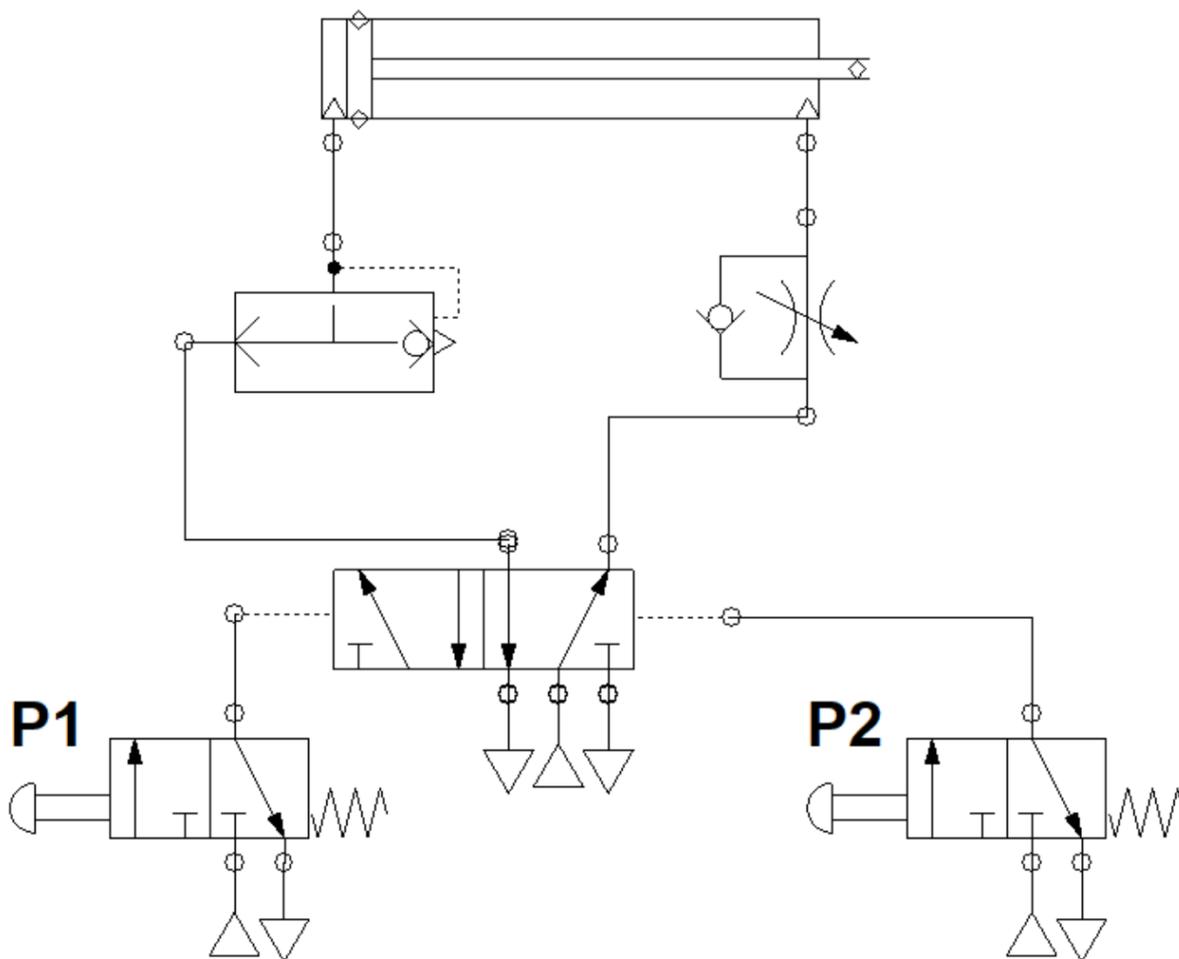
Nel caso in “scarico”, invece, la valvola di “non ritorno” è montata esattamente al contrario e quindi impedisce il passaggio dell’aria in uscita dalla camera del cilindro.

Il più usato dei due metodi è il secondo in quanto permette una regolazione più rigida vista la presenza di aria in pressione in ognuna delle due camere del cilindro che permette di adeguarsi meglio in caso di variazioni del carico esterno e di avere una velocità più stabile.

Nel caso in “alimentazione”, invece, non c’è nessuna resistenza opposta dall’aria, e ciò presenta il vantaggio di eliminare scatti iniziali cosa che è presente nel caso in “scarico” soprattutto per velocità basse.



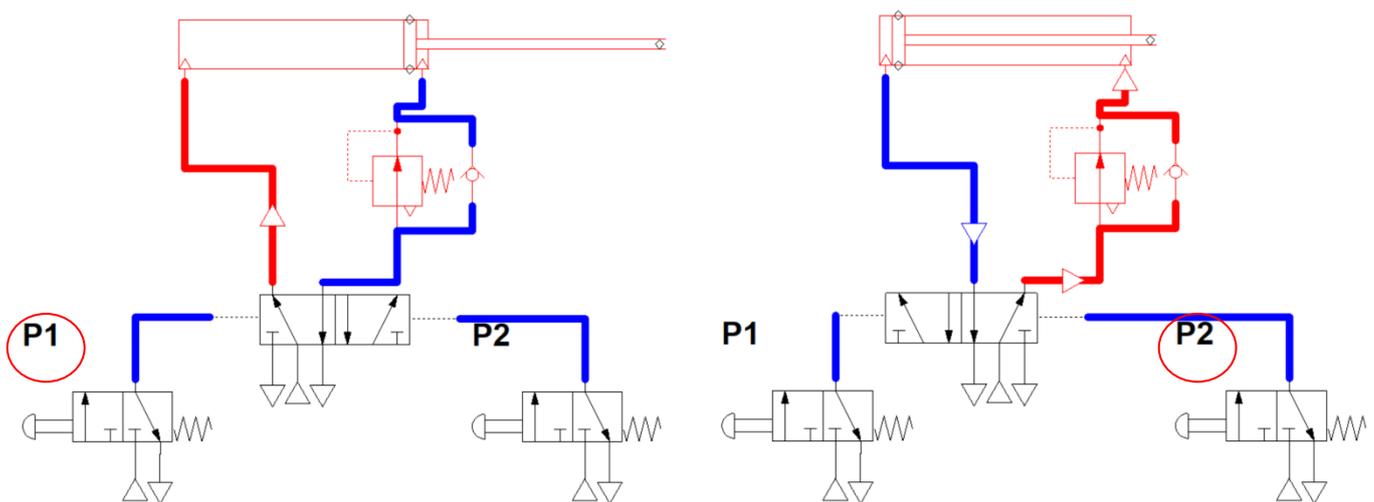
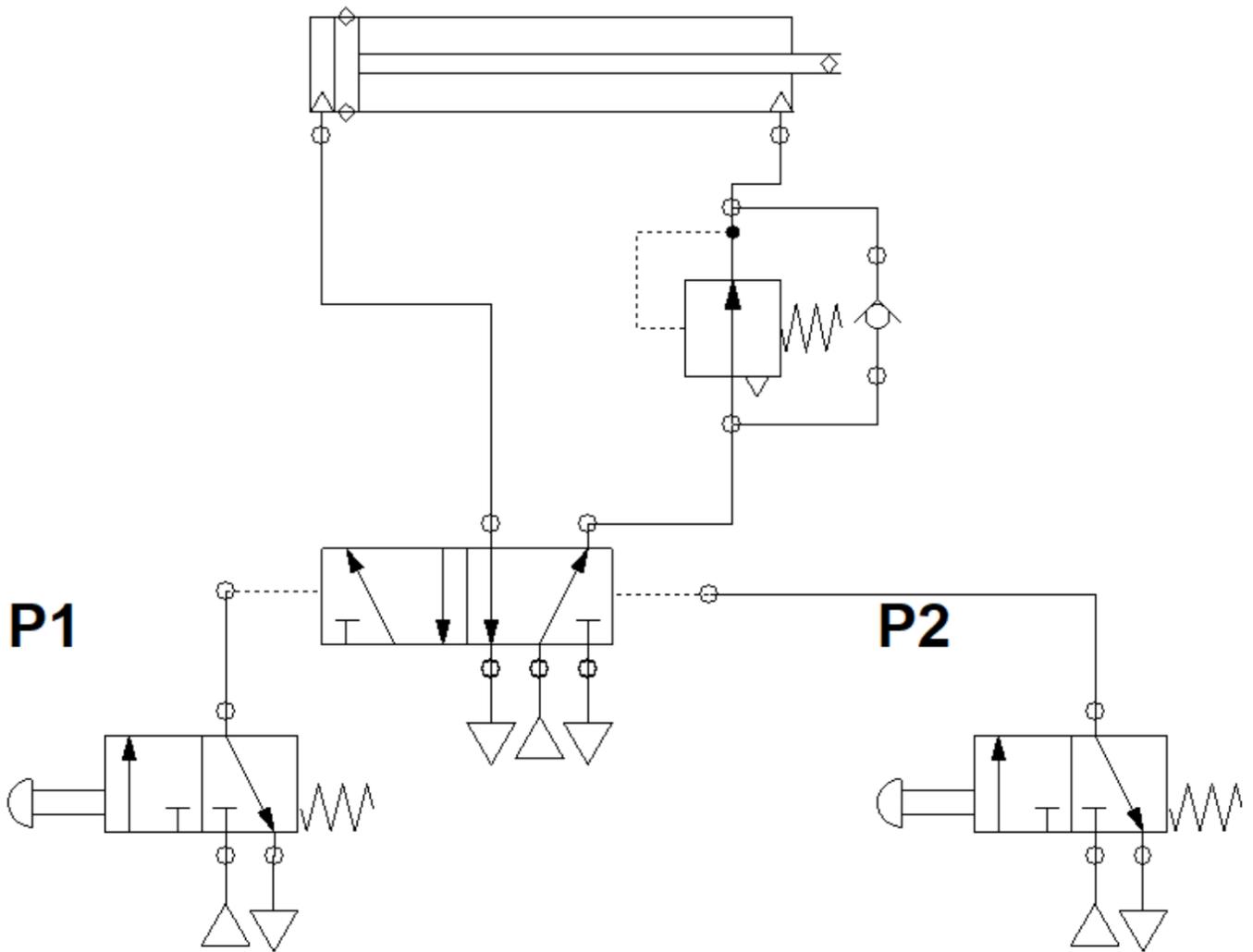
La regolazione di velocità dei DE può essere effettuata anche agendo sugli scarichi della valvola distributrice 5/2 utilizzando solo valvole regolatrici di flusso ed evitando di ricorrere, quindi alle valvole di “non ritorno”.



Se si necessita, come spesso accade nella pratica industriale, di avere la fase di uscita lenta perché destinata a compiere qualche lavoro e quella di rientro veloce, visto che non deve svolgere alcuna operazione, si può ricorrere a una valvola di scarico rapido che viene inserita prima della camera posteriore del cilindro.

Questa valvola permette, in fase di alimentazione della camera, di isolare lo scarico e di immettere normalmente aria nel cilindro, mentre in fase di scarico della camera (e quindi di rientro) l'aria viene scaricata immediatamente in ambiente invece di passare per la valvola distributrice e quindi si ottiene un rientro rapido.

In questo caso abbiamo deciso di regolare l'uscita con un RFU in "scarico", ma si possono comunque utilizzare tutti i metodi descritti precedentemente.



Se, invece, nella fase di rientro del cilindro, che si suppone passiva senza esecuzione di alcun lavoro, vogliamo avere un risparmio di aria si utilizza una valvola "economizzatrice" sulla camera anteriore che permette di eseguire il rientro con pressione ridotta rispetto a quella di lavoro.

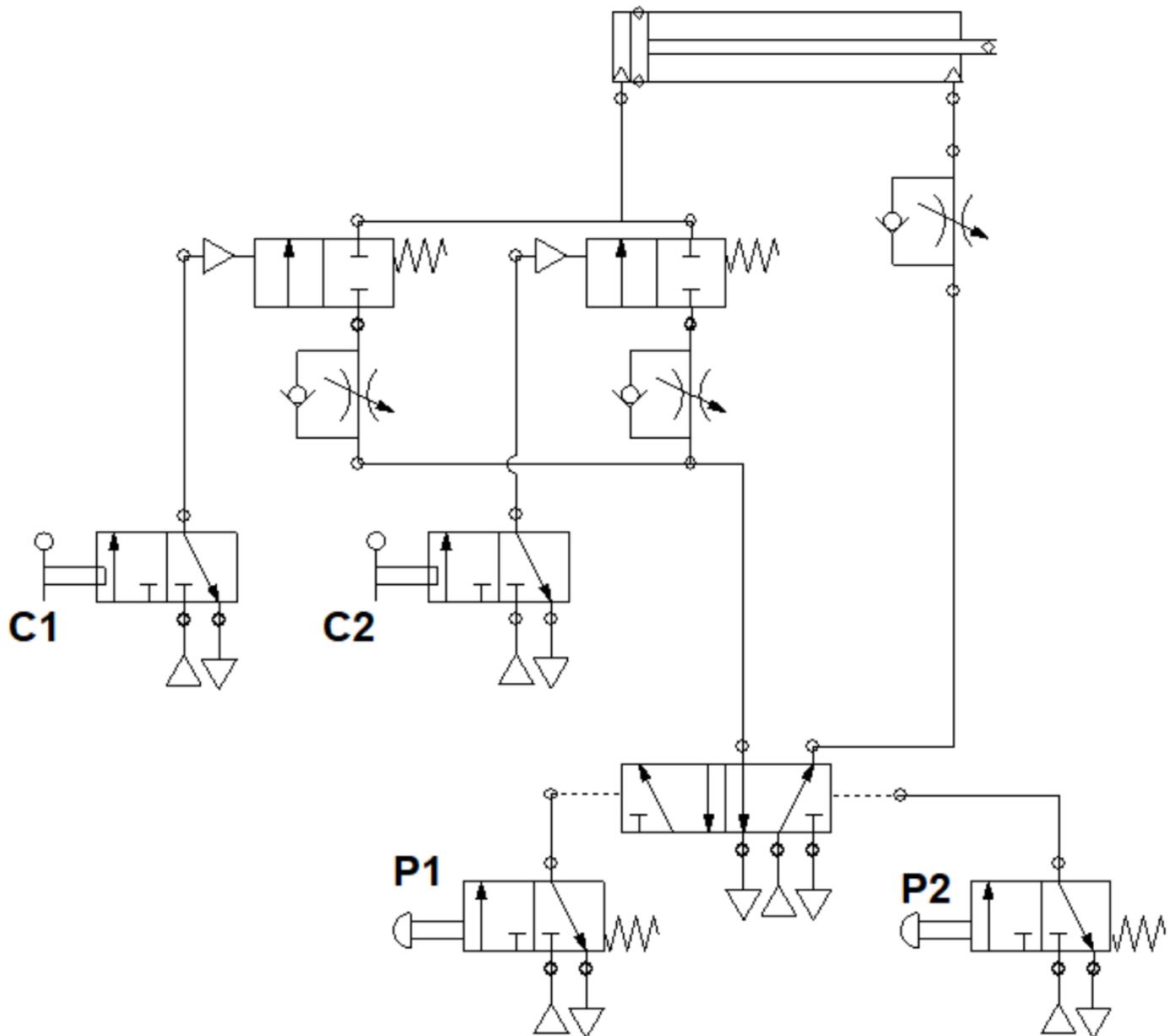
La valvola di "non ritorno" è montata in questo modo per far sì che lo scarico della camera anteriore del cilindro avvenga in maniera normale, mentre la fase di alimentazione sia pilotata dal riduttore di pressione.

REGOLAZIONE A DUE STADI

Un altro tipo di regolazione molto utilizzata è quella a due stadi in cui si vuole ottenere l'uscita del cilindro a due velocità: per un primo tratto, per esempio, veloce e per il secondo tratto lenta.

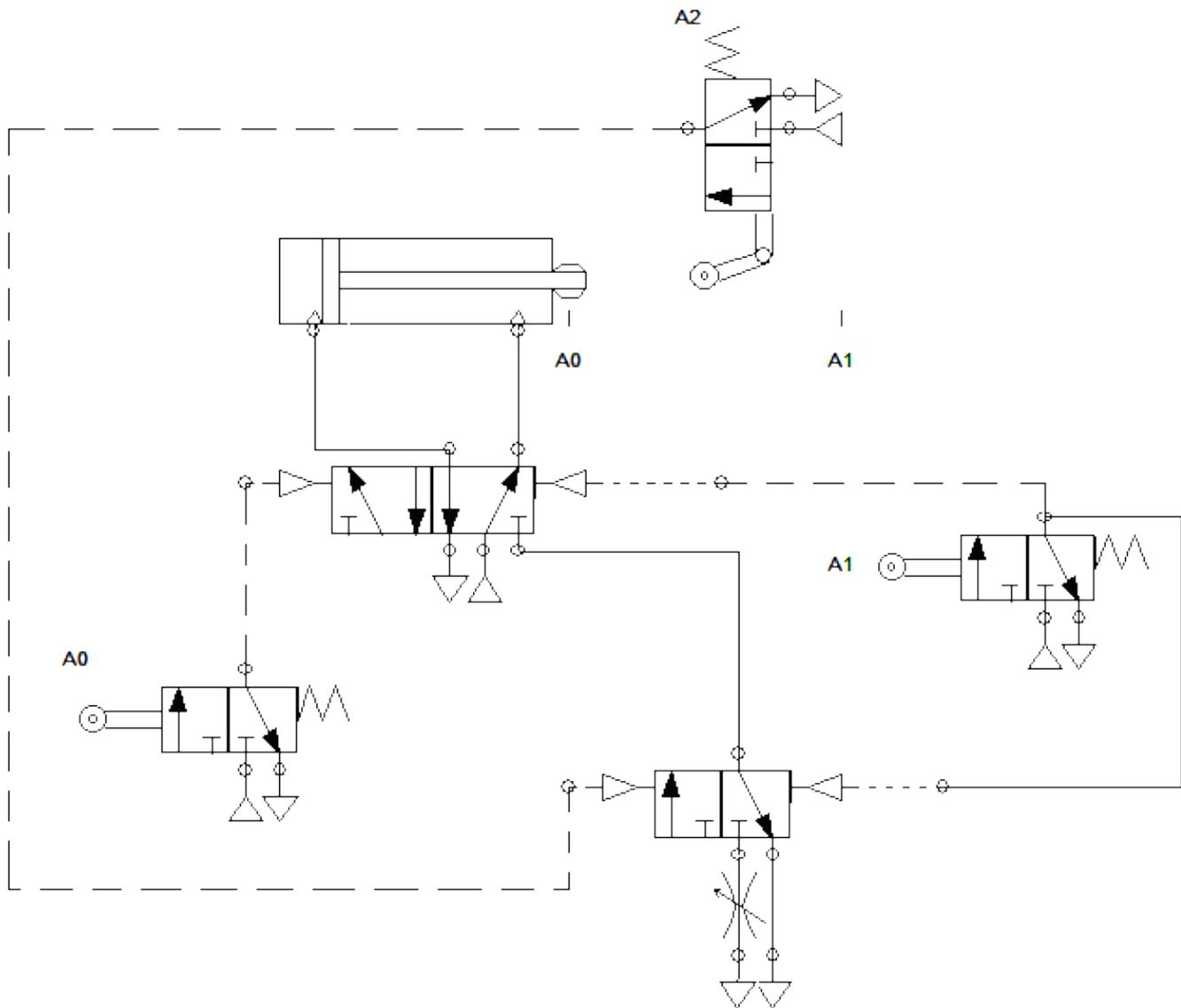
Questo tipo di regolazione è molto usato se si vuole che il cilindro abbia una fase di avvicinamento rapida e una di lavoro lenta. La regolazione a due stadi può essere ottenuta in vari modi.

REGOLAZIONE A DUE STADI CON INTERCETTATORI DI BLOCCO



Comandando adeguatamente i due intercettatori di blocco si può utilizzare RFU per eseguire la regolazione (ovviamente i due strozzatori dovranno essere regolati in maniera diversa).

Il comando delle valvole 2/2 NC può essere dato direttamente dall'operatore, può derivare da un segnale temporizzato o da altra logica.



In questo secondo modo, invece, si utilizza un finecorsa a salterello posizionato in un punto intermedio da cui si vuole avere la variazione di velocità e azionando tale finecorsa si commuta una valvola 3/2 bistabile che permette una regolazione diversa tramite un regolatore di flusso posto sullo scarico della valvola stessa.

MACCHINE PNEUMATICHE TECNOLOGICHE

Piegatrici, tranciatrici, punzonatrici ecc. .



Tabella proprietà fisiche e meccaniche di metalli (valori mediati).

		Modulo di elasticità alla trazione (Young).	Carico di rottura alla trazione.	Peso specifico, massa volumica.	Coef. di dilatazione termica.	Calore specifico.	Resistenza elettrica.	Cond. termica.	Temp. di fusione.
		E	Rm	p.sp	c	c.sp	Ω(ohm)	k	
Materiale:		N/mm ²	N/mm ²	kg/dm ³	mm/m/ °C	kcal/kg	ohm/mm ² m	kcal/m °C	°C
Ferro	Fe 37/360	190000	360	7,87	0,0123	0,12	0,0934	68	1550
Ferro	Fe 430	200000	430	7,87	0,0108	0,12	0,0934	68	
Ferro	Fe 510	210000	510	7,87	0,0108	0,12	0,0934	68	
Acciaio non legato	C40	220000	500	7,87	0,0108	0,12	0,142	57	1515
Acciaio non legato	C 45	220000	680	7,87	0,0108	0,12	0,142	57	
Acciaio legato	18NiCrMo5	230000	980	7,87	0,0124	0,12			
Acciaio legato	34CrNiMo6	220000	1100	7,87	0,0124	0,12			
Acciaio legato	42 CrMo 4	230000	1050	7,87	0,0124	0,12			
Acciaio per cilindri	St35 - St37	200000	480	7,87	0,0124	0,12			
Acciaio per cilindri	ST 52	220000	580	7,87	0,0124	0,12			
Acciaio per cilindri	ST E 460	220000	700	7,87	0,0124	0,12			
Acciaio INOX	AISI 304 X5CrNi 18-10	196000	515	7,91	0,0165	0,12	0,714	12,9	1398
Acciaio INOX	AISI 316 Z5CrNiMo 17-12-2	196000	515	8	0,0165	0,12	0,714	12,9	
Acciaio INOX	AISI 410 X12 Cr 13	198000	730	7,9	0,011	0,11	0,6	25,8	
Acciaio INOX	AISI 420 X30 Cr 13	198000	800	7,9	0,011	0,11	0,6	25,8	
Acciaio INOX	AISI 430 X6 Cr 17	200000	500	7,9	0,01	0,11	0,6	21,5	
Acciaio INOX	AISI 630 X5CrNiCuNb 16-4	196000	1200	8	0,011	0,12	0,7	13,8	
Acciaio INOX	AISI 904 X1NiCrMoCu25-20-5	192000	540	8	0,0161	0,108		10,3	
INOX temprato	X105 Cr Mo 17	196000	825	8		0,12			
Corten	Corten B	206000	500	7,87	0,0123	0,12	0,093	60	
		N/mm ²	N/mm ²	kg/dm ³	mm/m/ °C	kcal/kg	ohm/mm ² m	kcal/m °C	°C

		Modulo di elasticità alla trazione (Young).	Carico di rottura alla trazione.	Peso specifico, massa volumica.	Coef. di dilatazione termica.	Calore specifico.	Resistenza elettrica.	Cond. termica.	Temp. di fusione.
		E	Rm	p.sp	c	c.sp	Ω(ohm)	k	
		N/mm ²	N/mm ²	kg/dm ³	mm/m/ °C	kcal/kg	ohm/mm ² m	kcal/m °C	°C
Materiale:									
Alluminio laminato		70000	220	2,69	0,0234	0,21	0,0285	190	643
Anticorodal	tipo 110	70000	295	2,7		0,21	0,028	186	
Duralluminio	Avional	72500	345	2,7	0,0234	0,21	0,029		
Argento		73000		10,49	0,019	0,057	0,0158	359	1593
Bronzo		113000	350	8	0,0182	0,086	0,07	45	960
Ghisa grigia	G25	120000	125	7,3	0,0107	0,13		53	1176
Ghisa sferoidale	400-15	120000	400	7,3	0,0107	0,13		53	
Magnesio		44000	170	1,74	0,032	0,27	0,045	137	650
Mercurio				13,55	0,06	0,033	0,95		-39,5
NiCr	80/20			8,35		0,11	1	12,89	1388
Cromo		250000		7,14	0,006		0,026		
Nickel		214000		8,4	0,013		0,0769		
Ottone laminato	66 Cu, 34 Zn	100000	210	8,2	0,0193	0,094	0,063	96	932
Oro	18 k	76000	450	19,5	0,0132	0,031	0,0235	255	1062
Piombo		5000	25	11,4	0,028	0,032	0,21	30	326
Platino		147000		21,45	0,009	0,035	0,1	59,52	1773
Rame elettrolitico		122000	200	8,96	0,0166	0,095	0,0176	335	1082
Stagno		40000	35	7,4	0,023	0,054	0,142	56,5	232
Titanio	Ti Gr2	196000	345	4,4	0,0079	0,142	0,55	17	1668
Tungsteno		400000		19,3	0,0043	0,04	0,0549	140	3410
Zinco		95000	100	6,85	0,029	0,095	0,053	96	419
Antimonio		78000		6,75	0,0104	0,049			630
Costantana							0,5		
Mumetal	75Ni,2Cr,5Cu,18Fe						0,625		
		N/mm ²	N/mm ²	kg/dm ³	mm/m/ °C	kcal/kg	ohm/mm ² m	kcal/m °C	°C

22.6 Piegatura

La *piegatura* è un processo per deformazione plastica che consente di ottenere particolari piegati a partire da lamiere piane.

La *piegatura* può essere *libera* o può avvenire *in stampi* principalmente a V o a U. Nella piegatura libera il pezzo da deformare è posizionato su due appoggi e il punzone di forma a V è raccordato (fig. G.190).

Il processo di piegatura consiste, perciò, nel posizionare il particolare indeformato sullo stampo, nell'abbassare il punzone (fissato alla slitta della pressa) sino a far aderire il pezzo allo stampo, nel sollevare il punzone ed estrarre il pezzo deformato.

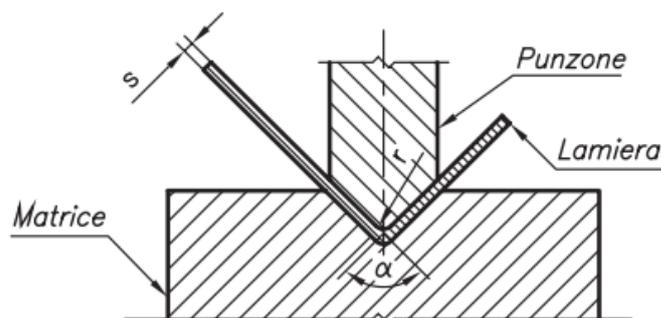


Figura G.190 Rappresentazione schematica di piegatura a V.

La *calandratura* è una curvatura particolare, eseguita mediante rulli, che consente di curvare le lamiere sino a far loro assumere una forma cilindrica o conica. Il raggio di piegatura necessario alla curvatura delle lamiere si ottiene applicando ai rulli un momento flettente tale da fargli raggiungere un raggio di piegatura minore di r_{imax} , raggio massimo di piegatura, condizione limite di plasticità:

$$r_{imax} = \frac{s \cdot E}{2R_{eH}}$$

- r_{imax} : massimo raggio di piegatura [mm];
- E : modulo di elasticità normale [N/mm^2];
- R_{eH} : resistenza allo snervamento [N/mm^2];
- s : spessore della lamiera [mm].

Per $r_{pieg} > r_{imax}$ non si realizza alcuna deformazione permanente.

Il minimo raggio di piegatura è limitato dalle dimensioni dei rulli.

Sviluppo delle lamiere

Per ottenere un oggetto piegato è necessario partire da un pezzo piano. È opportuno, perciò, determinare le dimensioni di sviluppo del pezzo piegato. Durante tale calcolo si introduce un coefficiente di correzione e (tab. G.71) che tiene conto che l'asse neutro è spostato verso l'interno, a causa della piegatura.

Tabella G.71 Rapporto di correzione e

R/s	5,0	3,0	2,0	1,2	0,8	0,5
e	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5

Il calcolo della lunghezza L del pezzo sviluppato è il risultato della somma delle lunghezze dei tratti rettilinei e di quelli incurvati (fig. G.192):

$$L = l_1 + \alpha \frac{\pi}{180} \left(R + e \cdot \frac{s}{2} \right) + l_2$$

in cui:

- L : lunghezza del pezzo sviluppato;
- R : raggio interno di curvatura;
- l_1, l_2 : lunghezze delle ali;
- s : spessore lamiera;
- α : angolo di piegatura;
- e : fattore di correzione.

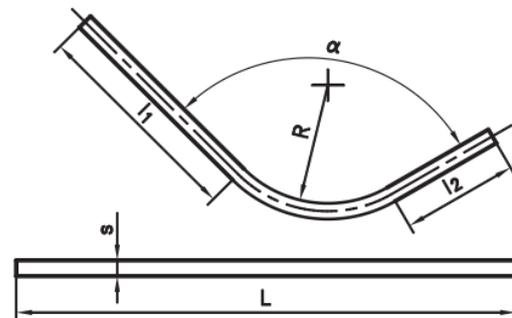


Figura G.192 Sviluppo in piano di una lamiera curva.

Raggio minimo di piegatura

Per *raggio minimo di piegatura* s'intende il raggio minimo ammissibile durante l'operazione. Perciò, quando si piega un materiale si deve verificare che il raggio di piegatura sia maggiore di quello minimo consentito e cioè: $r_i > r_{min}$.

$$r_{min} = s \cdot c \quad (G.132)$$

- r_{min} : raggio minimo ammissibile;
- r_i : raggio di piegatura;
- s : spessore della lamiera;
- c : coefficiente che dipende dal tipo di materiale.

Tabella G.72 Coefficienti c del materiale

Materiale	c
Al	0,01
Cu	0,01
Fe P02	0,01
C15 - C20	0,1
C35 - C40	0,3

Con la (G.132) è possibile calcolare il raggio minimo di piegatura mediante il coefficiente c riportato nella tabella G.72.

Calcolo della forza di piegatura

Il calcolo della forza è diverso a seconda che si tratti di piegatura in stampi a V o a U.

a) Piegatura in stampo a V

Si considera la lamiera appoggiata sullo stampo e caricata in mezzeria (fig. G.193), si assume la tensione di piegatura pari al carico di rottura σ_{Rm} e un coefficiente di correzione pari a 1,2; con questa ipotesi la forza di piegatura è:

$$F = 1,2 \frac{R_m \cdot b \cdot s^2}{l}$$

- F : forza massima di piegatura;
- R_m : carico di rottura;
- l : distanza tra gli appoggi;
- s : spessore lamiera;
- b : larghezza lamiera (profondità).

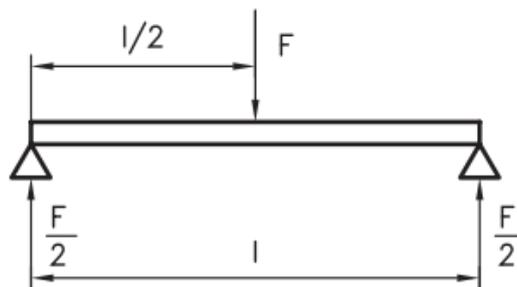


Figura G.193 Schema di calcolo per una piegatura in stampo a V.

b) Piegatura in stampo a U

In questo caso, con la notazione precedente, la forza di piegatura è data dalla seguente equazione:

$$F = 0,4 \cdot R_m \cdot b \cdot s$$

c) Piegatura a L (fig. G.194)

In questo caso, con la notazione precedente, la forza di piegatura è data dalla seguente equazione:

$$F = 0,2 \cdot R_m \cdot b \cdot s$$

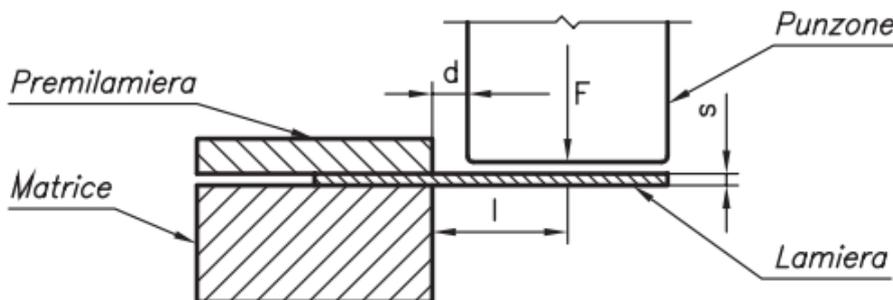


Figura G.194 Piegatura a L.

22.7 Imbutitura

L'*imbutitura* è un processo mediante il quale un pezzo piano tagliato a formato viene trasformato in un corpo cavo, generalmente a fondo piano, di forma variabile.

Gli elementi essenziali che fanno parte di un sistema d'imbutitura (*fig. G.195*) sono il punzone, la matrice e il prelamiera. Il processo consiste nel: posizionare e bloccare (con il prelamiera) sulla matrice, il pezzo da imbutire; azionare il punzone, che spinge il pezzo attraverso l'apertura della matrice, facendolo scorrere sotto il prelamiera e trasformandolo in un corpo cavo.

G-182

TECNOLOGIA MECCANICA

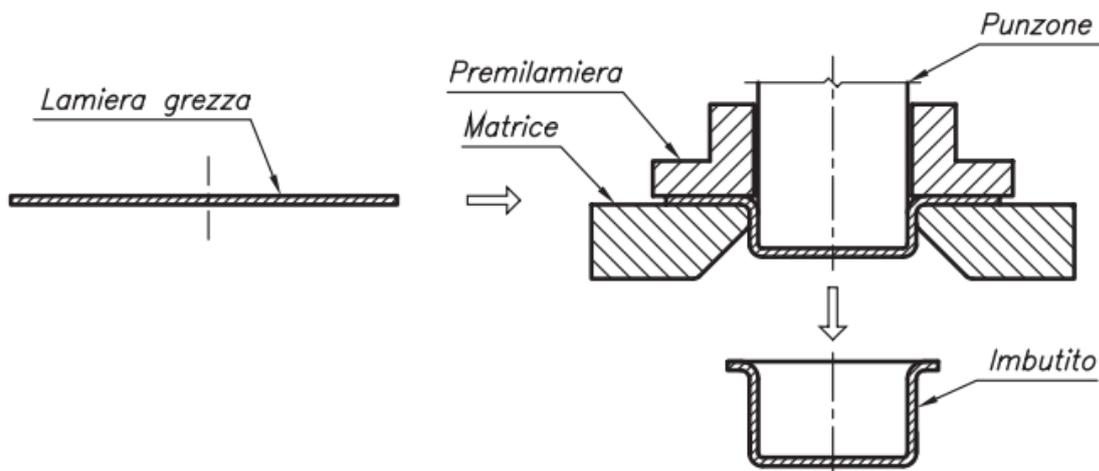


Figura G.195 Rappresentazione schematica di un processo di imbutitura.

Analisi della trasformazione

L'analisi del fenomeno parte dalla considerazione che durante il processo si ha la trasformazione, per deformazione plastica, di un corpo piatto in un corpo cavo. Se il prodotto finito è a simmetria cilindrica, si può pensare che sia formato dalla superficie di base (circolare) e dalla superficie laterale del cilindro. La superficie laterale è formata da un insieme di rettangoli (*fig. G.196*), tra i quali si inseriscono durante il processo i triangoli di materiale sovrabbondante. L'inserimento è guidato dal prelamiera che impedisce ai triangoli, materiale in eccesso, di formare grinze, trasformandoli in altezza del prodotto.

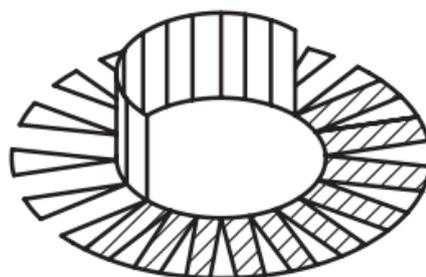


Figura G.196 Formazione di un imbutito a simmetria assiale.

L'operazione si considera come l'insieme di due azioni, una di ricalcatura e una di stiratura. L'imbutitura agisce prima sul fondo poi sulla sezione resistente della parete prossima al fondo, indebolendola.

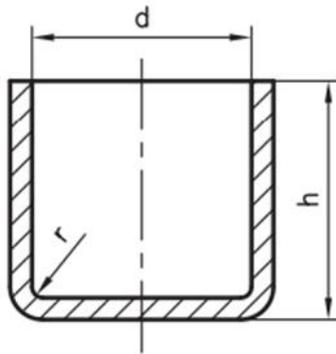


Figura G.197 Imbutito cilindrico.

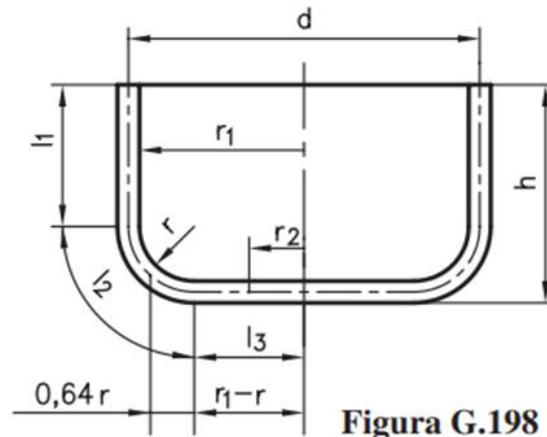


Figura G.198

Diametro di sviluppo imbutito con $r > 10$ mm.

Calcolo della forza di imbutitura per pezzi cilindrici

La forza di imbutitura è data da:

$$F_{id} = \pi \cdot d \cdot s \cdot R_m \cdot (\ln \beta - C)$$

- d : diametro punzone;
- R_m : carico di rottura;
- s : spessore lamiera;
- $C = 0,25$: costante;
- β : rapporto di imbutitura, definito come il rapporto tra il diametro di sviluppo e il diametro del punzone: $\beta = D/d$. In funzione del rapporto spessore lamiera / diametro di sviluppo (s/D) si definiscono i rapporti ottimali di imbutitura (tab. G.73).

Tabella G.73 Valori di $m = 1/\beta$ al variare del rapporto s/D (Perotti)

m	s/D [%]				
	2 ÷ 1,5	1,5 ÷ 1,0	1,0 ÷ 0,6	0,6 ÷ 0,3	0,3 ÷ 0,10
m_1	0,48 ÷ 0,50	0,50 ÷ 0,53	0,53 ÷ 0,55	0,55 ÷ 0,58	0,58 ÷ 0,60
m_2	0,73 ÷ 0,75	0,75 ÷ 0,76	0,76 ÷ 0,78	0,78 ÷ 0,79	0,79 ÷ 0,80
m_3	0,76 ÷ 0,78	0,78 ÷ 0,79	0,79 ÷ 0,80	0,80 ÷ 0,81	0,81 ÷ 0,82
m_4	0,78 ÷ 0,80	0,80 ÷ 0,81	0,81 ÷ 0,82	0,82 ÷ 0,83	0,83 ÷ 0,85
m_5	0,80 ÷ 0,82	0,82 ÷ 0,84	0,84 ÷ 0,85	0,85 ÷ 0,86	0,86 ÷ 0,87

La forza reale al primo passaggio è: $F_{z1} = F_{id}/\eta$ con $\eta = 0,5 \div 0,7$.

Nel secondo passaggio la forza di imbutitura è data da:

$$F_{z2} = 0,5 F_{z1} + \frac{\pi \cdot d_2 \cdot s \cdot R_m \cdot (\ln \beta_2 - C)}{\eta}$$

Indicando con A la superficie di compressione, la forza F esercitata dal premilamiera è data da:

$$F = \left[(\beta - 1)^2 + \frac{d}{200 s} \right] \frac{R_m}{400} A$$

In figura G.199 sono riportate le formule per il calcolo dei diametri di sviluppo di alcune forme ottenibili con il procedimento di imbutitura.

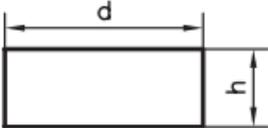
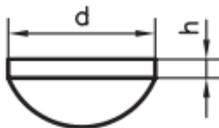
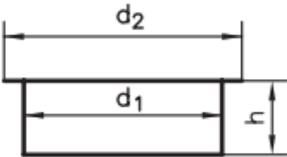
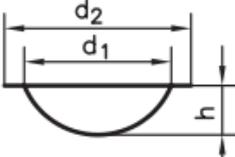
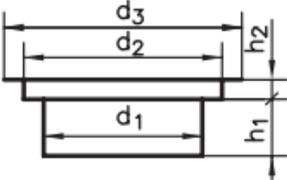
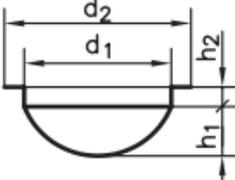
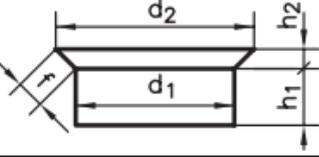
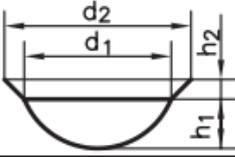
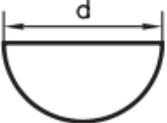
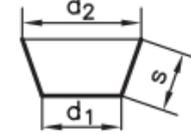
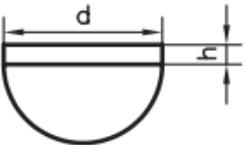
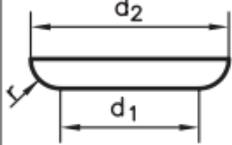
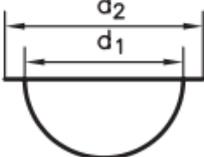
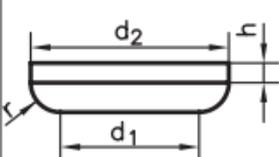
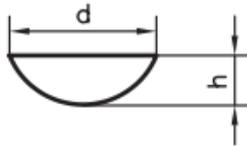
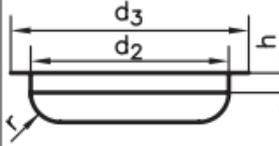
	$\sqrt{d^2 + 4 d h}$		$\sqrt{d^2 + 4 (h_1^2 + d h_2)}$
	$\sqrt{d_2^2 + 4 d_1 h}$		$\sqrt{d_2^2 + 4 h^2}$
	$\sqrt{d_3^2 + 4 (d_1 h_1 + d_2 h_2)}$		$\sqrt{d_2^2 + 4 (h_1^2 + d_1 h_2)}$
	$\sqrt{d_1^2 + 4 d_1 h + 2f (d_1 + d_2)}$		$\sqrt{d_1^2 + 4 h^2 + 2f (d_1 + d_2)}$
	$\sqrt{2 d^2} = 1.4 d$		$\sqrt{d_1^2 + 2 s (d_1 + d_2)}$
	$1,4 \sqrt{d^2 + 2 d h}$		$\sqrt{d_2^2 + 2.28 r d_2 - 0.56 r^2}$
	$\sqrt{d_1^2 + d_2^2}$		$\sqrt{d_2^2 + 2.28 r d_2 - 0.56 r^2 + 4 d_2 h}$
	$\sqrt{d^2 + 4 h^2}$		$\sqrt{d_3^2 + 4 d_2 (0.57 r + h) - 0.56 r^2}$

Figura G.199 Formule di calcolo dei diametri di sviluppo.

13.2 Taglio delle lamiere

La tranciatura delle lamiere può avvenire con taglio rettilineo o a perimetro chiuso.

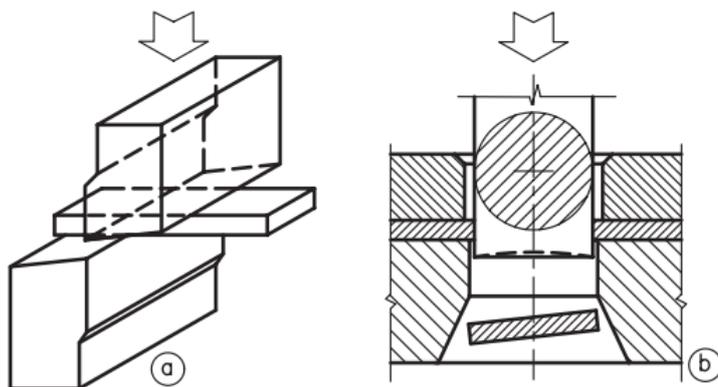


Figura G.106 Taglio rettilineo (a) e a perimetro chiuso (b).

Il taglio è *rettilineo* (fig. G.106a) quando avviene lungo una retta e gli utensili di taglio sono due coltelli paralleli o leggermente inclinati di $10^\circ \div 12^\circ$ (fig. G.107). La forza di tranciatura F_t , vale:

$$F_t = L \cdot s \cdot \tau \quad \text{per il taglio rettilineo}$$

$$F_t = \frac{L \cdot s \cdot \tau}{2} \quad \text{per il taglio obliquo (fig. G.107)}$$

in cui τ è la resistenza specifica al taglio, s lo spessore e L la lunghezza di taglio.

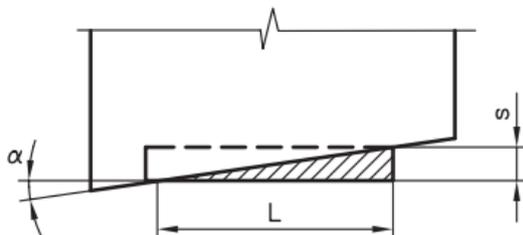


Figura G.107 Taglio obliquo.

Il *taglio a perimetro chiuso* (fig. G.106b) si ottiene mediante l'azione esercitata da un utensile (punzone) sulla lamiera appoggiata su un altro utensile (matrice) ed è, generalmente, preparatorio a operazioni successive. In questo caso il gioco tra punzone e matrice, dipendente dallo spessore della lamiera (tab. G.48), deve essere costante lungo l'intero filo del tagliente, altrimenti il profilo del tranciato non sarà rispettato e l'usura del punzone non risulterà uniforme. Nel caso in cui si abbiano giochi troppo stretti oppure ampi si possono ottenere pezzi con bave di tranciatura.

La forza di taglio, indicando con p il perimetro tranciato, sarà (tab. G.49):

$$F_t = p \cdot s \cdot \tau$$

Tabella G.48 Gioco punzone-matrice

Tipo di pezzi	Acciai legati	Resine fenoliche	Acciai dolci Rame	Acciai medi	Acciai duri	Alluminio
Piccoli con toller. ristrette	$(0,01 \div 0,03) \cdot s$	$0,03 \cdot s$	$0,05 \cdot s$	$0,06 \cdot s$	$0,07 \cdot s$	$0,07 \cdot s$
Medi	$(0,01 \div 0,03) \cdot s$	$0,04 \cdot s$	$0,08 \cdot s$	$0,10 \cdot s$	$0,12 \cdot s$	$0,10 \cdot s$
Grandi e spessi	$(0,01 \div 0,03) \cdot s$	$0,05 \cdot s$	$0,11 \cdot s$	$0,14 \cdot s$	$0,17 \cdot s$	$0,14 \cdot s$

Tabella G.48 Gioco punzone-matrice

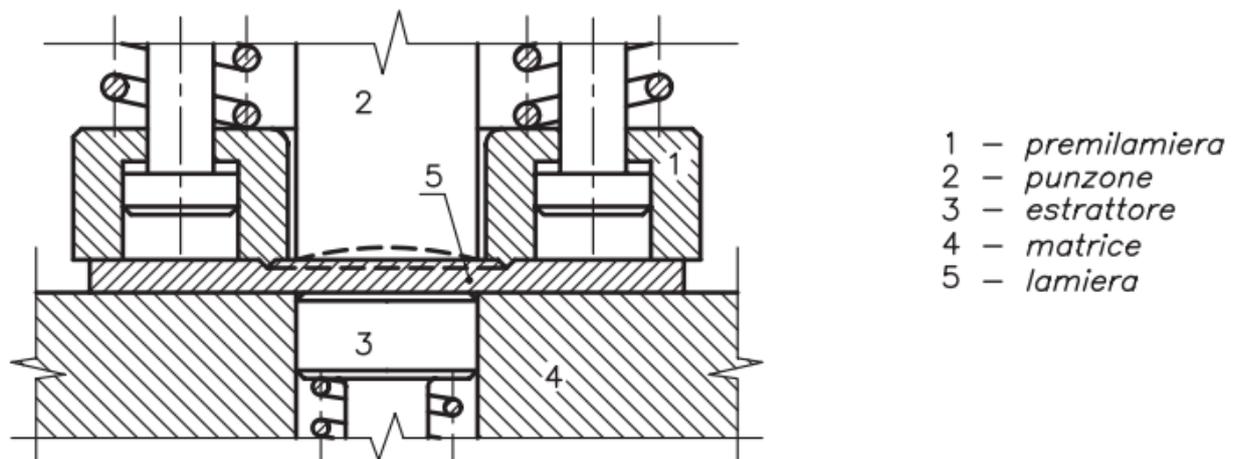
<i>Tipo di pezzi</i>	<i>Acciai legati</i>	<i>Resine fenoliche</i>	<i>Acciai dolci Rame</i>	<i>Acciai medi</i>	<i>Acciai duri</i>	<i>Alluminio</i>
Piccoli con toller. ristrette	$(0,01 \div 0,03) \cdot s$	$0,03 \cdot s$	$0,05 \cdot s$	$0,06 \cdot s$	$0,07 \cdot s$	$0,07 \cdot s$
Medi	$(0,01 \div 0,03) \cdot s$	$0,04 \cdot s$	$0,08 \cdot s$	$0,10 \cdot s$	$0,12 \cdot s$	$0,10 \cdot s$
Grandi e spessi	$(0,01 \div 0,03) \cdot s$	$0,05 \cdot s$	$0,11 \cdot s$	$0,14 \cdot s$	$0,17 \cdot s$	$0,14 \cdot s$

Tabella G.49 Resistenza specifica al taglio τ

Materiale della lamiera	τ [N/mm ²]
Acciaio con 0,1% C	256
Acciaio con 0,2% C	314
Acciaio con 0,3% C	354
Acciaio con 0,4% C	442
Acciaio con 0,6% C	550
Acciaio con 0,8% C	707
Acciaio con 1% C	785
Ottone	246
Rame	195
Leghe Al Cu Mg	215
Zinco	120
Acciaio inox	512

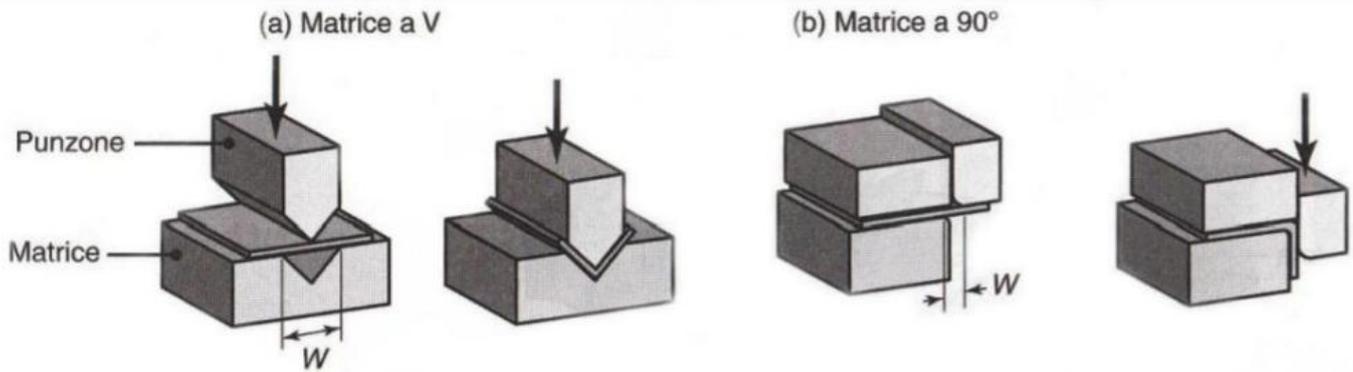
TRANCIATURA FINE

Per evitare superfici di tranciatura strappate, si ricorre alla tranciatura fine, il cui schema è rappresentato in figura G.108.

**Figura G.108** Schema di tranciatura fine.

A causa della forza esercitata dal prelamiera e della presenza dell'estrattore, la forza di taglio si calcola con la relazione:

$$F_t = 1,6 \cdot (p \cdot s \cdot \tau)$$



Le forze di piegatura possono essere stimate assumendo che il processo sia quello di una semplice piegatura di una trave a sezione rettangolare. La forza di piegatura è esprimibile in funzione della resistenza del materiale, della lunghezza e dello spessore dello stesso, e della larghezza W , apertura della matrice. Trascurando l'attrito, espressione generale per la forza massima di piegatura, F , è:

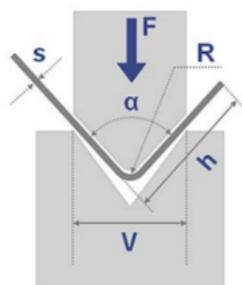
$$F = K \cdot \frac{UTS \cdot l \cdot Sp^2}{W} \quad [2]$$

Carico rottura R_m (N/mm²)

Dove il fattore k include il contributo di diversi fattori, quali l'attrito. Il valore di k varia da 1.2 a 1.33 circa per una matrice a V, 0.3-0.34 per una matrice a 90° e 2.4-2.6 per una matrice a U

ESERCIZIO

Spessore lamiera Sp 3 mm
 Rm materiale 200 N/mm²
 Apertura matrice W 80 mm
 Angolo piegatura 90 °
 Larghezza lamiera 100 mm



Spessore lamiera s 3 mm
 Rm materiale 200 N/mm²
 Apertura matrice L 10 mm
 Angolo piegatura 90 °
 Larghezza lamiera 100 mm

Forza piegatura

K piegatura a V	1,33
Forza piegatura	2993 N 305 Kg

K piegatura a U	2,6
Forza piegatura	5850 N 596 Kg

K piegatura a L	0,34
Forza piegatura	6120 N 624 Kg

Cilindro pneumatico

Pressione	6 bar
Area	0,005 m ²
Diametro	80 mm

Pressione	6 bar
Area	0,0098 m ²
Diametro	111 mm

Pressione	6 bar
Area	0,01 m ²
Diametro	114 mm

Tranciatura e punzonatura sono lavorazioni che sollecitano la lamiera tra due utensili (punzone e matrice) che hanno taglienti sagomati e che fratturano della lamiera per deformazione plastica localizzata. La differenza sostanziale tra la tranciatura e la punzonatura consiste nella destinazione del materiale che viene separato dal pezzo originale. Nella tranciatura il materiale separato costituisce il prodotto, mentre nella punzonatura esso costituisce lo scarto.

In particolare la tranciatura permette di sagomare il perimetro del particolare da lavorare, mentre la punzonatura permette di eseguire fori e intagli.

PUNZONE e MATRICE sono realizzati con materiali per utensili: acciai con elevato tenore di carbonio tipo X205Cr12KU, X155CrVMo12-1KU, 55WCrV8KU

Nel caso di lamiere sottili è presente un premilamiera un premilamiera per evitare che essa si pieghi durante la tranciatura). I contorni del punzone e del foro nella matrice costituiscono i taglienti.

Il valore massimo della **forza di tranciatura**, valido nel caso di UTENSILI PIATTI e PARALLELI vale

$$P_{\max} = \tau_R \cdot l \cdot s \cdot 1,2 \quad (N)$$

$$\tau_R \cong \frac{4}{5} \cdot R_m \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right) \quad \text{carico unitario di rottura a taglio del materiale (nel caso di ACCIAI)}$$

$\tau_R = 520 \div 600 \text{ N/mm}^2$	per gli acciai inossidabili
$\tau_R = 180 \div 300 \text{ N/mm}^2$	per il rame
$\tau_R = 220 \div 400 \text{ N/mm}^2$	per gli ottoni
$\tau_R = 70 \div 160 \text{ N/mm}^2$	per l'alluminio

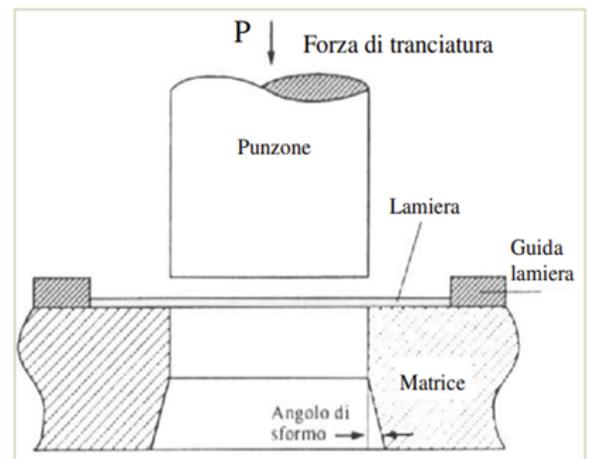
$l \text{ (mm)}$	perimetro del contorno tranciato
$s \text{ (mm)}$	spessore della lamiera

NB: +20% ($\times 1,2$) per tenere conto degli attriti nello stampo

Il **lavoro teorico di tranciatura** si calcola come

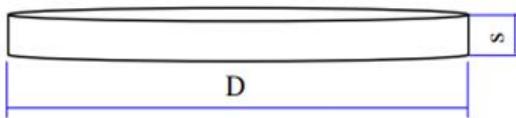
$$L_{\text{teorico}} = P_{\max} \cdot s \quad (J)$$

essendo s , espresso in metri, lo spessore della lamiera.



Esercizio: DETERMINAZIONE DELLA FORZA MASSIMA E DEL LAVORO TEORICO DI TRANCIATURA.

Si deve tranciare un disco di diametro $D = 20 \text{ mm}$ da un nastro in acciaio avente $R_m = 500 \text{ N/mm}^2$ e spessore $s = 2 \text{ mm}$. Determinare la forza massima di tranciatura e il lavoro teorico di tranciatura.



La tensione a rottura di taglio vale

$$\tau_R \cong \frac{4}{5} \cdot R_m = \frac{4}{5} \times 500 = 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

La sezione resistente che si oppone al taglio è rappresentata dall'area laterale del cilindro, pertanto

$$A_{\text{resistente}} = l \cdot s = \text{circonferenza} \times \text{spessore} = \pi \cdot D \cdot s = 3,14 \times 20 \times 2 = 125,6 \text{ mm}^2$$

La forza massima di tranciatura, considerando anche gli attriti, vale

$$P_{\text{max}} = \tau_R \cdot l \cdot s \cdot 1,2 = 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 125,6 \text{ mm}^2 \times 1,2 = 60288 \text{ N}$$

Il lavoro teorico di tranciatura, ipotizzando di utilizzare utensili piatti e paralleli, vale

$$L_{\text{teorico}} = P_{\text{max}} \cdot s = 60288 \text{ N} \times 0,002 \text{ m} = 120,58 \text{ J}$$

Ipotizzando una velocità di tranciatura di 1 m/s e una corsa del cilindro di 25 mm il tempo vale

$$\text{tempo} = 0,025 \text{ s}$$

La potenza di tranciatura vale

$$\text{Pot.} = 4823 \text{ w}$$

ESERCIZIO

Si deve tranciare una lamiera in acciaio avente $R_m = 500 \text{ N/mm}^2$, spessore $s = 2 \text{ mm}$ e larghezza 20 mm .

Determinare la forza massima di tranciatura e il lavoro teorico di tranciatura.



$$\tau_R = 400 \text{ N/mm}^2$$

La sezione resistente vale:

$$A_{\text{res}} = 40 \text{ mm}^2$$

La forza MAX di tranciatura

$$P_{\text{max}} = 19200 \text{ N}$$

Il lavoro teorico di tranciatura

$$L_{\text{teor.}} = 38,4 \text{ J}$$

Ipotizzando una velocità di tranciatura di 1 m/s e una corsa del cilindro di 25 mm il tempo vale

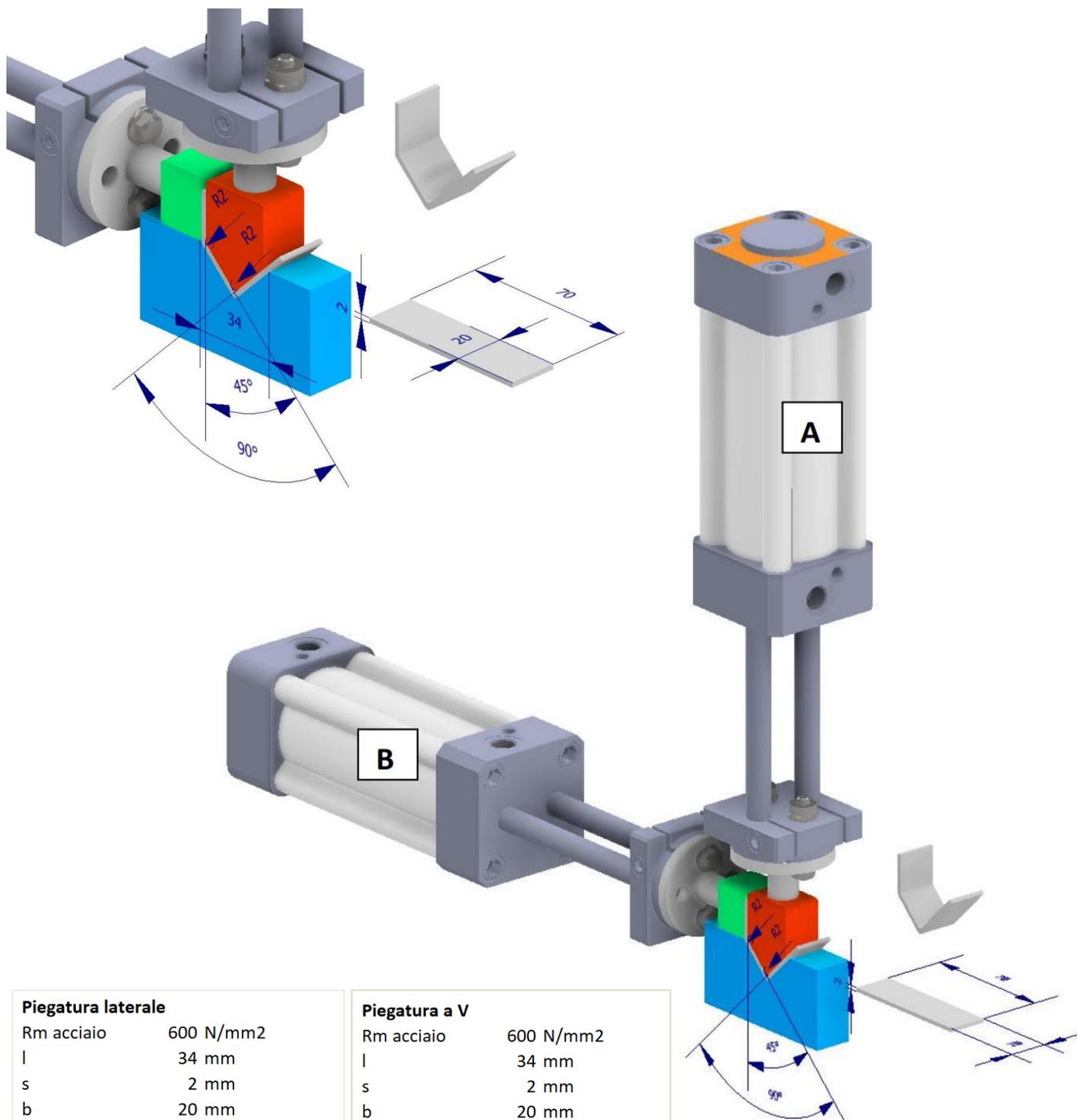
$$\text{tempo} = 0,025 \text{ s}$$

La potenza di tranciatura vale

$$\text{Pot.} = 1536 \text{ w}$$

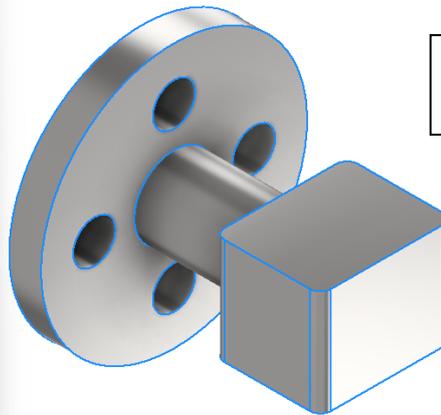
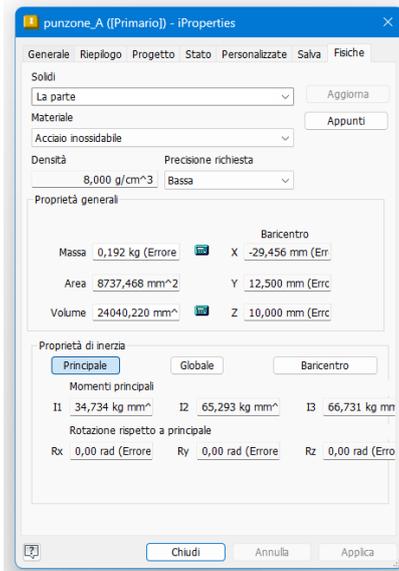
DIMENSIONAMENTO DI SISTEMA PNEUMATICO DI PIEGATURA LAMIERINI

Il sistema impiega due cilindri pneumatici ad aste gemellate della METALWORKS per eseguire la sequenza di piegatura del lamierino in acciaio inox assegnato ($R_m=550\text{N/mm}^2$). La corsa di entrambi i cilindri è di 80mm. I cilindri sono dotati di finecorsa magnetici. Trascurare le forze di inerzia ipotizzando basse accelerazioni.

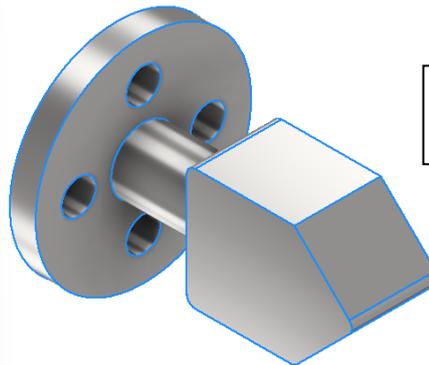
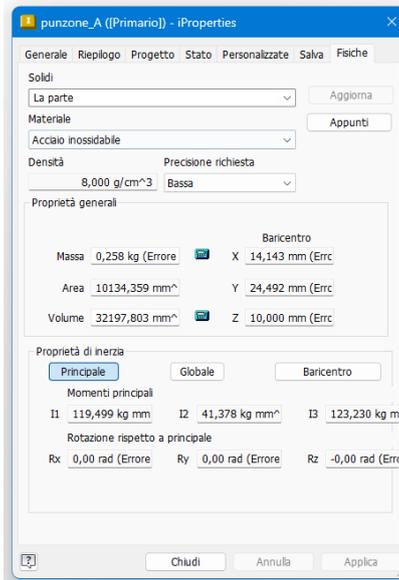


Piegatura laterale	
Rm acciaio	600 N/mm ²
l	34 mm
s	2 mm
b	20 mm
F teorica	4800
k sicurezza	1,25
F	6000 N
Cilindro pneumatico	
p	600000 Pa
A	0,010 m ²
d	0,1129 m 113 mm

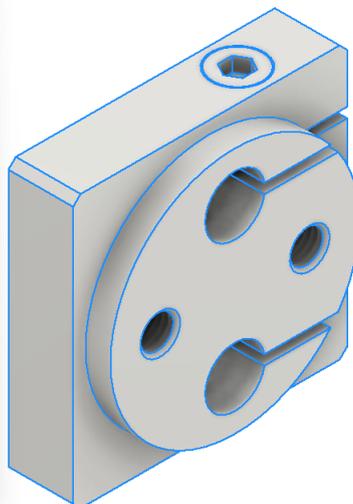
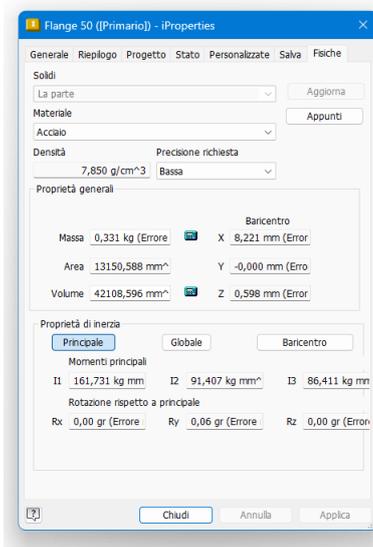
Piegatura a V	
Rm acciaio	600 N/mm ²
l	34 mm
s	2 mm
b	20 mm
F teorica	1694 N
k sicurezza	1,25
F	2118 N
Cilindro pneumatico	
p	600000 Pa
A	0,004 m ²
d	0,0671 m 67 mm



m = 0.192 Kg

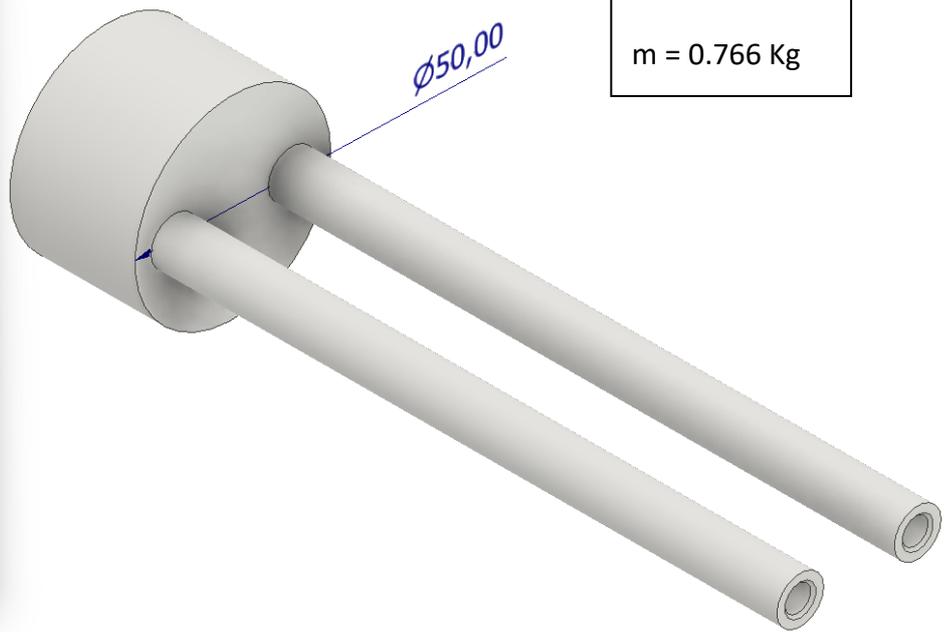
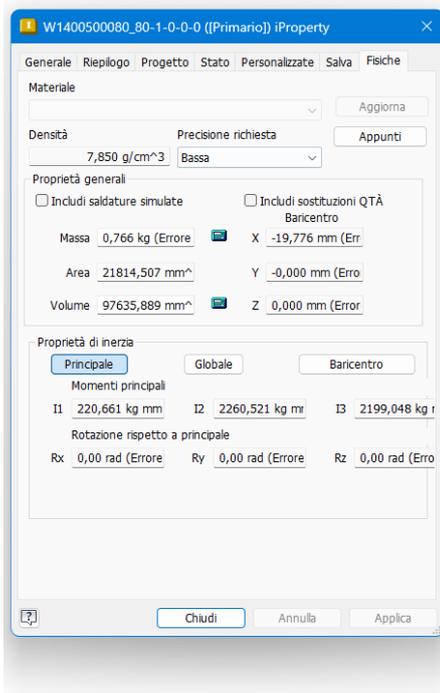


m = 0.258 Kg



m = 0.331 Kg

La massa del pistone e relativi steli varia con il diametro del cilindro scelto. Per un diametro di 50mm abbiamo:



La massa complessiva movimentata da un cilindro di diametro 50mm e corsa $c=80$ mm si trova sommando la massa del pistone-stelo, la massa del blocco di testa e la massa del punzone. Ad esempio per il cilindro A da 50mm:

$$m_{\text{tot}} = 0.766 \text{ Kg} + 0.331 \text{ Kg} + 0.258 \text{ Kg} = 1,355 \text{ Kg}$$

PIEGATURA A V

Rm acciaio	550 N/mm ²
l	34 mm
s	2 mm
b	20 mm

F teorica	1552,9 N
k sicurezza	1,25
Feff.	1941,2 N

Dimensionamento di massima del cilindro pneumatico

p	10 bar
A	0,0019412 m ²
D	0,049715 m
	49,7 mm

Prendiamo un cilindro con D=50mm e corsa=80mm

La forza massima ottenibile vale

F max	1963,5 Pa
-------	-----------

Valutiamo ora le forze di inerzia in gioco

m tot	1,355 Kg	massa tot. movimentata dal cilindro A
FG	13,29 N	
c	80 mm	corsa
v	2 m/s	velocità finale desiderata pistone
t	0,08 m/s	tempo impiegato per fare la corsa A+
a	25 m/s ²	accelerazione media
Fa	34 N	forza inerzia
F resistente	20,58 N	Fa - FG

La forza complessiva che deve esercitare il cilindro A vale quindi:

F tot A	1961,8 N
---------	----------

Essendo la forza \leq a quella massima il cilindro scelto va bene.