

Pompe volumetriche: le pompe alternative a stantuffo

Ricordiamo anzitutto che, in una macchina volumetrica, l'organo che scambia energia con il fluido non è interessato da un flusso continuo, ma interagisce in successione con volumi isolati del fluido. Queste macchine seguiranno quindi un ciclo operativo con una fase di riempimento e una di svuotamento separate dalle fasi a volume chiuso con scambio di lavoro.

Tutte le macchine volumetriche hanno alcune caratteristiche comuni:

- la portata, in assenza di trafile e – nel caso di macchine termiche - di variazioni delle condizioni termo-fluidodinamiche all'aspirazione e alla mandata, varia linearmente con la velocità di rotazione;
- il lavoro unitario scambiato dipende, più che dalle caratteristiche della macchina, dalle pressioni degli ambienti di aspirazione e di mandata.

Le pompe volumetriche alternative a stantuffo sono adatte a sviluppare prevalenze altissime, difficilmente o affatto realizzabili con una turbopompa: in genere la prevalenza totale può arrivare a valori compresi tra i 2000 e i 10000 metri di colonna di fluido. Nel caso dell'acqua, si tratta di incrementi di pressione compresi tra i 200 e i 1000 bar. Esempi particolari di pompe volumetriche alternative a stantuffo sono le pompe di iniezione del combustibile dei moderni motori Diesel, che possono arrivare a 2000 bar. Per quanto osservato in precedenza, la portata invece dipenderà dalle dimensioni e dalla velocità di rotazione della macchina.

La configurazione base della macchina è monocilindrica, a semplice effetto: l'interazione con il fluido interessa una sola faccia dell'elemento mobile che scambia energia, ossia lo stantuffo. Realizzando una seconda testata in posizione diametralmente opposta alla prima si possono realizzare pompe con cilindri a doppio effetto.

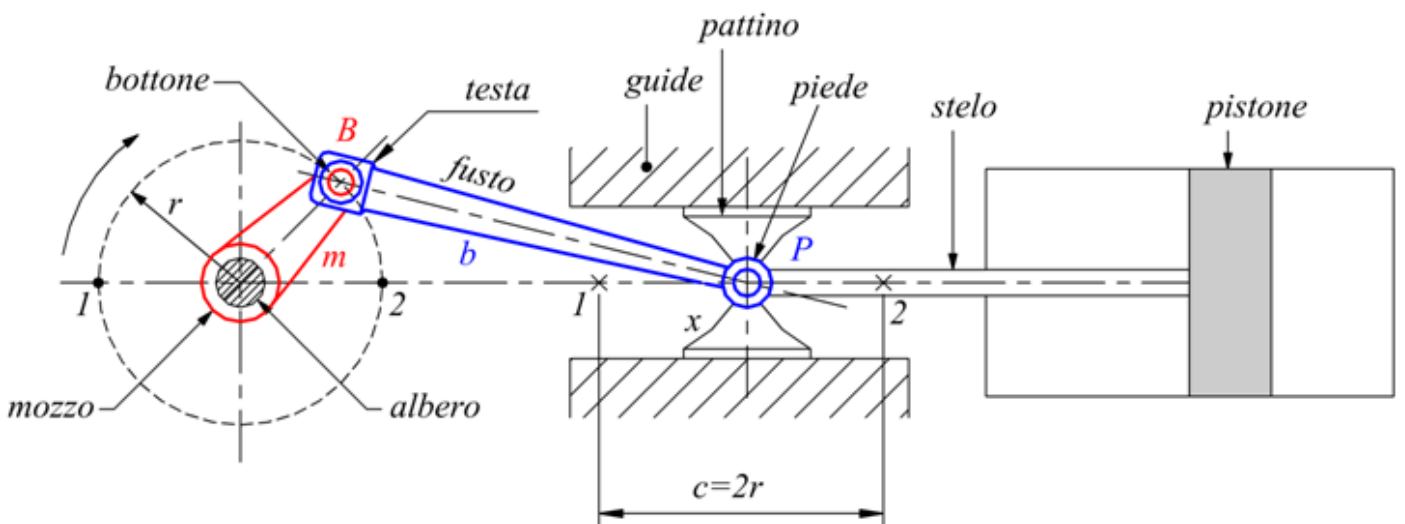
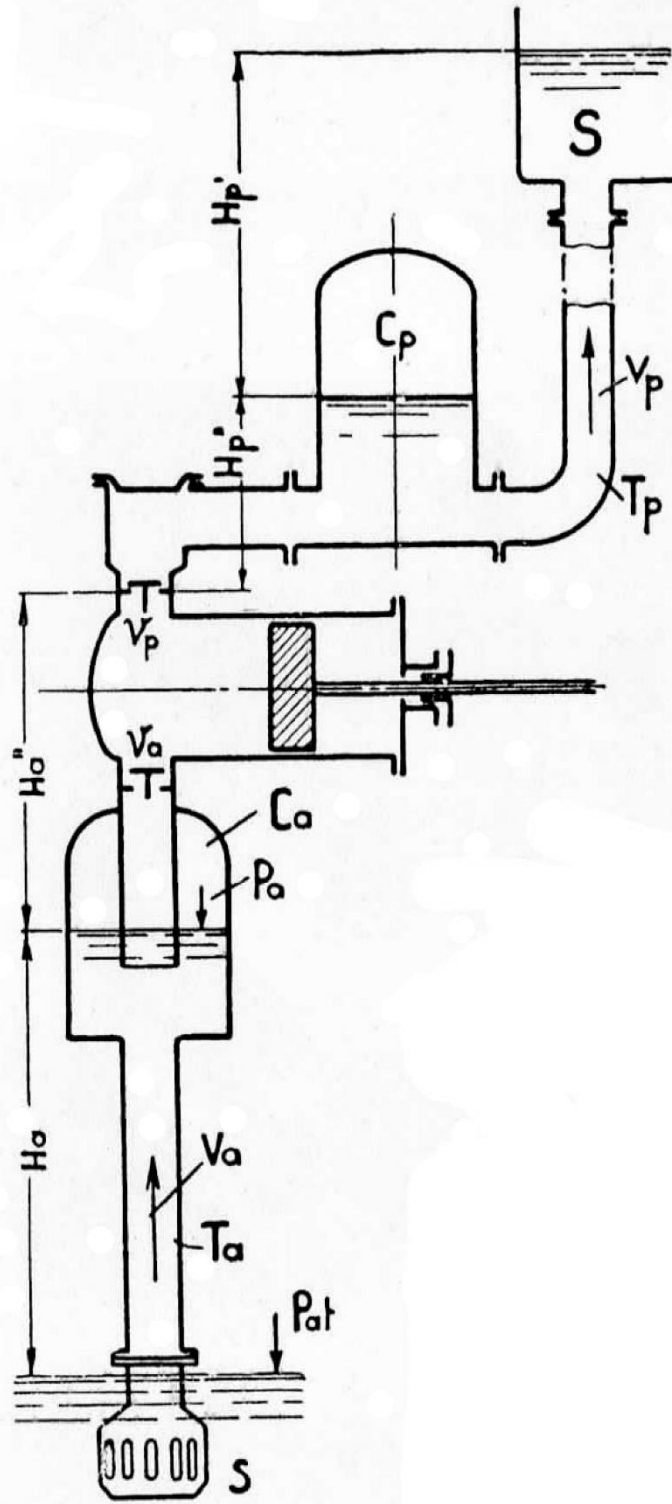
Il moto alterno dello stantuffo è realizzato tipicamente con un meccanismo di spinta rotativo, o meccanismo biella-manovella. Solitamente lo stantuffo non è collegato direttamente alla biella ma per il tramite di un'asta dotata di un pattino di guida, in modo da separare la funzione di interazione con il fluido da quella di guida del moto alterno. Tale soluzione è più adatta di quella con collegamento diretto alla biella a sopportare spinte molto elevate.

Il moto alterno può anche essere realizzato, in pompe di dimensioni ridotte e per applicazioni quali l'oleodinamica o i sistemi di iniezione, mediante eccentrici.

Altri componenti della macchina sono:

- la testata, che alloggia le valvole di aspirazione e di mandata. Data la natura incompressibile del fluido, le valvole devono essere esclusivamente ad azionamento automatico, cioè con apertura e chiusura determinate dalla differenza di pressione tra cilindro e ambienti esterni, anziché ad azionamento comandato da meccanismi della distribuzione;
- i serbatoi di aspirazione e di mandata con le relative tubazioni;
- le casse d'aria, posizionate all'esterno della pompa in prossimità della testata, aventi il compito di regolarizzare la portata.

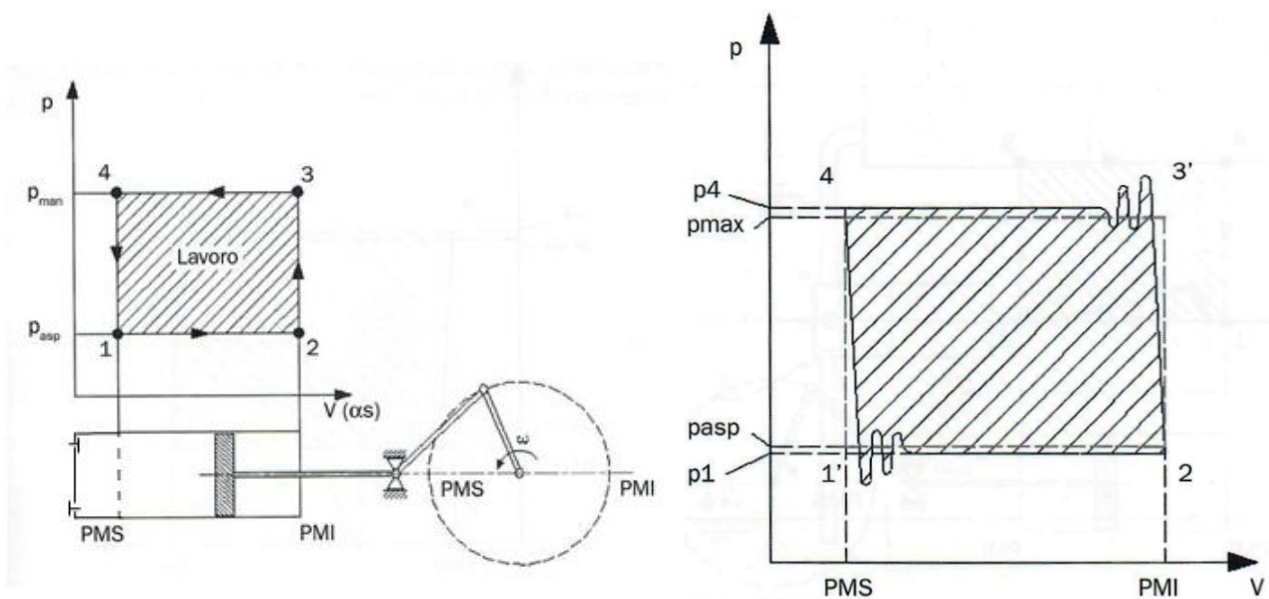
Il ciclo di funzionamento della macchina si rappresenta sul piano $P - V$.



Il volume varia, con legge determinata dal cinematismo di generazione del moto alternativo, tra il valore limite inferiore, raggiunto al punto morto superiore (PMS) e detto anche spazio morto, e il valore limite superiore raggiunto al punto morto inferiore (PMI).

La differenza tra i due valori limite determina il volume della cilindrata della pompa, $V_c = \pi \frac{D^2}{4} C$, dove D è il diametro dello stantuffo, o alesaggio, e C è la corsa, ossia la distanza tra PMS e PMI.

Con riferimento al ciclo ideale, le pressioni saranno comprese tra quella all'aspirazione, P_A , e quella alla mandata, P_M . Tali pressioni, come osservato all'inizio di questo paragrafo, sono determinate dalle condizioni esistenti nei serbatoi di aspirazione e di mandata e non dalla geometria o dalla velocità di rotazione della pompa.



Definiti questi limiti, il ciclo operativo ideale è un rettangolo descritto dalla fase isobara di riempimento del cilindro con valvola di aspirazione aperta, $(V_{PMS}, P_A) \rightarrow (V_{PMI}, P_A)$, seguita dalla fase isocora dell'incremento di pressione a valvole chiuse, $(V_{PMI}, P_A) \rightarrow (V_{PMI}, P_M)$, da quella isobara di svuotamento del cilindro con valvola di mandata aperta, $(V_{PMI}, P_M) \rightarrow (V_{PMS}, P_M)$ e infine da quella isocora di chiusura a valvole chiuse, nella quale il liquido rimasto nello spazio morto si riporta alla pressione di aspirazione $(V_{PMS}, P_M) \rightarrow (V_{PMS}, P_A)$.

Le differenze tra il ciclo ideale e quello reale sono abbastanza contenute:

- la chiusura e l'apertura delle valvole, oltre al flusso di ingresso e di uscita del liquido, non possono avvenire senza una differenza finita di pressione tra l'interno del cilindro e gli ambienti esterni, per cui in aspirazione la pressione interna sarà inferiore a P_A e in mandata sarà superiore a P_M . Si osservano inoltre delle oscillazioni smorzate di pressione al momento della apertura delle valvole;
- le fasi di incremento e di riduzione di pressione non sono rigorosamente isocore, ma la riduzione del volume all'aumentare della pressione diventa visibile solo con incrementi di pressione particolarmente elevati, in funzione del coefficiente di comprimibilità del liquido trattato.

Parametri caratteristici della macchina sono, oltre ai valori di D e di C :

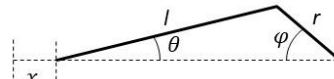
- il rapporto corsa/diametro, C/D : è compreso per queste macchine tra 0.8 e 2. A seconda del valore assunto si parlerà, come per le altre macchine a stantuffo, di:
 - manovellismo quadro se $C/D = 1$
 - corsa corta se $C/D < 1$
 - corsa lunga se $C/D > 1$
- la velocità media dello stantuffo: $v_m = \frac{2Cn}{60}$, dove n è la velocità di rotazione in giri al minuto o *rpm*. I valori tipici per queste pompe sono $0.3 \text{ m/s} \leq v_m \leq 3 \text{ m/s}$. I valori corrispondenti della velocità di rotazione saranno invece $35 \text{ rpm} \leq n \leq 500 \text{ rpm}$.

A seconda del valore assunto da n , le macchine saranno dette lente oppure veloci; solitamente le pompe lente hanno un rapporto corsa/alesaggio vicino a 2 mentre quelle veloci sono a corsa corta, in modo da mantenere il valore di v_m entro i limiti consigliati.

La particolarità operativa tipica delle macchine alternative a stantuffo è la non stazionarietà della portata.

La portata istantanea vale $Q_x = \frac{\pi D^2}{4} v_x$, dove il pedice x fa riferimento alla posizione istantanea dello stantuffo tra i punti morti.

La velocità istantanea v_x dipende dalla cinematica del manovellismo: detti φ e θ rispettivamente gli angoli che la manovella e la biella formano con la retta passante per l'asse del perno di manovella e l'asse dello spinotto, e dette r ed l la lunghezza della manovella e della biella, la distanza istantanea dello stantuffo dal PMS è:

$$x = r - r \cos \varphi + l - l \cos \theta$$


Se, come spesso accade, $l \gg r$, si avrà $l \cos \theta \approx l$ e quindi l'espressione precedente si semplifica in

$$x = r - r \cos \varphi$$

La velocità v_x è quindi:

$$v_x = \dot{x} = r \dot{\varphi} \sin \varphi = \omega r \sin(\omega t)$$

e l'espressione della portata istantanea diventa:

$$Q_x = \frac{\pi D^2}{4} \omega r \sin(\omega t)$$

La portata massima si ha quando $\sin(\omega t) = 1$:

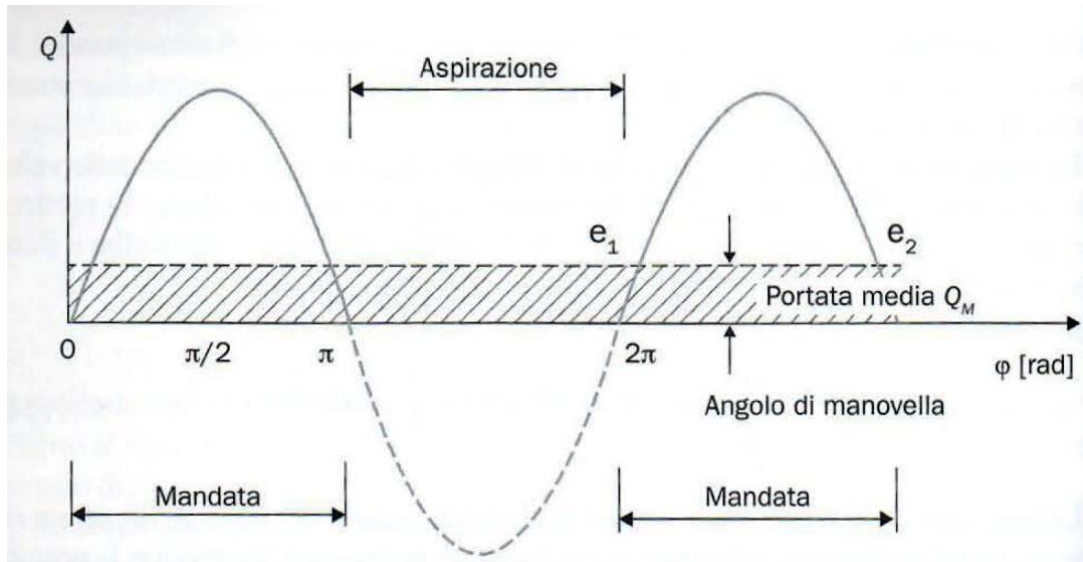
$$Q_{max} = \frac{\pi D^2}{4} \omega r$$

Questi valori vanno confrontati con la portata media, richiesta dall'utenza della pompa. Questa si ottiene moltiplicando la cilindrata per il numero di cicli al secondo:

$$\bar{Q} = \frac{\pi D^2}{4} C \cdot \frac{n}{60}$$

Ricordando che $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ e $C = 2r$, si verifica facilmente che il rapporto tra la portata massima e la portata media vale, per la pompa monocilindrica a semplice effetto, $\frac{Q_{max}}{\bar{Q}} = \pi$.

A una corsa di mandata con andamento sinusoidale della portata segue quindi una corsa con portata alla mandata nulla (e lo stesso avviene, a fasi invertite, all'aspirazione).



Un andamento della portata così discontinuo è inaccettabile non solo dal punto di vista dei requisiti del flusso richiesti dall'utilizzatore, quanto perché darebbe luogo a continui colpi d'ariete nell'impianto.

Per avvicinare Q_x quanto più possibile a \bar{Q} ci sono due soluzioni, adottabili anche assieme:

- il passaggio da pompe monocilindriche a semplice effetto a pompe bicilindriche con cilindri sfasati di 180° o, con risultati equivalenti, a pompe monocilindriche a doppio effetto oppure, per una irregolarità ancora più ridotta, a pompe a tre cilindri sfasate di 120° ;
- l'utilizzo di casse d'aria all'aspirazione e alla mandata, poste in derivazione rispetto alle corrispondenti tubazioni: quando la portata fornita dalla pompa supera il valore medio, la portata in eccesso $Q_x - \bar{Q}$ entra nella cassa di mandata comprimendo il cuscinio d'aria. Quando $Q_x < \bar{Q}$ il cuscinio d'aria restituisce l'energia elastica accumulata in precedenza svuotando la cassa in modo da continuare a fornire (idealmente) all'utilizzatore la portata \bar{Q} .

Ogni cassa dev'essere progettata in modo da garantire l'equilibrio idrodinamico tra il flusso che percorre la tubazione principale, di aspirazione o di mandata, e quello che fluisce nelle derivazioni verso il cuscinio d'aria.

Per il calcolo del volume, si definisce il grado di irregolarità della pressione nel cuscinio d'aria:

$$\delta p = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{media}} = 2 \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{max} + p_{min}}$$

Supponendo che la trasformazione termodinamica cui è soggetto il cuscinio d'aria sia isoterma (e date le capacità termiche dei fluidi in gioco tale ipotesi è sostenibile), ne deriva $pv = cost$, e pertanto $p_{max}v_{min} = p_{min}v_{max}$, da cui

$$\delta P = 2 \frac{p_{max} \left(1 - \frac{v_{min}}{v_{max}}\right)}{p_{max} \left(1 + \frac{v_{min}}{v_{max}}\right)} = 2 \frac{v_{max} - v_{min}}{v_{max} + v_{min}} = \frac{\Delta v}{v_{medio}} = \frac{\Delta V}{V_{medio}}$$

δp è un parametro di progetto, che può assumere i seguenti valori:

- $0.08 \leq \delta p \leq 0.2$ per le casse in aspirazione;
- $0.01 \leq \delta p \leq 0.2$ per le casse in mandata.

Minore è δp , minore è l'oscillazione di pressione e maggiore la dimensione della cassa. La variazione del volume dipende invece dall'architettura della pompa, essendo:

$$\Delta V = \int_{t_1}^{t_2} (Q_x - \bar{Q}) dt$$

dove gli estremi dell'intervallo di integrazione definiscono l'intervallo di tempo in cui la cassa d'aria si riempie. L'integrale si può risolvere facilmente per le diverse architetture della pompa, in funzione della corsa e dell'alesaggio, pertanto il risultato può essere convenientemente adimensionalizzato definendo la cifra:

$$K = \frac{\Delta V}{\frac{\pi}{4} D^2 C}$$

che ha i seguenti valori:

- $K = 0.55$ per le pompe monocilindriche a semplice effetto;
- $K = 0.21$ per le pompe monocilindriche a doppio effetto o per le bicilindriche a semplice effetto;
- $K = 0.09$ per le pompe tricilindriche;
- $K = 0.04$ per le pompe bicilindriche a doppio effetto.

Pompe volumetriche: cenno alle pompe per oleodinamica

L'oleodinamica è un sistema di trasmissione dell'energia in cui si usa come fluido operatore un olio con elevate proprietà reologiche.

L'impianto è composto da una pompa, un circuito e un motore oleodinamico.

La pompa fornisce energia al fluido, il circuito la trasferisce dove serve e il motore trasforma l'energia ricevuta in energia meccanica.

Le applicazioni di oleodinamica sono molto numerose perché si trovano nei sistemi di azionamento, nelle macchine movimento terra, negli aerei per azionare i flap o per aprire e chiudere i carrelli, in campo navale ad esempio per sollevare le rampe dei traghetti ecc.

Dato che le pressioni richieste sono molto elevate, si utilizzano delle pompe volumetriche.






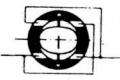
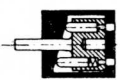
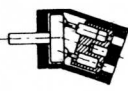

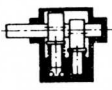
Tipo e sistema		schema	campo di pressioni (bar)	campo di regimi (giri/min)	viscosità cSt	rendim. max	costo			
pompe rotanti	a doppio rotore	pompe a ingranaggi	ingranaggi esterni		120 ÷ 175	1500 ÷ 3000	40 ÷ 80	0,75	1	
			ingranaggi interni		120 ÷ 250	1500 ÷ 3500	50 ÷ 100	0,7	1,2 ÷ 2	
			viti		60 ÷ 100	1000 ÷ 5000	80 ÷ 200	0,75	1,4 ÷ 2	
	a moto rotante	pompe a palette	palette a semplice eccentricità		100 ÷ 175	500 ÷ 1500	30 ÷ 50	0,8	1,2 ÷ 1,8	
			palette rotanti a doppia eccentricità		120 ÷ 175	500 ÷ 3000	30 ÷ 50	0,82	1,3 ÷ 2	
			palette fisse		120 ÷ 175	500 ÷ 1500	30 ÷ 50	0,8	1,3 ÷ 2	
	pompe a pistoni	a moto assiale	pompe a pistoni assiali	piastra inclinata		200 ÷ 300	1000 ÷ 3000	30 ÷ 50	0,88	3 ÷ 6
				barilotto inclinato		200 ÷ 300	500 ÷ 3000	30 ÷ 100	0,88	3 ÷ 5
		pompe a eccentrici	pistoni radiali		200 ÷ 350	1000 ÷ 2000	20 ÷ 50	0,88	3 ÷ 6	
			pistoni in linea		250 ÷ 450	1000 ÷ 2000	20 ÷ 50	0,85	3 ÷ 5	

Fig. 6.2 - Rappresentazione schematica delle principali soluzioni costruttive adottate per le pompe oleodinamiche. Il confronto dei costi è effettuato a parità di portata.

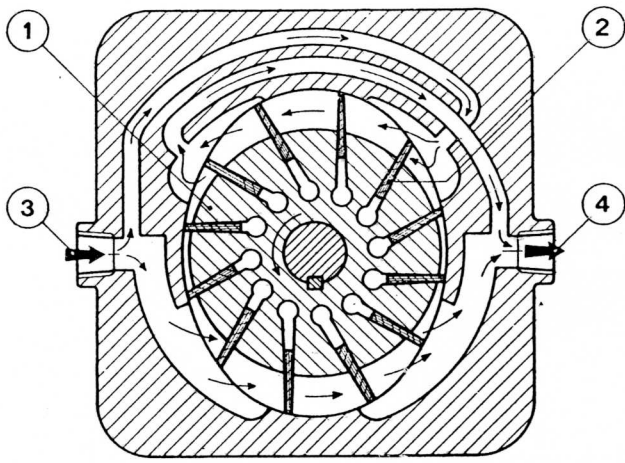


Fig. 6.9 - Pompa a palette autobilanciata.
1) rotore; 2) palette; 3) aspirazione; 4) mandata.

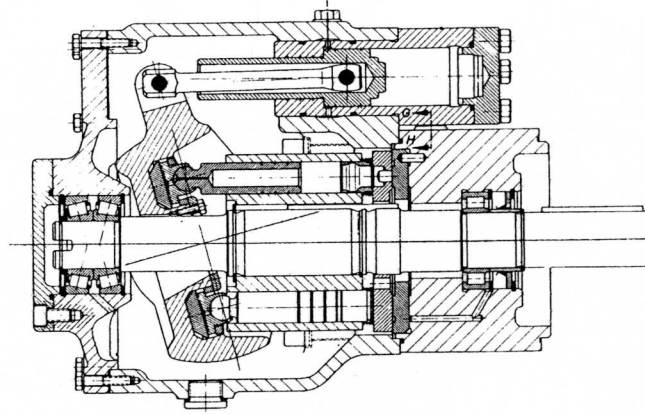


Fig. 6.10 - Pompa a pistoni assiali con barilotto rotante allineato e piastra inclinata ferma. L'inclinazione della piastra è regolabile per modificare la cilindrata.

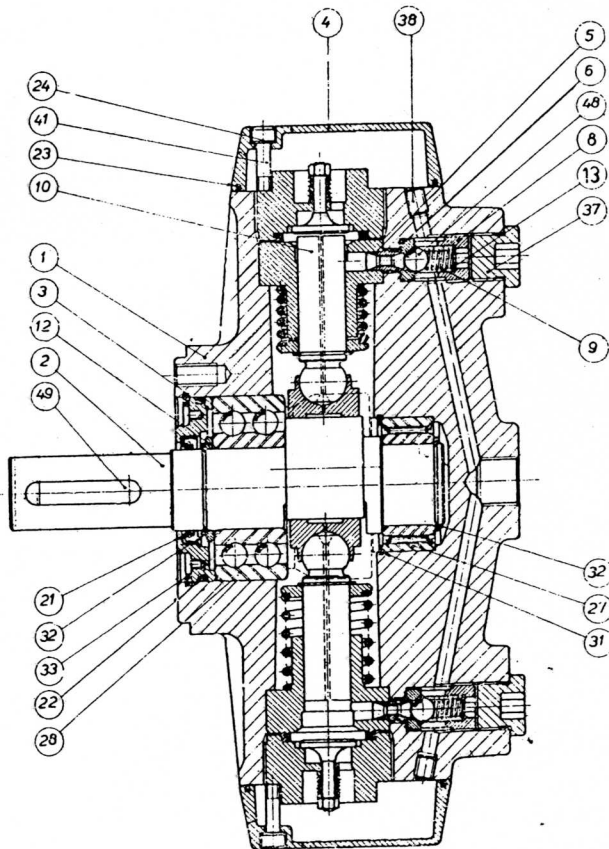


Fig. 6.12 - Vista sezionata di una pompa a pistoni radiali con pattini a sostentamento idrostatico.

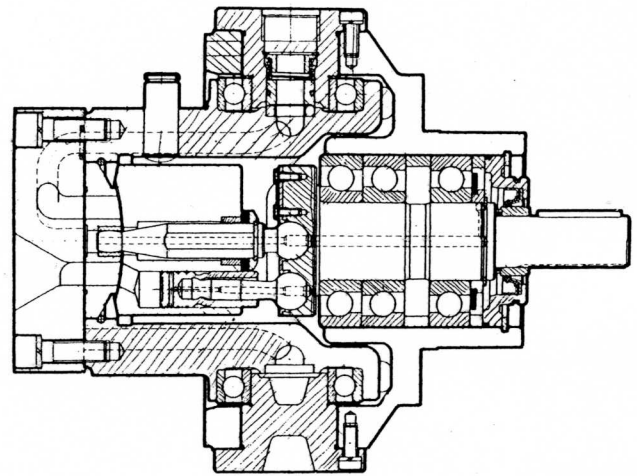


Fig. 6.11 - Pompa a pistoni assiali a barilotto rotante inclinato, con trascinamento da parte della piastra tramite le bielle dei pistoni.

60

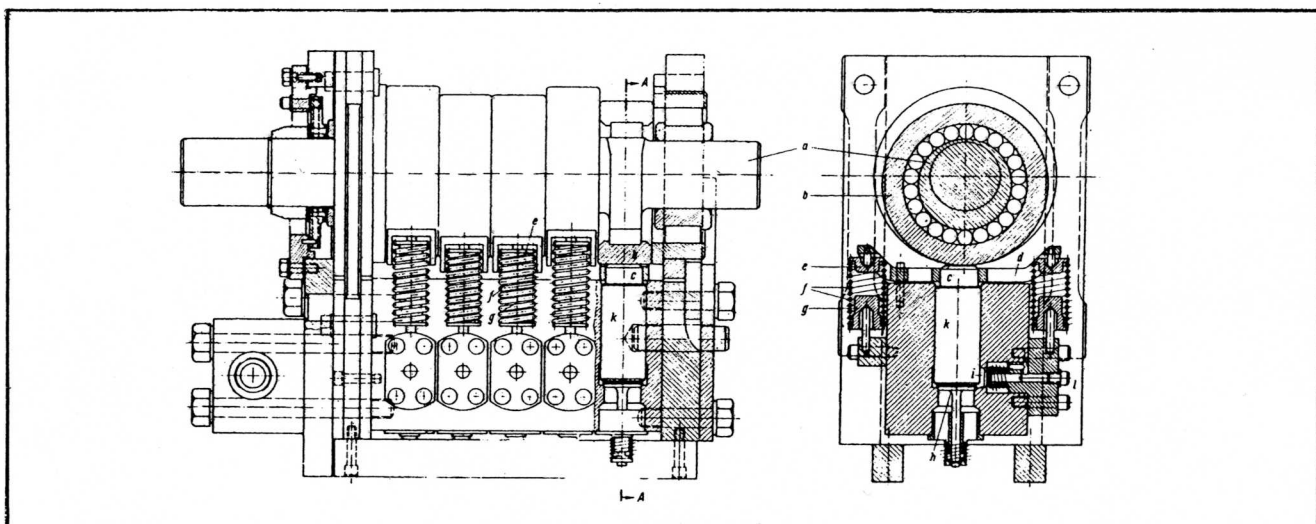


Fig. 6.13 - Pompa a 5 pistoni in linea a disposizione verticale.

GENERALITÀ SULLE MACCHINE AEREAULICHE

Le macchine aerauliche sono macchine operatrici che lavorano su un fluido comprimibile, tipicamente ma non esclusivamente aria.

Un loro parametro caratteristico di funzionamento è il rapporto di compressione, β , così definito:

$$\beta = \frac{p_{t,M}}{p_{t,A}} = \frac{p_{0,M}}{p_{0,A}}$$

dove le p_t sono le pressioni totali e le p_0 sono le pressioni di ristagno: i due tipi si possono confondere in quanto i termini relativi alla variazione di quota sono trascurabili.

Sulla base del rapporto di compressione, le macchine aerauliche si dividono in tre categorie:

- ventilatori, se $1 < \beta < 1.2$: sono turbomacchine e possono essere sia assiali che centrifughi;
- soffianti, se $1.2 < \beta < 2$: sono turbomacchine e possono essere sia assiali che centrifughe;
- compressori, se $\beta > 2$: possono essere macchine dinamiche, e in tal caso si divideranno in compressori centrifughi e assiali, ma anche macchine volumetriche, e in quest'ultimo caso si divideranno in alternativi e rotativi.

La differenza più importante tra macchine idrauliche e macchine aerauliche è legata agli effetti di comprimibilità: in generale, non si potranno trascurare gli effetti termodinamici della compressione. Quanto appena osservato, in realtà, vale soprattutto per le soffianti e i compressori. Nei ventilatori il rapporto di compressione è talmente basso e la variazione di densità è così limitata che possono essere studiati come macchine idrauliche.

Tra le macchine descritte, si studieranno in particolare i ventilatori e i compressori; le soffianti sono delle macchine intermedie le cui caratteristiche funzionali si avvicinano molto a quelle dei compressori.

I ventilatori

Come le pompe, anche i ventilatori sono tra le macchine più comuni. Le potenze assorbite, i costi e le dimensioni sono estremamente variabili a seconda delle applicazioni (dalle piccole ventole per il raffreddamento di schede elettroniche agli enormi ventilatori montati nelle gallerie del vento per aerei anche in scala 1:1).

Per descrivere le prestazioni dei ventilatori si utilizzano alcune grandezze definite dalle normative:

- pressione totale: differenza tra la pressione totale alla mandata e la pressione totale all'aspirazione
 $p_t = p_{t,M} - p_{t,A}$;
- pressione dinamica: pressione cinetica alla mandata, $p_d = \frac{1}{2} \rho_M c_M^2$, dove c_M è la velocità assoluta e ρ_M è la densità del fluido alla mandata;
- pressione statica: differenza tra la pressione totale e la dinamica, $p_s = p_t - p_d$;
- potenza aeraulica: prodotto della pressione totale per la portata in volume, $P_{aer} = p_t \cdot Q$;

- rendimento aeraulico: analogo al rendimento idraulico, tiene conto delle dissipazioni di energia interne alla macchina per cause fluidodinamiche;
- rendimento totale: rapporto tra la potenza aeraulica e la potenza assorbita, $\eta_{aer} = \frac{P_{aer}}{P_a}$;
- rendimento statico: è il rapporto tra la potenza statica e la potenza assorbita, dove la potenza statica è il prodotto della pressione statica per la portata volumetrica: $\eta_s = \frac{Q \cdot p_s}{P_a}$.

Il rendimento statico è utile nel momento in cui si vuol valutare l'efficacia della compressione intesa come operazione che ha come scopo solo aumentare la pressione del fluido; spesso, infatti, l'incremento di energia cinetica non è altro che un sottoprodotto non utile della compressione.

Con le notazioni introdotte, il lavoro euleriano diventa: $L_u = \frac{1}{\eta_{aer}} \frac{p_t}{\rho} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}$.

Anche per i ventilatori è possibile descrivere le caratteristiche di funzionamento tramite le cifre φ e ψ perché, anche se si opera su fluidi comprimibili, gli effetti di comprimibilità risultano essere trascurabili (basso numero di Mach). Con le notazioni introdotte, le due cifre sono così definite:

$$\varphi = \frac{Q}{\omega D^3} \quad \psi = \frac{p_t}{\rho \omega^2 D^2}$$

I ventilatori possono essere centrifughi e assiali:

- i ventilatori centrifughi hanno valori di k tra 0.2 e 2.4 e di p_t compresi tra i 1000 Pa e i 40000 Pa;
- i ventilatori assiali hanno valori di k compresi tra 2.4 e 7 e di p_t fino a 1000 Pa circa.

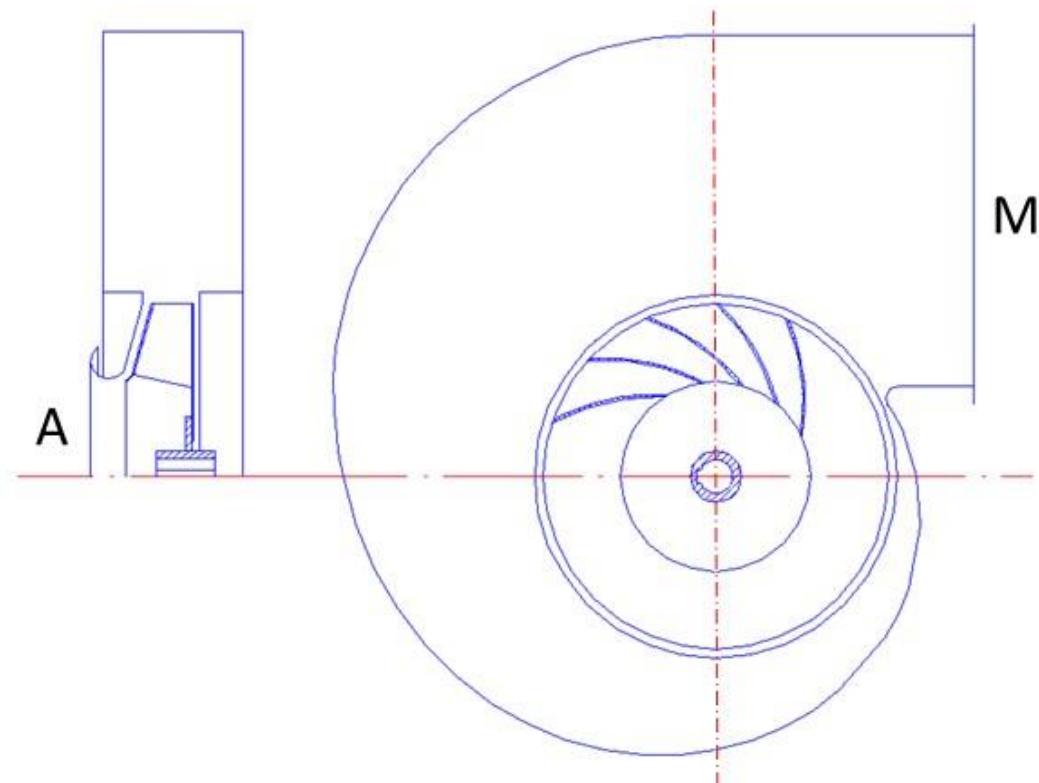
Ventilatori centrifughi

Il ventilatore centrifugo è la macchina più vicina al concetto di macchina radiale elementare. La struttura generale è analoga a quella di una pompa centrifuga, ma strutturalmente più snella in conseguenza del fatto che la densità dei fluidi trattati è di tre ordini di grandezza inferiore a quella tipica dei liquidi.

Gli elementi costitutivi sono:

- il mozzo e il disco, eventualmente realizzati in un unico blocco;
- le pale, saldate, incollate, avvitate o imbullonate al disco;
- la corona di ricoprimento;
- il boccaglio, che indirizza il fluido verso la girante;
- la cassa, che racchiude la girante e svolge la funzione di voluta a spirale. Non è in genere possibile distinguere un diffusore come elemento a sé stante.

La corona non è in generale parallela al disco come in una macchina radiale elementare, ma inclinata in modo da ridurre gradualmente l'altezza della pala nella direzione del flusso, allo scopo di mantenere costante o quasi la velocità meridiana.



Le sezioni di aspirazione e mandata da considerare per calcolare il valore dei parametri di prestazione della macchina sono quella a monte del boccaglio e quella all'uscita della cassa - voluta a spirale.

Le equazioni da utilizzare per il calcolo dei triangoli di velocità e per il dimensionamento di massima della macchina sono le stesse già introdotte per le pompe.

Anche nei ventilatori le pale possono essere rovesce, radiali o in avanti.

La soluzione più comune è quella delle pale rovesce. A seconda dell'accuratezza progettuale e costruttiva, funzione della destinazione d'uso della macchina, le pale possono essere realizzate secondo tre diverse tecnologie:

- profili di lamiera non incurvata, calettati con una inclinazione di compromesso tra quella data dai triangoli di velocità in ingresso e in uscita;
- con profili di lamiera incurvata, con inclinazioni in ingresso e in uscita coerenti con quelle dei triangoli di velocità;
- con profili alari di elevata efficienza aerodinamica.

Realizzando profili via via più complessi il rendimento dei ventilatori aumenta. In generale esso potrà variare tra 0.6 e 0.9.

Si realizzano anche ventilatori con pale in avanti. Sono caratterizzati dalla presenza di un elevato numero di pale, necessario per assicurare l'elevata deviazione del flusso, con uno sviluppo radiale molto limitato e con uno sviluppo assiale piuttosto importante. La girante ha quindi proporzioni particolari, per cui questi ventilatori sono detti anche "a tamburo". Ventilatori di questo tipo si usano in particolare in piccoli circuiti di raffreddamento, con elevata velocità di flusso.

Ventilatori assiali

I ventilatori assiali si trovano tipicamente negli impianti di areazione delle gallerie e di grandi ambienti. Importanti sono le applicazioni nelle gallerie del vento, nelle quali è particolarmente raffinato lo studio fluidodinamico per realizzare un flusso uniforme e a bassa turbolenza.

I ventilatori assiali hanno la stessa architettura generale delle pompe dello stesso tipo, con la possibile presenza dei tre organi palettati con funzione di predistributore, girante e diffusore. La differenza più significativa può essere che, nei ventilatori, il motore, di potenza e dimensioni relativamente contenute rispetto alle pompe per la minore densità del fluido trattato, riesce ad essere alloggiato all'interno del mozzo.

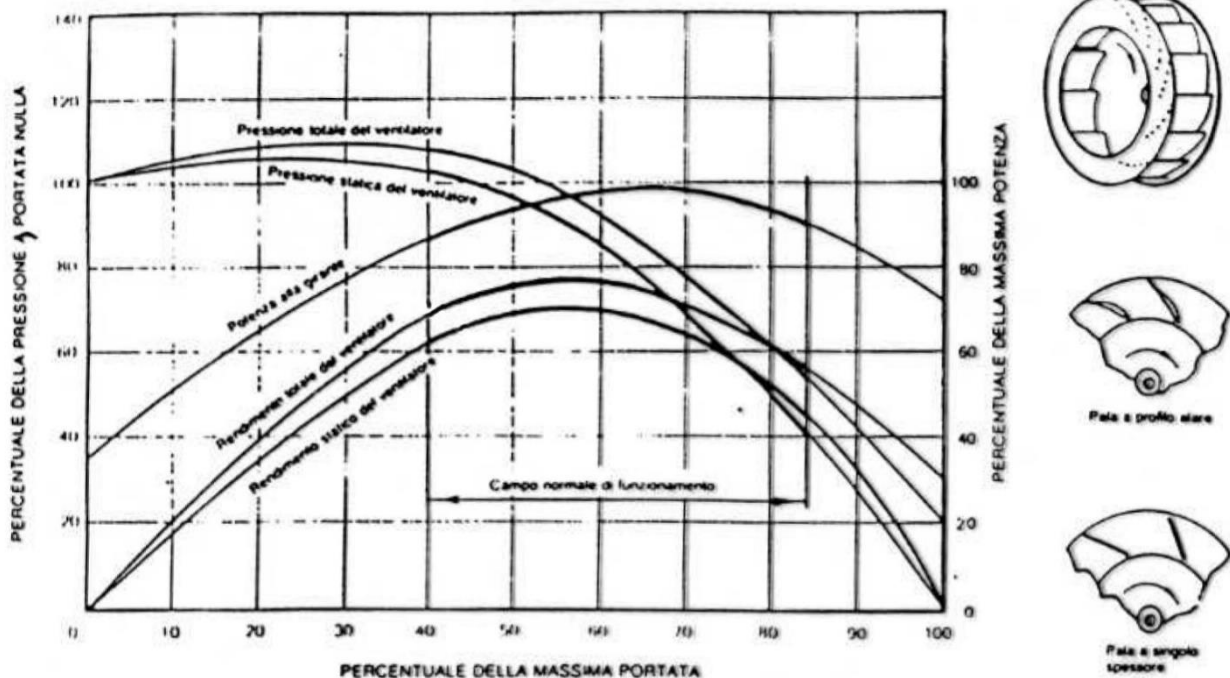
Il rapporto tra il diametro del mozzo e quello della girante varia tra 0.3 e 0.7, in funzione del numero caratteristico di macchina ossia, in pratica, della portata da elaborare. In generale le pale della girante sono fortemente svergolate.

Anche il campo di variazione dei rendimenti è abbastanza esteso, da $\eta_e = 0.75$ a $\eta_e = 0.90$. I valori minori corrispondono a ventilatori più piccoli e semplici, mentre i rendimenti maggiori si trovano nei ventilatori di grandi dimensioni, più costosi e tecnologicamente avanzati.

Un problema tipico di queste macchine è l'elevata rumorosità e buona parte della ricerca connessa al loro sviluppo si concentra sulla sua riduzione.

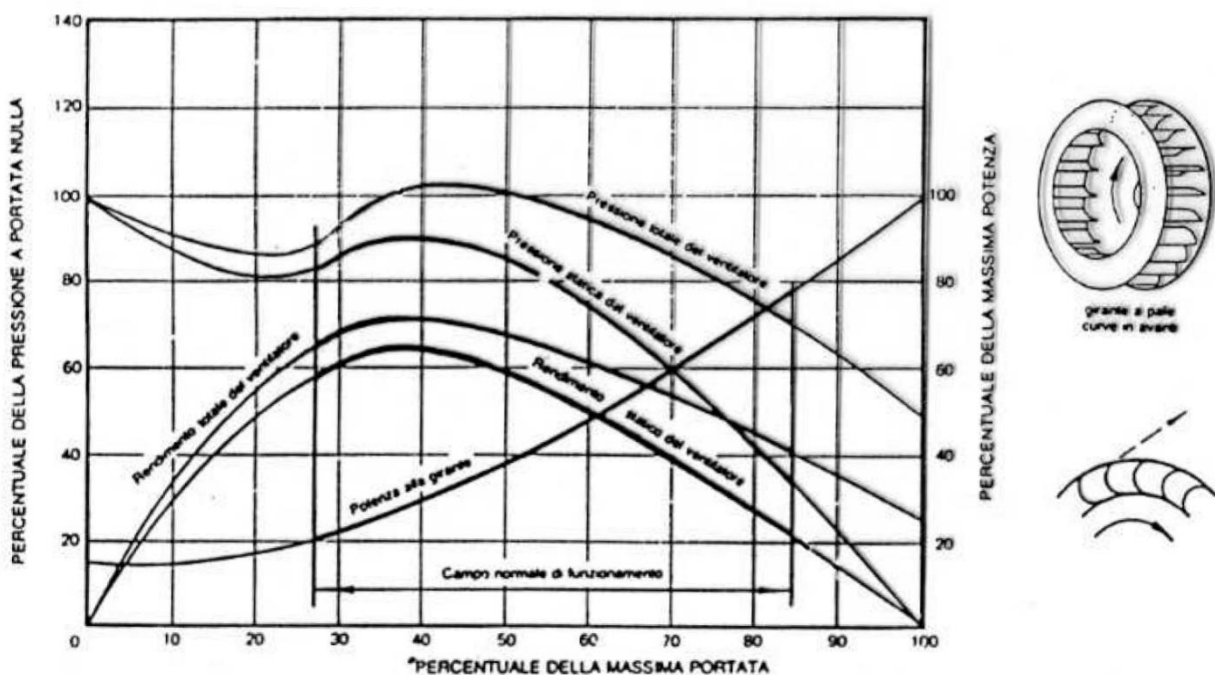
Ventilatori centrifughi e assiali: curve caratteristiche

Le curve caratteristiche dei ventilatori centrifughi a pale rovesce hanno gli andamenti descritti in figura. Esse sono:



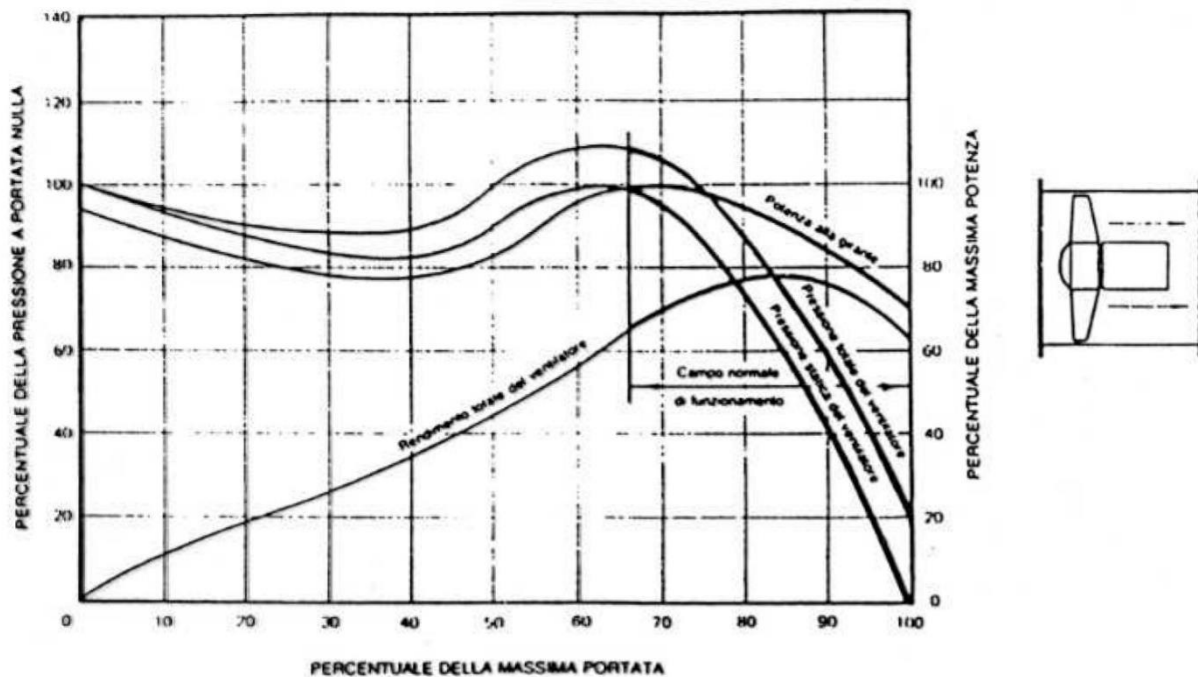
- la curva della pressione totale, che corrisponde alla curva della prevalenza delle pompe. Il primo tratto è ascendente, cui segue uno discendente. In figura è indicato anche il campo di normale utilizzo del ventilatore;
- la curva della pressione statica, che coincide con quella della pressione totale a portata nulla per poi allontanarsene, con valori minori, all'aumentare della portata. La differenza è abbastanza modesta, perché l'energia cinetica alla mandata di questo tipo di ventilatori è modesta;
- le curve di rendimento, rispettivamente totale e statico: entrambe presentano un punto di massimo assoluto che corrisponde al funzionamento nominale della macchina. Le ascisse dei punti di massimo delle due curve non coincidono, ma in generale sono molto vicine. Naturalmente, dato che la pressione statica è sempre minore della pressione totale, anche il rendimento statico è sempre minore del rendimento totale;
- la curva della potenza assorbita, che ha un andamento prima crescente e poi decrescente.

Le curve caratteristiche dei ventilatori centrifughi a pale in avanti (a tamburo) hanno gli andamenti descritti in figura. Si osserva, a differenza del caso precedente, che:



- la pressione totale alle basse portate non è crescente monotona, ma presenta un minimo e un massimo relativi. Tale andamento è dovuto alle differenti modalità di stallo;
- la differenza tra le curve di pressione totale e di pressione statica è più marcata rispetto al caso precedente, perché l'energia cinetica fornita al fluido da questo tipo di ventilatore è maggiore;
- anche la differenza tra rendimento totale e rendimento statico è maggiore rispetto al caso del ventilatore a pale rovesce, per la stessa ragione del punto precedente.

Le curve caratteristiche dei ventilatori assiali hanno gli andamenti descritti in figura. Si osserva, a differenza dei casi precedenti, che:



- la curva della pressione totale alle basse portate è qualitativamente simile a quella dei ventilatori a pale in avanti, ma il campo di buon funzionamento si sposta verso le portate più elevate (superiori al 75% della portata massima);
- la differenza tra pressione statica e totale è ridotta, paragonabile a quella vista per la macchina centrifuga a pale rovesce;
- le curve dei rendimenti non sono più paraboliche, ma presentano alcuni flessi alle basse portate. Sono comunque crescenti fino all'incirca al punto medio dell'intervallo di buon funzionamento della macchina, dopodiché iniziano a decrescere;
- Anche la curva della potenza assorbita presenta a un minimo e un massimo relativo, ma nel campo di funzionamento normale della macchina decresce all'aumentare della portata.

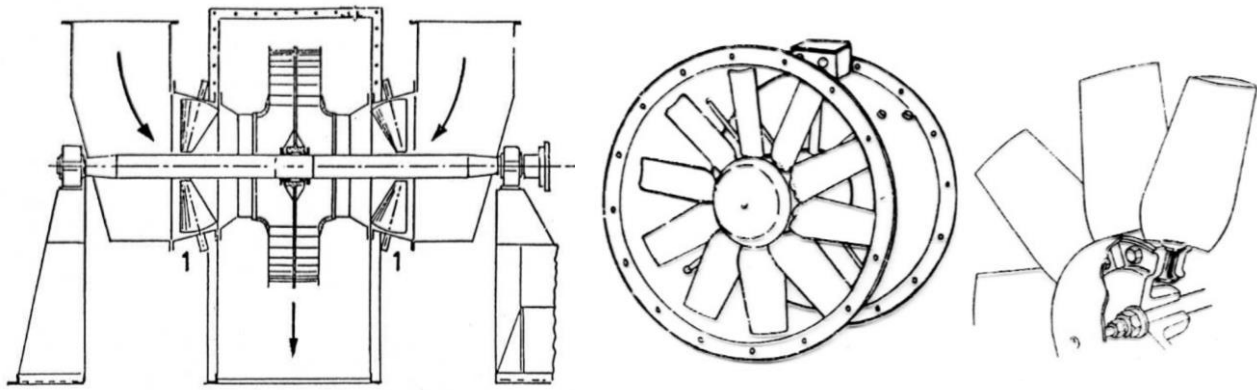
Criteri di regolazione dei ventilatori

Nei loro aspetti generali, i criteri di regolazione delle pompe e dei ventilatori sono gli stessi.

Si osservano le seguenti peculiarità:

- nella curva caratteristica resistente del circuito il contributo della variazione di quota geodetica è nullo o trascurabile. Ciò significa che il punto iniziale della curva a portata nulla ha valore zero;
- la caratteristica resistente del circuito può essere variata con una strozzatura anziché con una valvola, e questa può essere posta sia alla mandata che all'aspirazione, in quanto non sussistono fenomeni di cavitazione (che sono caratteristica esclusiva delle macchine idrauliche).

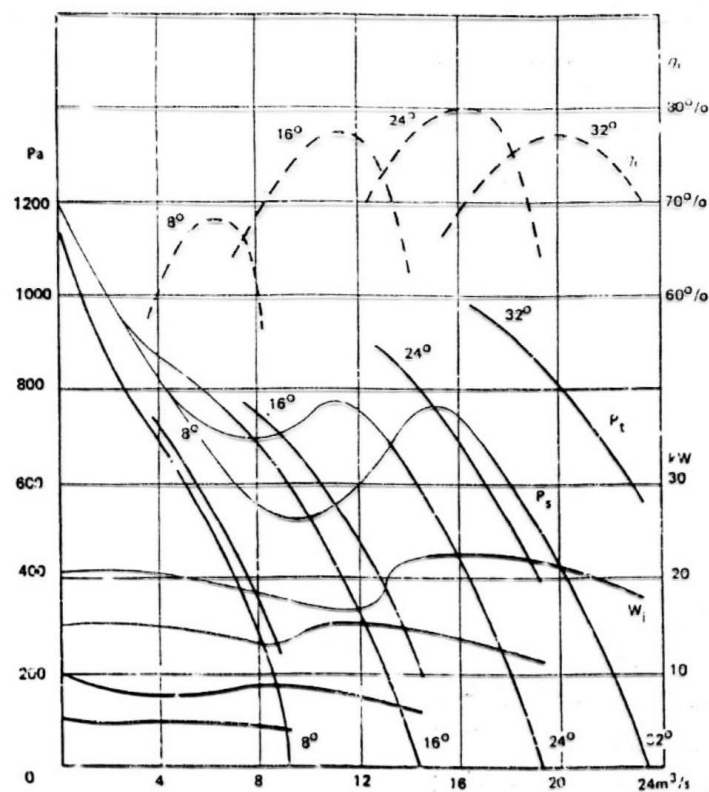
Nel campo dei ventilatori è poi alquanto diffuso il criterio di regolazione basato sulla variazione dell'inclinazione delle pale statoriche o rotoriche della macchina.



Ad esempio si può variare l'inclinazione delle pale del predistributore così da imporre una componente di velocità $c_{u1} \neq 0$ e ampliare il campo di funzionamento della macchina. Nel caso dei ventilatori assiali è pratica comune variare l'orientamento delle pale rotoriche. La variazione dell'angolo di calettamento delle pale può essere fatto in due modi:

- a macchina ferma, manualmente, quando si vuole produrre una sola macchina che può adattarsi a diverse condizioni di progetto;
- con macchina in funzionamento, in modo continuo, adottando un sistema di regolazione con i relativi attuatori, che possono essere meccanici, pneumatici, oleodinamici o elettrici.

Con le pale orientabili asservite a un sistema di regolazione si amplia il campo di buon funzionamento di una macchina, rispetto al funzionamento con pale fisse, perché la curva risultante dei rendimenti è data dall'involuppo dei massimi di tutte le curve a pale fisse con diversi angoli di calettamento.



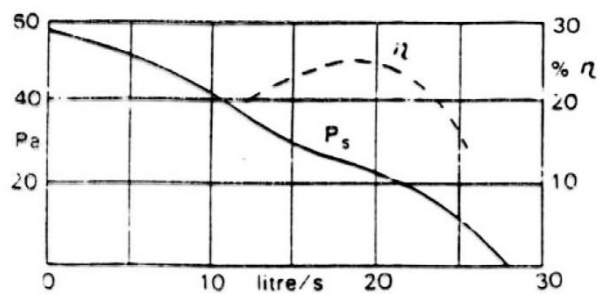
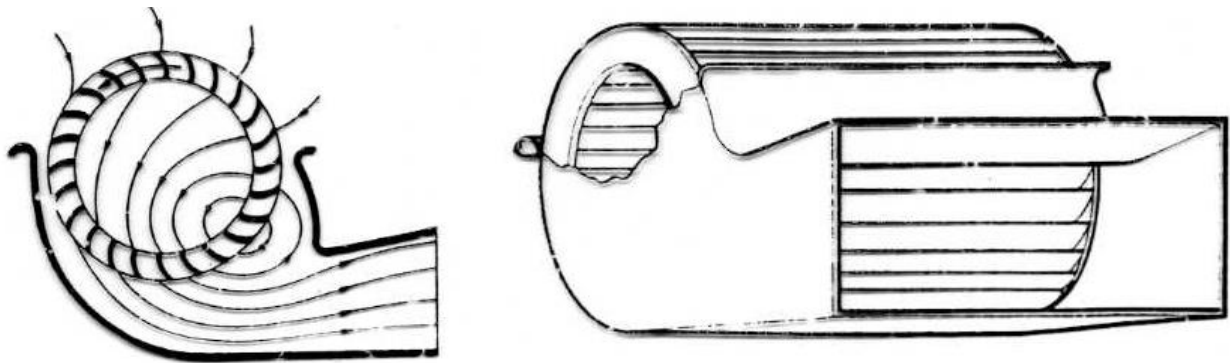
Performance at 8° 16° 24° and 32° pitch angle settings.

1000mm 1475 rev/min adjustable-pitch axial fan.

Ventilatori a flusso attraversante

Sono ventilatori di concezione relativamente recente, sviluppati a partire degli ultimi decenni del secolo scorso.

Le giranti assomigliano, nella sezione meridiana, a quelle di un ventilatore radiale a pale in avanti, mentre molto diversa è l'architettura delle parti fisse.



Driven at 1200–1400 rev/min by shaded-pole motor for domestic application.

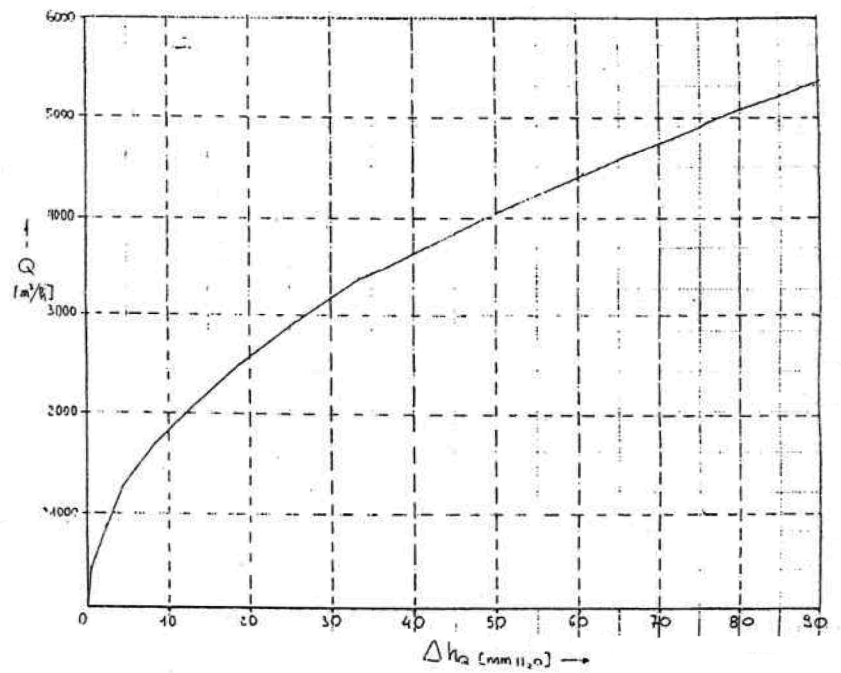
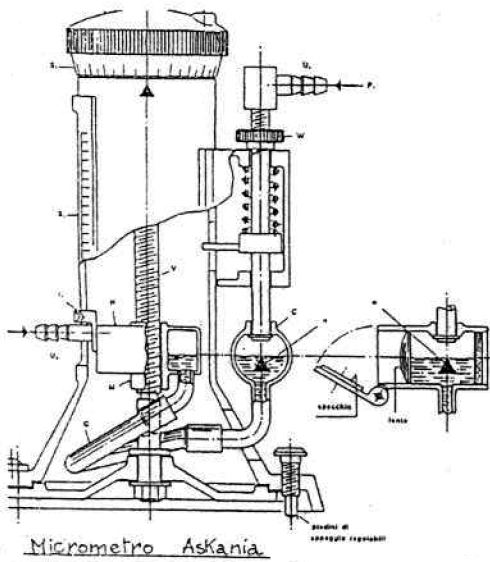
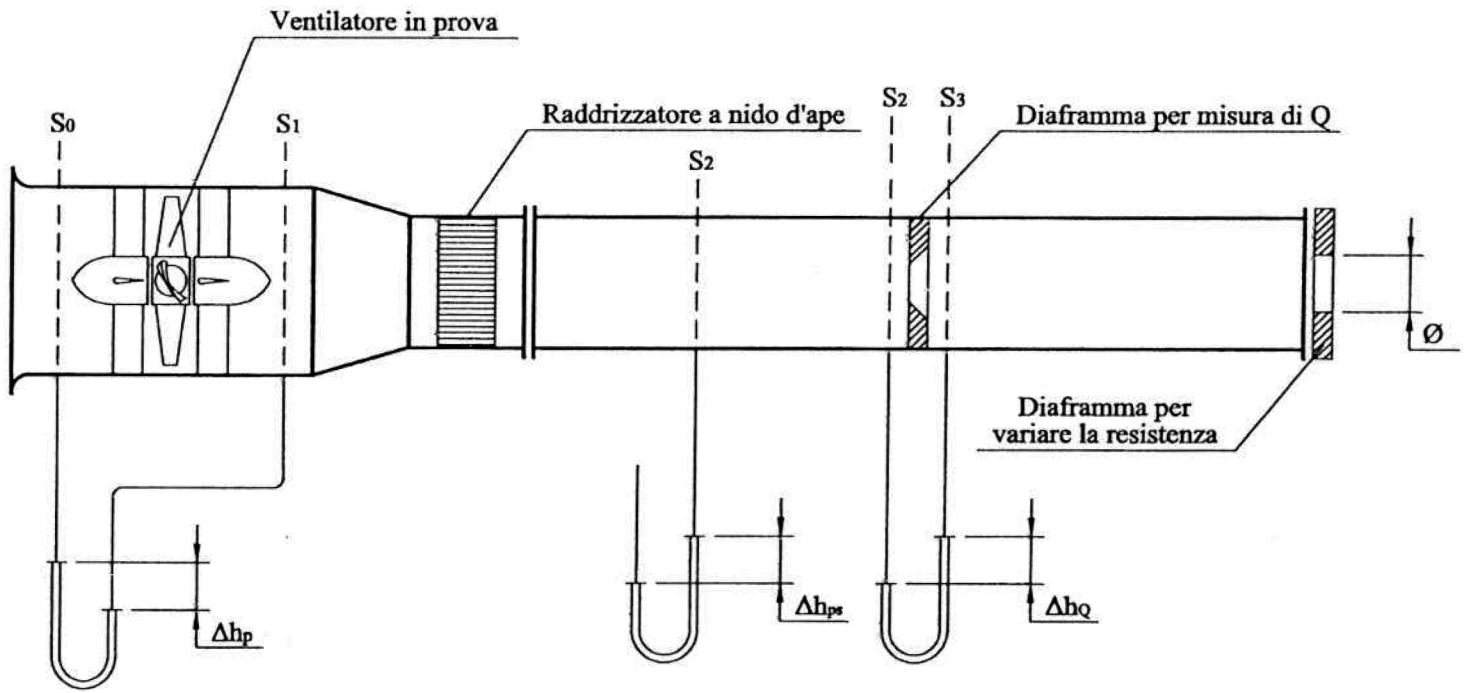
**67mm diameter by 180mm long
cross-flow fan.**

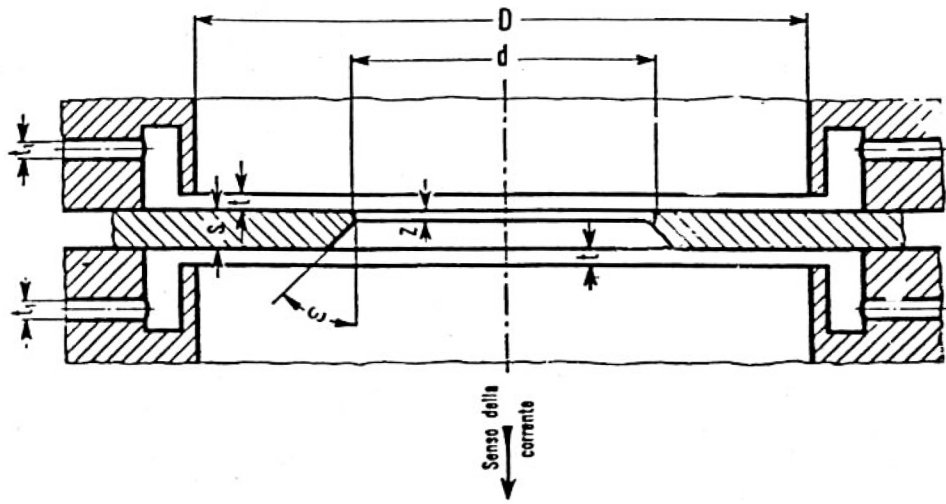
In questa particolare tipologia di macchine il flusso d'aria attraversa per due volte in successione i canali palari:

- un elemento fluido incontra il ventilatore una prima volta in corrispondenza della sezione di aspirazione, attraversa tutta la porzione centrale della girante e la riattraversa una seconda volta in posizione all'incirca simmetrica rispetto a quella di ingresso, nella sezione di mandata;
- questo tipo di flusso genera un vortice che è il cuore di tutto il sistema: le superfici statoriche sono fatte in modo da situarlo nella posizione voluta, in modo da guidare tutto il moto del fluido.

I ventilatori a flusso attraversante si usano in particolare negli impianti di climatizzazione grazie alla loro struttura (grande sviluppo assiale in rapporto a dimensioni relativamente contenute) ma anche perché sono molto silenziosi.

Le loro prestazioni, tuttavia, non sono elevate come quelle dei tipi più tradizionali: il rendimento è ancora abbastanza limitato, anche se negli ultimi anni hanno avuto uno sviluppo molto intenso.





boccaglio per $m < 0,45$

