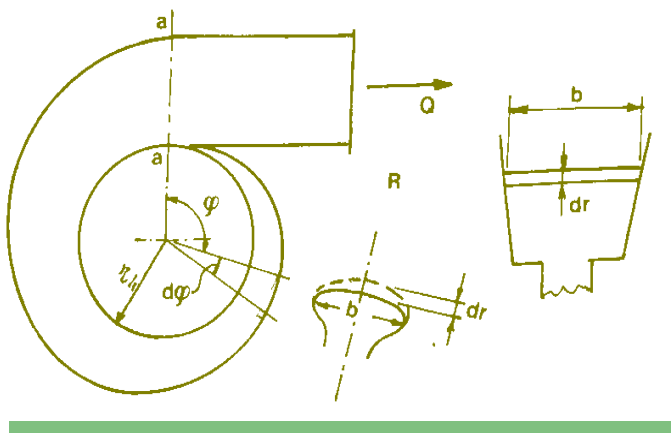


## CASSA A SPIRALE

E' superfluo sottolineare che ogni casa costruttrice ha le sue tecniche di dimensionamento alle quali è affezionata .

Nel caso in cui alla cassa a spirale si affidi esclusivamente la funzione di collettore di uscita essa viene dimensionata rispettando la legge del vortice libero e allora la procedura di dimensionamento è estremamente semplice .

Ogni costruttore in una misura più o meno marcata si distacca da questo tipo di impostazione allo scopo di conferire alla cassa a spirale non soltanto una funzione di convogliatore bensì una ulteriore funzione di diffusore vero e proprio ,comunque volendo rispettare la legge del vortice libero cioè assumendo  $c_v r = \text{cost}$  come vincolo progettuale l' impostazione è la seguente:



Supponiamo di considerare la nostra girante vista dall' esterno come una scatola chiusa e supponiamo di considerare la cassa a spirale a sezione progressivamente crescente che avvolge la macchina per tutta la sua estensione. In ogni sezione passante per l' asse della macchina presenterà una sezione diversa , di area progressivamente crescente .

Indichiamo con  $\phi$  l' angolo generico della cassa a spirale partendo da  $\phi=0$  in corrispondenza della posizione radiale sulla quale nasce la cassa a spirale come si vede in figura.

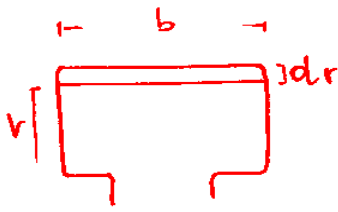
Imponiamo che in corrispondenza dell' angolo  $\phi$  generico la portata di fluido convogliata nella sezione corrispondente alla ascissa angolare  $\phi$  sia proporzionale all' angolo  $\phi$ , il che è perfettamente logico in quanto la portata che esce dalla macchina , dai diffusori è distribuita uniformemente lungo l' intera corona periferica , quindi assumere la portata proporzionale all' angolo  $\phi$  significa semplicemente integrare una costante, cioè la portata per unità di sviluppo angolare .

Possiamo stabilire che la portata  $Q_\phi$  che transita nella generica sezione della cassa corrispondente alla posizione angolare  $\phi$  stia alla portata totale  $Q$  come l' angolo  $\phi$  generico stia al' angolo giro  $2\pi$

$$\frac{Q_\phi}{Q} = \frac{\phi}{2\pi}$$

Possiamo dire che  $d\phi = \frac{2\pi}{Q} dQ_\phi$  cioè che la variazione elementare della portata è proporzionale alla corrispondente variazione elementare di angolo.

$dQ_\phi$  : se noi consideriamo la sezione generica e ipotizziamo una sezione della cassa a spirale qualsivoglia , ad esempio rettangolare , indicando con  $r$  il raggio superiore generico,  $dr$  la variazione che corrisponde alla posizione angolare  $d\phi$  , essendo  $b$  la larghezza.



Dobbiamo trovare come varia  $r$  in funzione di  $\phi$  ossia la legge  $r=r(\phi)$  dopo aver scelto la geometria della sezione d'uscita

In generale  $b$  sarà variabile, possiamo scrivere che :

$Q = c\Omega$  e di conseguenza tenendo conto che  $d\Omega = bdr$

$dQ_j = bc_u dr$  (velocità per variazione di sezione).

Tenendo conto della legge del vortice libero  $c_u r = A = \text{cost}$

$A$  : è la costante del vortice libero :

$$dQ_j = bA \frac{dr}{r} \quad \text{Sostituiamo questa espressione nella } d\mathbf{j} = \frac{2p}{Q} dQ_j$$

$$d\mathbf{j} = \frac{2p}{Q} bA \frac{dr}{r} \quad \text{Da questa equazione differenziale possiamo ricavare la legge } \mathbf{j} = \mathbf{j}(r)$$

Per dimensionare la cassa a spirale nel senso che ad ogni angolo  $\mathbf{j}$  viene a corrispondere la posizione radiale massima  $r$ , nel caso generale avremo :

$$\mathbf{j} = \frac{2p}{Q} A \int_{r_4}^r b \frac{dr}{r} \quad b = b(r)$$

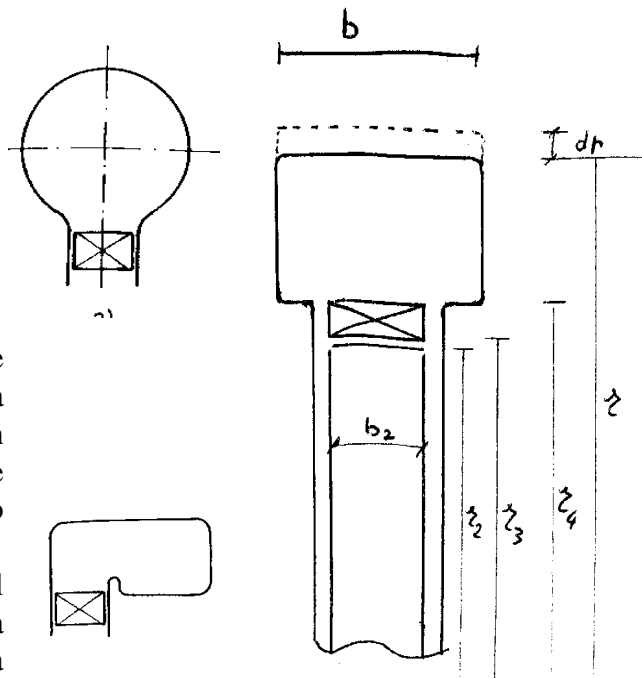
Nel caso della sezione rettangolare  $b = \text{cost}$

$r_4 \equiv r_3$  nel caso in cui fosse assente il diffusore palettato

$$\mathbf{j} = \frac{2pAb}{Q} \ln \frac{r}{r_4} \quad \text{per } \mathbf{j} = 2p \text{ troviamo l'espressione del raggio d'uscita della voluta}$$

Da notare che la sezione rettangolare è raramente adottata in quanto non si presta bene dal punto di vista della limitazione e delle perdite fluidodinamiche soprattutto in presenza di elevate velocità del fluido come succede sempre nel caso dei compressori.

La sezione rettangolare anche quando viene adoperata viene addolcita smussando adeguatamente gli spigoli. Sezioni abbastanza frequenti sono quelle di tipo circolare o prossime alla circolare, sezioni come in figura.



Sezioni ovoidali o ellittiche o simili che possono aiutare il disegno della macchina a contenere il proprio sviluppo radiale con grande vantaggio per le applicazioni nelle quali l'ingombro radiale gioca un ruolo importante.

Alcune volte proprio per limitare al massimo l'ingombro radiale si dà alla cassa a spirale una forma geometrica contorta come in figura.

Insistiamo ancora sul fatto che questo tipo di approccio è fondato sulla legge di proporzionalità angolo portata , intesa come portata d' accumulo all' uscita dal diffusore e poi come ipotesi forte è la legge del vortice libero .

In questa maniera non si fa altro che dimensionare la cassa a spirale nell' obiettivo di utilizzare la cassa a spirale come puro convogliatore del fluido verso l' esterno.

Con un dimensionamento di questo tipo il fluido non è soggetto ad alcuna conversione di energia da cinetica a potenziale.

La cassa funge da puro convogliatore e non da diffusore , mentre se si vuole conferire alla cassa a spirale una funzione mista , cioè anche da diffusore , occorrerà stabilire con un certo criterio il dimensionamento che sostituisce la legge del vortice libero.

Questo criterio produrrà a parità di angolo  $\phi$  una sezione maggiore a disposizione del fluido in maniera tale che esso sia invitato ad una decelerazione e quindi ad un recupero in termini di pressione che si aggiunge a quello operato a monte negli elementi diffusori veri e propri.

### CRITERI DI DIMENSIONAMENTO PIÙ SEGUITI

Esistono delle formule pratiche che consentono al progettista in prima battuta il dimensionamento di massima della macchina per quanto riguarda la geometria essenziale della macchina stessa.

Anzitutto per quanto riguarda l' angolo  $\beta_2^*$  questo può oscillare entro una gamma molto ampia di valori ,di regola tra i 15 e i 35° a seconda di tipo di palettatura adottato, cioè se si tratta di una palettatura concava o convessa , poi a seconda del tipo di fluido , se è liquido o aeriforme, se è pulito o sporco ecc.

Sull' angolo  $\beta_2^*$  c'è una tolleranza abbastanza grande.

Per quanto riguarda poi il dimensionamento generale , numero delle pale , diametri , diffusori ogni cosa ha i suoi segreti, frutto della propria esperienza. Esistono normative di orientamento che sono riportate anche nei manuali di progettazione più usati che vale la pena di citare a titolo di completezza.

Una formula per il dimensionamento del numero di palette del rotore per una pompa :

$$z = 6.5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \operatorname{sen} \frac{b_1^* + b_2^*}{2}$$

Una formula per i compressori dello standard A .S.M.E.

$$z = 10 + 0.75D_2 \quad D_2 : \text{in pollici}$$

$$\frac{D_2}{D_1} 1.4 - 1.8 \quad \text{a seconda del tipo di macchina , di stadio ecc}$$

Diffusore liscio :

$$\frac{D_3}{D_2} = 1.1 - 1.2$$

Diffusore palettato:

$$\frac{D_4}{D_3} = 1.3$$

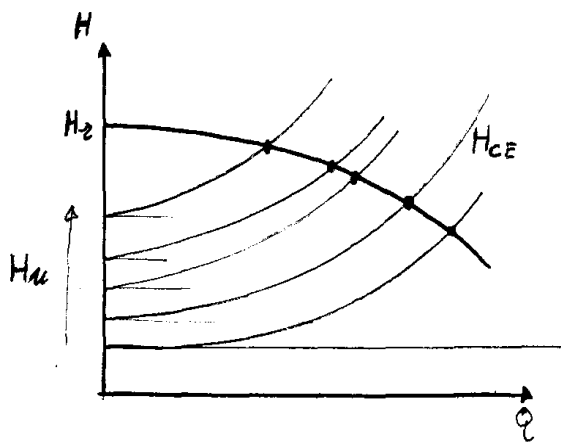
$$Z_{D.P} = \frac{2.75}{\frac{D_4}{D_3} - 1}$$

## COMPORTAMENTO PRATICO DELLA CURVA CARATTERISTICA RELAZIONE TRA LA PREVALENZA DELLA MACCHINA E DEL CIRCUITO

Immaginiamo ora di ricavare sperimentalmente la curva caratteristica della macchina operatrice.

Parliamo di una macchina centrifuga ma anche per una macchina assiale la procedura è dello stesso genere.

Abbiamo visto che la prevalenza reale  $H$  della macchina è funzione della portata della macchina stessa che storicamente viene indicata come la portata volumetrica. Per una determinata velocità angolare cioè per un certo numero di giri ben definito per esempio i 3000 giri/min. oppure i 1500 giri/min. di un motore elettrico che trascina la macchina, avremo che la macchina si comporterà secondo il proprio diagramma caratteristico ovvero varierà la propria prevalenza secondo una determinata legge come in figura.

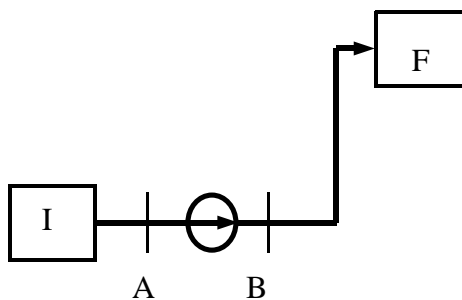


Questa legge ci dice che la pompa, il compressore che stiamo considerando può funzionare ad esempio con 1 litro al secondo e 12 metri di prevalenza o può funzionare con 7 litri /s e con una prevalenza del 65%.

Qual'è il punto di funzionamento sul quale la macchina vive cioè, azionando il motore di trascinamento della macchina, su quale punto spontaneamente si pone?

Qual'è il regime al quale la macchina si adegua dopo un certo tempo di transitorio?

Il punto di funzionamento della macchina è stabilito, a parità di macchina e di velocità dal circuito esterno nel quale la macchina è inserita.



Questo è un aspetto molto importante in quanto non è possibile studiare la macchina operatrice singolarmente ma è necessario vederla nel proprio ambiente di lavoro nel quale è riferita.

Consideriamo la macchina inserita in un circuito che si compone di una tubazione di aspirazione e di una di mandata tra 2 apparecchiature iniziale I e finale F, che possono essere qualsiasi per esempio recipienti, scambiatori di calore ecc. .

A seconda di come è fatto il circuito esterno per un determinato tipo di fluido sarà descrivibile attraverso

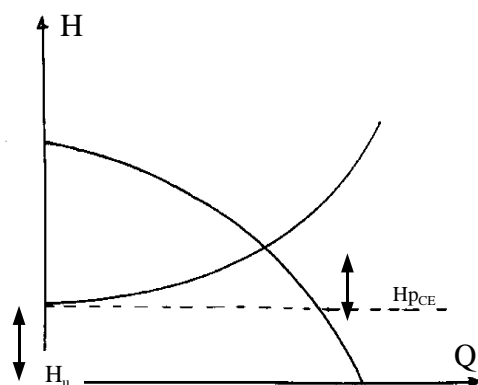
una certa legge caratteristica la quale non fa altro che esprimere la prevalenza del circuito esterno che deve essere uguale alla prevalenza della macchina, come abbiamo visto applicando l'equazione dell'energia, uguale alla somma della prevalenza del circuito esterno e della prevalenza perduta nel circuito esterno stesso:

$$H_{C.E} = H = H_{u_{C.E}} + H_{P_{C.E}}$$

La prevalenza perduta sarà sempre del tipo  $H_{P_{C.E}} = KQ^2$  essendo  $K$  una costante che dipenderà

dalla lunghezza equivalente del circuito ,dal diametro della tubazione D dalla natura del liquido, cioè dallo schema fisico del fluido e dalla rugosità relativa  $\epsilon$  dei condotti.

La curva caratteristica del circuito esterno avrà un andamento parabolico come in figura.



Partendo dalla sola prevalenza utile  $H_u$  in corrispondenza di portata nulla , $H_u$  non è altro che :

$$H_u = \int_{p_i}^{p_f} \frac{dp}{\rho g} + (z_f - z_i)$$

ove il secondo termine sarà ovviamente trascurabile nel caso di aeriformi. mentre nel caso più generale la prevalenza del circuito esterno sarà in parte manometrica e in parte geodetica .

Una volta che viene avviata la macchina mettendo il moto il motore di trascinamento il punto di funzionamento su cui la macchina si sposterà sarà quello corrispondente al circuito esterno nel quale la macchina è inserita e quindi le condizioni di funzionamento risultano stabilite e stabili nel tempo.

Ora però possiamo chiederci: se una volta che abbiamo avviato il motore vogliamo conoscere la curva caratteristica della macchina come facciamo?

La macchina si mette a funzionare ad esempio nel punto 1,2 litri/s e prevalenza di 15 m di colona di fluido.

Conosciamo soltanto un punto della curva caratteristica , ed inoltre non ci fidiamo della curva che ci ha fornito il costruttore della macchina .

A questo punto occorre nel nostro circuito di prova , inserire opportune strumentazioni e precisamente almeno 3 strumenti di misura.

Uno stroboscopio che ci serve per controllare la velocità dell' albero della macchina e questo perchè essendo i motori elettrici di regola asincroni sono soggetti, come sappiamo, ad uno scorrimento tra statore e rotore , variabile per giunta con il carico .

E' chiaro che la velocità vera non sarà mai quella nominale.

Avremo bisogno di misurare la prevalenza ,in termini di prevalenza manometrica , quindi il più vicino possibile alle flange di aspirazione e di scarico A e B inseriremo un manometro differenziale che ci darà con la sua colona la misura della prevalenza manometrica della macchina letta in termini di  $\Delta p/\rho g$  del liquido manometrico.

La prevalenza manometrica come sappiamo è coincidente con la prevalenza della macchina perchè ad essa occorrerebbe aggiungere la prevalenza cinetica data dalla differenza  $c_B^2 - c_A^2 / 2g$ . che è rigorosamente nulla quando i diametri sono gli stessi in mandata e in aspirazione e la densità del liquido è invariata (se si vuole tenere conto di questo contributo occorre nota la portata ricavare le velocità relative ).

La differenza di quota se non è più che trascurabile la si valuta

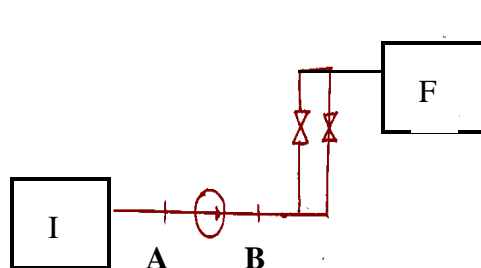
.In fine occorrerà un misuratore di portata che potrà essere a seconda del tipo di macchina un venturimetro, una flangia tarata o altro ancora.

Sé si trattasse di una pompa anziché di un compressore i riferimenti alle condizioni I ed F del fluido saranno presi in corrispondenza dei peli liberi.

Ora per conoscere gli altri punti di funzionamento o per lo meno per individuare alcuni punti di funzionamento della macchina e quindi essere in grado di tracciare per punti la curva

caratteristica ,( punti di equilibrio energetico) , cioè punti nei quali si realizza il bilancio energetico tra il funzionamento della macchina e la richiesta del circuito esterno, sarà necessario far funzionare la macchina su un circuito capace di dare una curva che passa per quel punto .

Per variare la caratteristica del circuito esterno ferma restando la prevalenza utile (quindi la somma della prevalenza manometrica e geodetica delle apparecchiature I e F), variamo le perdite di carico .



Immaginiamo di inserire nel circuito , di regola a valle della macchina e non a monte per non creare depressioni che potrebbero danneggiarla , 2 valvole in parallelo tra loro in maniera che la prima serve per la regolazione grossolana , la seconda per la regolazione fine .

Aumentandone il grado di chiusura , cioè producendo restringimenti di sezione maggiori non facciamo altro che aggiungere resistenze localizzate nel circuito esterno.

In altri termini andiamo ad aumentare la lunghezza equivalente del circuito esterno una volta che esso sia stato ridotto ad un diametro D unico ad esempio il diametro della linea di aspirazione oppure della linea di mandata. Regalando al circuito esterno delle resistenze localizzate addizionali , parzializzando sempre di più la sezione a disposizione del fluido , chiudendo la valvola, otteniamo variazioni progressive della curva caratteristica del circuito esterno e quindi, per ogni posizione della valvola o della coppia di valvole , veniamo a lavorare con perdite di carico del circuito esterno variate. Ad ognuna di queste posizioni corrisponderà quindi una determinata perdita di carico sul circuito esterno , quindi un determinato valore della prevalenza richiesta dal circuito esterno. Per ciascuna posizione della coppia di valvole potremo con i nostri strumenti ricavare la coppia Q,H che ci permetterà di costruire facilmente per punti tutta la curva caratteristica. Nel caso di una pompa qualora non si riuscisse ,anche a valvole completamente aperte quindi con perdite localizzate minime al limite nulle, ad esplorare la zona a destra del diagramma perché non si riesce ad abbassare la curva caratteristica del circuito esterno in maniera soddisfacente si può a quel punto diminuire la prevalenza utile. Nel caso della pompa si va ad innalzare il serbatoio I oppure abbassare il serbatoio F, e allora ecco che a parità di perdite sul circuito esterno si riuscirà ad analizzare il comportamento della macchina su punti caratterizzati da basse prevalenze e da portate elevate.

### **COSTANZA DEL NUMERO DI GIRI**

Frequentemente si utilizza un motore asincrono trifase che come è noto non ruota a giri rigorosamente costanti.

Possiamo operare una correzione non tuttavia del tutto lecita, sia:Q(n) la portata letta con lo strumento di misura ossia quelli veri

Q(n<sub>0</sub>) la portata per i numero di giri nominale n<sub>0</sub>

$$\frac{Q(n)}{Q(n_0)} \cong \frac{n}{n_0} \quad \frac{H(n)}{H(n_0)} \cong \left( \frac{n}{n_0} \right)^2$$

Ciò deriva dalla teoria della similitudine. Tali espressioni sarebbero rigorosamente costanti se fossero rispettate le condizioni imposte da tale teoria