



Appunti universitari
Tesi di laurea
Cartoleria e cancelleria
Stampa file e fotocopie
Print on demand
Rilegature

NUMERO: 2455A

ANNO: 2020

A P P U N T I

STUDENTE: Salvatore - Sergio - Mattia

MATERIA: Appunti di Macchine - Prof. Mittica

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

Modalità d'esame

Il programma è lo stesso tra i due corsi, tanto che gli esami, se stanno lo stesso giorno, sono identici. L'esercitazione comincia la prossima settimana, due squadre, una il martedì pomeriggio. Una il mercoledì mattina. Si deve rispettare quella divisione, in modo che il numero di persone nelle squadre siano gli stessi. Una squadra la farà Ferrari, ed una la farà lui, Mittica. Fare gli esercizi proposti nelle esercitazioni, imparare il metodo di soluzione e capirlo.

Due esercizi, ogni es vale 15 punti. Per sostenere l'orale nella stessa sessione, è necessario che il risultato dello scritto sia almeno pari a 12. Convieni fare prima l'esercizio più veloce.

L'orale è in forma scritta, con domande di cui sviluppare il concetto. La differenza rispetto allo scritto è che c'è un'interazione con l'esaminatore, non è che si consegna e si chiude così. Lui vede via via quello che stiamo scrivendo passando tra i banchi.

A questo punto, nella valutazione finale, si applicano due criteri: il primo è dare o stesso peso allo scritto e orale, il secondo è di dare doppio peso all'orale rispetto allo scritto. Quindi ha due valutazioni e si prende il massimo dei due.

Testi di riferimento non ce ne sono, il riferimento sono degli appunti che verranno messi sul sito. (Lui si occupa delle doppie lauree se vuoi).

Alle esercitazioni si può portare la calcolatrice, i conti si fanno in gruppo. Scrivere sul compito che ti sei reso conto che l'esercizio ha dato un risultato esagerato ma che non hai avuto il tempo di trovare l'errore, ti dà un vantaggio nel giudizio.

Il voto di macchine non si può rifiutare. Significa che se facciamo lo scritto 20, l'orale 25, risultato finale 25, non possiamo rifiutarlo. Possiamo evitare di andare a prendere 25 se conoscendo le regole ci auto valutiamo all'orale e prima che ci dice il voto ci si ritira. Ma dopo che dice il voto non c'è mercato.



MACCHINE



INTRODUZIONE

I compressor di gas sono macchine operatrici che trasferiscono al gas trattato l'energia necessaria per un cambiamento della sua **velocità e/o della sua pressione**.

Essi sono in genere classificati in base al modo in cui la macchina comunica l'energia al gas, e si parla quindi di **turbocompressori** e di **compressori volumetrici**.

Nei **turbocompressori** il lavoro sul fluido viene compiuto dalle forze aerodinamiche che opportune superfici (**pale o palette**) in **moto relativo rispetto al gas esercitano su questo**.

Nei **compressori volumetrici la compressione è ottenuta riducendo il volume di una capacità contenente il gas da comprimere**. Se la variazione del volume della capacità è ottenuta mediante il **moto di uno stantuffo entro un cilindro** si parla di compressor volumetrici **alternativi**; se invece essa è ottenuta con sistemi diversi (capsulismi) si parla di compressor volumetrici **rotativi**.

TURBOPRESSORI

Si parla di compressor di gas, quindi **macchine operatrici** (macchina nella quale è fornita una certa energia dall'esterno che viene trasferita al fluido tramite opportune superfici). L'energia trasferita deve essere convertita normalmente in un **incremento di pressione** oppure di **velocità** od entrambi. Noi parleremo di **compressore** quando l'obiettivo è **aumentare la pressione**, mentre di **ventilatori** quando l'obiettivo è aumentare l'energia cinetica. La differenza tra un turbocompressore ed un compressore volumetrico è che nel turbocompressore c'è l'azione di opportune superfici che prendono il nome di **pale o palette** che scambiano azioni col fluido e quindi vanno a variare il suo stato. Nei compressor volumetrici invece si prende una porzione di fluido, la si separa dall'ambiente di aspirazione e si opera su quest'ultima (si riduce il suo volume, o lo si porta in un altro ambiente con pressione diversa). La macchina volumetrica è una che lavora in condizioni **non stazionarie**, a differenza invece del turbo compressore, il cui flusso si può immaginare come **stazionario**. Il turbocompressore sarà dotato di un ingresso del fluido nella macchina in certe condizioni ed un'uscita in condizioni diverse, quelle desiderate.

Ogni stadio di compressore è costituito da un organo mobile, **girante o rotore**, munito di palette che compiono lavoro sul gas e da un organo fisso, **diffusore**, che raccoglie il gas scaricato dalla girante e converte in energia di pressione la maggior parte dell'energia cinetica posseduta dal gas. La girante può essere preceduta da una palettatura fissa, detta **predistributore o pregirante**, avente il compito di impartire al gas la velocità necessaria (sia in modulo che direzione), eventualmente anche facendogli subire un'espansione.

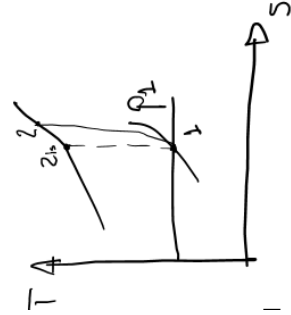
Il diffusore può anche essere seguito o sostituito da uno o più **raddrizzatori**, aventi il compito di **variare la direzione delle velocità assoluta del gas lasciandone il modulo pressoché inalterato**.

Il singolo stadio può essere considerato come **adiabatico** (per elevati numeri di *reynolds* e relativamente modeste temperature della corrente, non ci sono scambi di calore tra il fluido e le pareti della macchina, a meno che il compressore non sia munito di refrigeratori).

Esistono i **turbocompressori radiali** (quasi unicamente centrifughi), **turbocompressori assiali** e **turbocompressori diagonali**, o **misti**, a seconda che le traiettorie del gas nella girante si svolgano (*OSS MIA: rispettivamente*) prevalentemente su piani normali all'asse di rotazione della girante stessa, cilindri, o coni coassiali all'asse di rotazione.

Possono essere ad un solo stadio (**monostadio**) o a più stadi (compressori **pluristadio**, più comuni nei turbocompressori assiali). I compressor centrifughi pluristadio sono anche detti **pluricellulari**.

Si utilizzano diagrammi termodinamici per rappresentare quanto succede. Spesso si usa il diagramma T-s, così come il p-v. L'isobara iniziale è quella nelle condizioni ambiente, a pressione p1; quella dell'ambiente di mandata invece è a pressione p2. Potrà individuare lo stato iniziale del fluido mediante un'altra grandezza (infatti la sola pressione p1 non può definire uno stato), come ad esempio la temperatura, la densità del fluido od il suo livello di entropia. Noi definiamo la temperatura ed individuamo dunque lo stato 1. Per passare da uno stato 1 ad uno stato 2 bisogna andare a vedere che tipo di trasformazione viene seguita.



Vedremo adesso il **rendimento politropico di compressione (o idraulico)**. Per valutarlo, scriveremo un'altra forma del principio di conservazione dell'energia, detto in forma meccanica, che sarà:

$$L_i = \int_1^2 v dp + \Delta E_c + \Delta E_g + L_w$$

$$L_i = \int_1^2 v dp + \Delta E_c + \Delta E_g \rightarrow \text{politropico privo di perdite}$$

Supponiamo di poter effettuare la trasformazione tra lo stato 1 e 2 tramite una politropica priva di perdite. In questo modo possiamo ottenere il termine Lip.

Si vede che la differenza tra L_i e L_{ip} senza perdite sta solo nel termine L_w , ossia il lavoro delle resistenze passive. Quindi posso scrivere, dalla prima espressione $\int_1^2 v dp = L_i - L_w$, e dunque, confrontandola con la seconda $L_{ip} = L_i - L_w$, da cui segue:

$$\eta_{yc} = \frac{L_{ip}}{L_i} = \frac{L_i - L_w}{L_i} \rightarrow \text{rendim. idraulico di compressione}$$

Per sviluppare ulteriormente bisogna valutare l'integrale vdp. Considerando che vale $v \cdot m dp = \text{cost}$, si può sviluppare l'integrale ma si omettono i passaggi:

$$\int_1^2 v dp = \frac{m}{m-1} p T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) = L_i - L_w = L_{ip}$$

(OSS: stiamo parlando di macchine operatrici, quindi L_i è il lavoro eseguito dalla macchina sul fluido, e pertanto quest'espressione vale soltanto per queste ultime. Per una macchina motrice invece cambiano i segni. Infatti, una macchina operatrice aumenta le pressioni, quindi il dp è positivo, una motrice invece lo espande, ed il dp dovrebbe avere un meno davanti. Volendo si può scrivere anche sempre la stessa espressione, ma poi dovremmo aspettarci dei segni negativi sui risultati quando stiamo utilizzando l'espressione inopportuna per il caso (ma a lui non piace molto)).

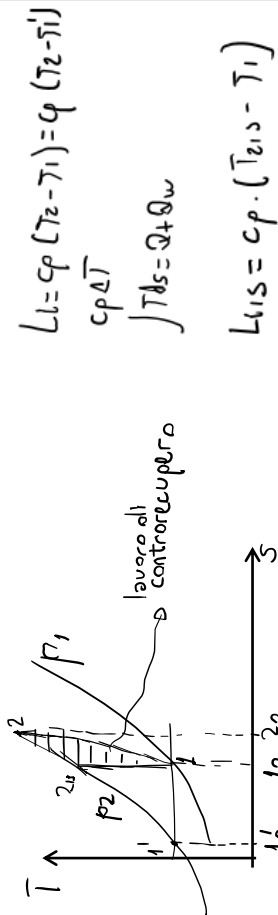
$$\eta_{yc} = \frac{\frac{m}{m-1} p T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)}{\frac{k}{h-1} p T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)} = \frac{m}{m-1} \frac{k-1}{k}$$

oss: $\left(L_i = c_p T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) \right)$

Questo vale se non c'è variazione di Ec. Si vede come il **rendimento idraulico di un turbocompressore dipenda soltanto da m e da k, non dal beta (salvo variazioni di Ec)**.

Se dovessi considerare il $c_p \Delta T$ da solo, esso rappresenterebbe una quantità di calore fornita a pressione costante per ottenere un incremento di temperatura ΔT . Il lavoro L_i è proprio pari a tale quantità di calore.

Nel diagramma T-s posso rappresentare le quantità di calore, e dunque sia L_i che L_{is} (Dal secondo principio della termodinamica $\int T ds = Q + Q_w$, dove Q_w è il calore che viene fuori dalle resistenze passive, che molto spesso per noi sarà un L_w . Quel Q_w potrebbe anche contenere un L_w chimico, non solo un L_w dovuto alle irreversibilità del fluido)



Poiché considero un'isobara di riferimento priva di perdite:

$$\int_1^2 T ds = c_p (T_2 - T_1) = A_{area} \text{ sotto } 1-2$$

$$L_i = A_{area} \text{ sotto } 1-2-3-4$$

$$L_{is} = A_{area} \text{ sotto } 1-2-3-4 - L_w$$

$$L_w = A_{area} \text{ sotto } 3-4$$

$$L_{ip} = L_i - L_w = A_{area} \text{ sotto } 1-2-3-4 - L_w > L_{is}$$

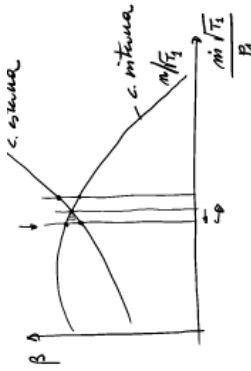
La conclusione è che il rendimento:

$$\eta_{yc} > \eta_c \text{ INFATTI}$$

$$\eta_{yc} = \frac{L_{ip}}{L_i} \quad \eta_c = \frac{L_{is}}{L_i}$$

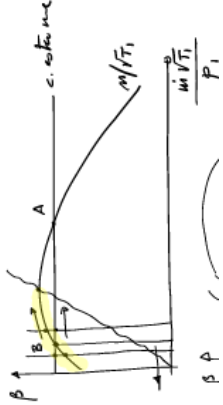
(OSS: come già noto nel corso di SEIMAFI, il lavoro di compressione è più grande di quello isoentropico non soltanto per la L_w , ma anche per il lavoro di controrecupero)

LAVORO MINIMO DI COMPRESSIONE



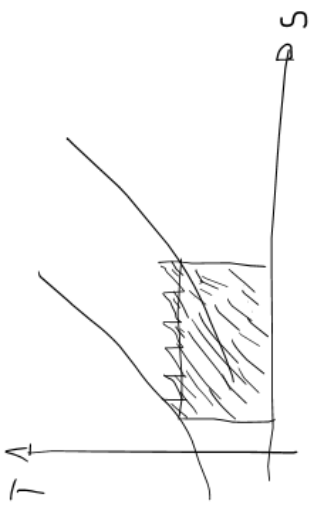
Non tutta questa caratteristica è utilizzabile perché bisogna parlare di **funzionamento stabile e funzionamento instabile**. Solitamente, nella caratteristica esterna il **rapporto manometrico beta richiesto aumenta all'aumentare della portata nella caratteristica dell'utenza**. Invece, la caratteristica del compressore viene detta caratteristica esterna. Il **punto di funzionamento** sarà dato dall'intersezione tra la caratteristica interna del compressore e la caratteristica esterna del circuito.

Supponiamo che per qualche motivo ci sia una variazione del punto di funzionamento, anche per un istante, e che si sposti verso sinistra. Il compressore mi darebbe un beta superiore a quello richiesto dall'utenza. Se la corrente ha un livello di pressione superiore rispetto a quello che riesce a smaltire l'utenza, il flusso viene accelerato e dunque la portata tende ad aumentare, ossia ad andare verso destra. Via via diminuisce la differenza tra il beta richiesto e quello fornito e si ritorna alla condizione iniziale. Se invece mi dovessi, analogamente, spostare a destra, il flusso rallenta, e quindi la portata tende a diminuire, dunque torna indietro, alla condizione iniziale. Pertanto, quel punto di funzionamento è stabile, questo perché in quel punto la pendenza della caratteristica esterna è superiore a quella della caratteristica interna.



Molto spesso, sul circuito esterno, sono presenti delle capacità, che soprattutto in condizioni dinamiche (cioè spostamento dal punto di equilibrio) fanno in modo che sia consentita variazione di portata senza un' apprezzabile variazione di pressione al loro interno. Ciò si traduce in una **caratteristica esterna orizzontale**, tipico di una capacità infinita (OSS MIA: *La capacità, se non ho capito male, è una sorta di bomboletta in cui il gas entra. Perché infinita? Forse perché man mano che si riempie, una capacità reale aumenta la sua pressione, dunque per introdurre altro gas è necessario che questo sia prima compresso ulteriormente. Se ovviamente la capacità è infinita, non si riempirà mai, dunque la pressione al suo interno non aumenta.*)

Se considero una caratteristica esterna orizzontale, in A il funzionamento è stabile, in B invece succede un'altra cosa. In B infatti è instabile, dato che la **pendenza della caratteristica esterna è minore di quella della caratteristica interna**. Infatti, se vado, dal punto B ad una portata più bassa, ciò che fornisce il compressore è minore della beta richiesta dall'utenza, quindi il flusso viene rallentato ulteriormente, tanto che vado nella zona negativa: Ciò significa che la direzione di scorrimento del flusso si inverte, e quindi dalla macchina passa dall'ambiente esterno invece che il contrario. In realtà poi il flusso re inverte il suo verso e ritorna nella macchina (per l'andamento della caratteristica che non vediamo, nella zona negativa) ma ciò



Noi abbiamo considerato che nel passaggio da 2' ad 1' non vi fossero perdite. In realtà anche lo scambiatore di calore ha delle perdite, quindi la pressione p2 potrebbe anche essere più bassa nel punto 2'. In particolare, più scambiatori di calore implicano anche più perdite. Quindi bisogna trovare il giusto compromesso (oltre che con la complicazione del sistema).

OSS: *Come si dimostra la relazione delle beta? Supponiamo che in tutti gli stadi la compressione avvenga con la stessa legge (politropica di esponente m) e che in tutti il lavoro delle resistenze passive Lw sia la stessa frazione alpha dell'integrale integral v dp e che tutti gli inter-refrigeratori riportino la temperatura del gas allo stesso valore T1. Allora il lavoro totale richiesto è (considerato il 1 ptd in forma meccanica):*

$$L_i = (1 + \alpha) \sum_{i=1}^z \int_{p_i}^{p_{i+1}} v dp = (1 + \alpha) \frac{m}{m-1} RT_1 \left[\sum_{i=1}^z \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{m-1}{m}} - z \cdot 1 \right]$$

Per rendere minimo Li basta rendere minima la somma dei rapporti p_{i+1}/p_i , il cui prodotto è pari al rapporto di compressione complessivo β , costante al variare delle pressioni dei diversi stadi considerate.

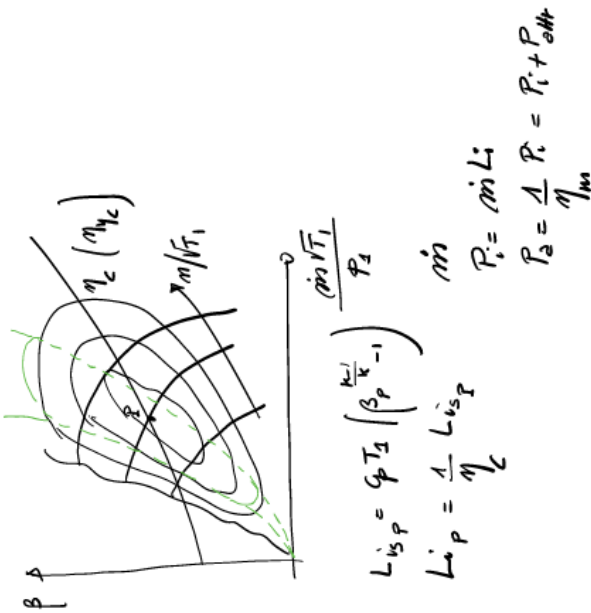
Analogamente a quanto detto a p.71 di MAFI, seppure in un altro contesto, questo si verifica quando i rapporti di compressione sono tutti uguali fra loro (noi lo abbiamo fatto per due beta a quella pagina, per più beta è complicato da dimostrare) (puoi giungere alla stessa conclusione utilizzando la relazione a p.21 dell'introduzione di seinrafi, ma con una forma diversa e forse più elegante).

In questo caso, il lavoro delle pressioni è lo stesso in tutti gli stadi, sono uguali anche le quantità di calore da sottrarre nei vari refrigeratori e le temperature massime in ogni stadio.

PUNTO DI FUNZIONAMENTO DI UN COMPRESSORE

Perché si parla di punto di funzionamento? La macchina è in grado di fornire una certa portata di fluido, con caratteristiche all'uscita che dipendono dalla portata stessa e dalle condizioni di funzionamento della macchina. Tutto ciò è nella **caratteristica manometrica** della compressione. Esso è un grafico che riporta il **rapporto manometrico di compressione in funzione della portata corretta**. In realtà la vera espressione della portata corretta è un po' più complicata. Se per il momento lo rappresentiamo per la singola macchina, e non pensiamo di estendere questi risultati per macchine che siano geometricamente simili e che lavorino in condizioni di similitudine fluidodinamica (OSS MIA: p.33 di MAFI, i due foglietti accanto alla pagina, per capire come si fa), la portata corretta è quella indicata sul grafico. Tale grafico mi consentirà di usare quei valori indipendentemente dalle condizioni iniziali del fluido da cui sono stati ricavati i valori stessi. La caratteristica ha questo andamento:

CARATTERISTICA MANOMETRICA (riepilogo ed esempio di funzionamento)



Si potrebbe verificare che se il flusso fosse esattamente ideale ed unidimensionale, le curve isorendimento idraulico, dovrebbero essere delle parabole per l'origine (come evidenziato in verde). In realtà, bisogna tener conto che soprattutto per beta molto bassi, la realtà si discosta molto dalla teoria unidimensionale. In particolare, per ciascun rendimento, bisogna immaginare due parabole possibili. Nel caso reale queste due parabole si chiudono e realizzano le curve isorendimento che abbiamo visto. Supponiamo di trovare un punto di funzionamento su questo diagramma. Si può immediatamente risalire alla potenza interna, grazie alle formule sopra. Avere a disposizione la caratteristica di un compressore, data l'utenza, ci permette di poter determinare dove questo funziona, con quale potenza e con quale portata. In generale le caratteristiche che ci interessano quando compriamo un compressore sono la **portata e la beta realizzabile con quella portata, la potenza viene di conseguenza e non è il dato principale.**

Quindi non sceglieremo il compressore in base alla potenza che vogliamo spendere. Ciò che però ci interessa è la potenza assorbita. Per la potenza assorbita entra in gioco il rendimento meccanico, oppure bisogna considerare separatamente la potenza persa per attrito, come nelle formule sopra.

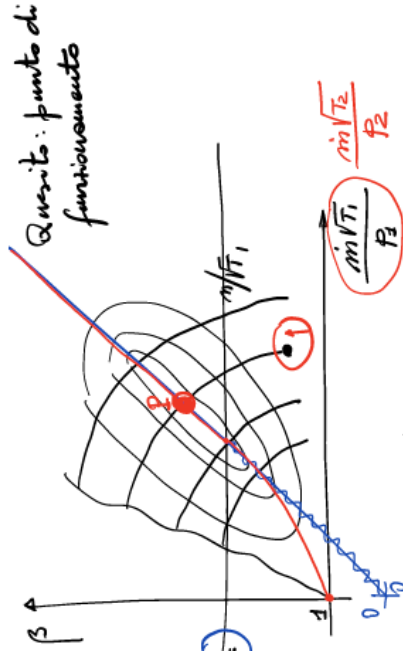
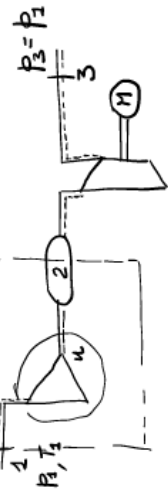
Esempio di funzionamento:

Abbiamo un ugello (il triangolino) collegato con l'ambiente esterno (condizione 1) di cui è noto lo stato. Poi, dopo la sezione di uscita, una capacità indicata con 2. Dopo la capacità si trova un turbocompressore, azionato da un motore, che scaricherà nell'ambiente p3=p1. Data la caratteristica manometrica, trovare il punto di funzionamento.

Sostanzialmente il compressore comprime, ma se scarica alla pressione ambiente significa che l'alimentazione del compressore è in depressione (rispetto alla p1). Infatti, il flusso, prima di entrare nel compressore passa attraverso un ugello convergente, che introduce un'espansione. Quindi il compressore gira, crea una depressione che tira l'aria; L'ugello si comporterà in un certo modo che vedremo.

Si ricorda dalla gasdinamica che esistono due condizioni di ugello: Critico e Subcritico.

Esempio di punto di funzionamento



(OSS: l'asse delle ascisse indica l'espressione in rosso, non quella in nero perché potrebbe essere fuorviante con i numeri assegnati alle varie parti del circuito, infatti la caratteristica tratta le condizioni di ingresso nel compressore, non nel circuito)

“un ugello è critico se fissate le condizioni di monte, è fissata la portata”.

In altre parole, **l'ugello è critico se per date condizioni di monte la portata non varia per qualsiasi variazione delle condizioni di valle.**

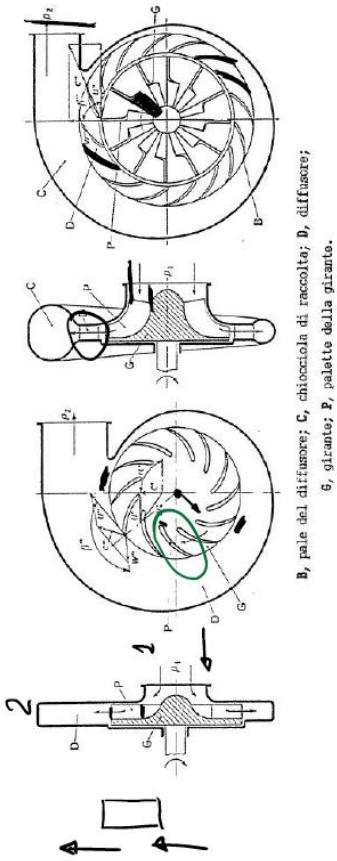
Noi dobbiamo individuare la legge della caratteristica esterna, rappresentarla, ed individuare il punto di funzionamento. Stiamo vedendo una situazione stazionaria, dunque la portata sarà la stessa in ogni punto del sistema. Allora dovremo esprimere la portata che passa attraverso l'ugello. Se vado a vedere l'espressione della portata, l'area dell'ugello è un dato, la densità invece dipende da cosa sta avvenendo nell'ugello, e non è nota. Allo stesso modo anche la velocità non è nota. Bisognerebbe esprimere la densità e la velocità come funzione delle condizioni del fluido nell'ugello. **Supponiamo che l'ugello sia critico e adattato.** La condizione di criticità è:

$$\dot{m} = A_u \frac{p_1}{\sqrt{RT_1}} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

Vale per un ugello critico

Se noi consideriamo il volume di controllo segnato, possiamo applicarvi la conservazione dell'energia e ricavare che dato che non ci sono parti mobili in movimento tra 1 e 2 e che l'ugello è adiabatico, l'entalpia

Geometrie TC centrifugo



B, pale del diffusore; C, chiodi di raccolta; D, diffusore; E, girante; G, palette della girante.

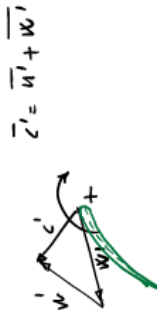
La prima immagine a sinistra mostra un turbocompressore in vista laterale, immediatamente a destra la sua rappresentazione in pianta. La seconda coppia di immagini invece rappresenta un altro turbocompressore, di nuovo, lateralmente ed in pianta.

Una volta entrato nella girante, il fluido si divide in modo simmetrico per tutta la circonferenza, entra nella palettatura ed esce radialmente, quindi si tratta di una macchina centrifuga.

Analizziamo dapprima il turbocompressore a sinistra. Il fluido entra dal centro, se vediamo il turbocompressore in pianta; Più in particolare, esso incontra la pala quando già sarà diretto in maniera del tutto radiale.

Si indica con 1 l'ingresso nella girante e con 2 l'uscita dalla girante.

Se c'è un diffusore (palettato o meno) l'uscita girante coincide con l'ingresso diffusore.



Indichiamo con la solita nomenclatura le velocità:

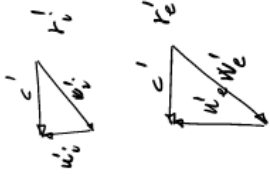
- c: velocità assoluta
- u: velocità periferica
- w: velocità relativa

Dopo la girante, nella figura, non c'è altra palettatura, ossia ci sarà un elemento di raccolta che si comporta come un **diffusore non palettato**. Via via che il fluido fuoriesce si sposta radialmente ma avrà anche una componente di **velocità tangenziale**. Spostandosi radialmente la sezione di passaggio del fluido aumenta (OSS: Ricorda che la sezione di passaggio del fluido è $\pi D^2 \frac{L}{4}$ con L lo spessore della sezione di passaggio), e quindi si ha una **diffusione**: si riduce l'energia cinetica ed aumenta la pressione.

L'altro turbocompressore differisce dal primo perché c'è un **diffusore palettato** e la girante ha un ingresso assiale ed uscita radiale anziché, come nel caso precedente, un **ingresso radiale ed uscita radiale**.

Il tratto sulla parte più vicina al centro delle pale, evidenziato in nero, indica un risvolto della palettatura per far sì che si riducano le perdite per urto, infatti in tal modo la velocità relativa sarà quanto più tangente

possibile alla linea media del profilo in corrispondenza del bordo di attacco.



In alto si può vedere il triangolo di velocità a raggio interno; immediatamente in basso invece c'è il triangolo di velocità a raggio esterno (sempre in ingresso girante). Si nota come l'angolo di w_e rispetto a c' sia maggiore rispetto a quello formato da w_i . La tangente alla linea media, in ciascuna posizione radiale del bordo di attacco, dovrà quanto più possibilmente essere parallela a $w(r)$, da cui nasce la forma svergolata della pala. (OSS MIA: Questo problema non si poneva nel caso precedente, poiché, essendo l'ingresso radiale, la velocità periferica sarà circa la stessa su qualsiasi linea del bordo di attacco si vada a considerare, segue ovviamente un comportamento approssimativamente a flusso unidimensionale)

Subito dopo la girante c'è il diffusore, che in pianta è rappresentato dalla palettatura più esterna.

La velocità assoluta in uscita dalla girante nelle condizioni nominali, c'' , deve avere la **direzione tangente alla linea media della pala del diffusore sul bordo d'attacco**, per evitare urti.



Sopra il triangolo di velocità in uscita dalla girante, sotto una rappresentazione schematica della pala del diffusore.

REGOLAZIONE DI UN TURBOCOMPRESSORE

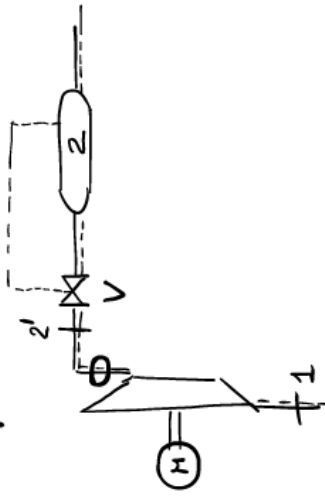
Cosa significa regolare? Significa cercare un altro punto di funzionamento della macchina in modo da soddisfare la richiesta dell'utenza, che rappresenterà una condizione nominale cambiata.

Infatti, come abbiamo già detto, se l'utenza desidera un'altra portata rispetto a quella richiesta precedentemente, a seconda della forma della caratteristica esterna, il punto di intersezione con la caratteristica interna cambia. Quindi il turbocompressore deve andare a seguire queste esigenze variabili.

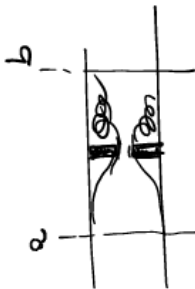
Noi ci metteremo in un caso particolare di regolazione, ossia supponiamo che l'utenza desideri, al variare della portata richiesta, sempre la stessa pressione alla mandata. In realtà è un caso particolare ma ne esistono anche altri.

Allora valutiamo i metodi possibili.

Regolazione per laminazione alla mandata:



La regolazione avviene intervenendo sulla **valvola di regolazione**, che altro non sarebbe che una **strozzatura** variabile, che mi fornisce la possibilità di cambiare la sezione retta del condotto di uscita e dunque **ridurre la sezione di passaggio**. Ciò comporta una caduta di pressione.



Sostanzialmente, nella sezione b, al passaggio del fluido si creano dei vortici, che introducono delle perdite della velocità che avevo acquistato nella sezione ristretta. Quindi complessivamente, l'effetto sarà quello della riduzione della pressione del fluido, tra la sezione a e la sezione b (ossia: **la pressione si trasforma in energia cinetica ulteriore** => tale energia cinetica viene persa per via dei vortici, l'effetto complessivo è dunque perdita di pressione).

Dunque, applicando il 1° p.d tra le sezioni a e b ricavò che:

$$\rho + \frac{\rho}{2} v^2 = \Delta h + \Delta E_c = \Delta h^0$$

$$h_a^0 = h_b^0$$

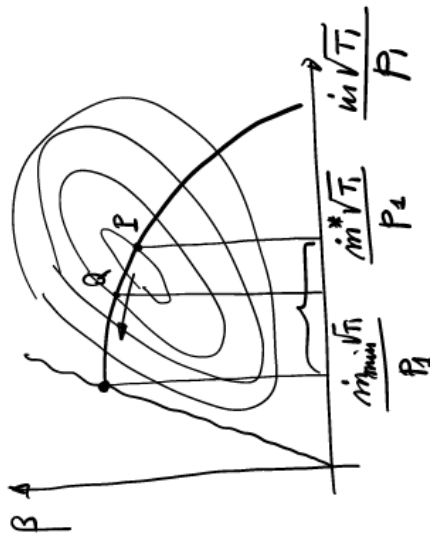
$$p_b^0 < p_a^0$$

Si conserva l'entalpia totale, ma se l'energia cinetica in a e in b è la stessa o quasi la stessa, allora significa che è conservata anche l'entalpia statica (ricorda che $h^0 = h + \frac{c^2}{2}$). In tal caso, sicuramente avrà la stessa temperatura ($\Delta h = c_p \Delta T = 0$), però il livello di pressione è diverso, quindi la pressione totale in realtà si riduce. (Ricorda che la pressione totale sarà $\frac{p_2^0}{p_1^0} = e^{-\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$, e dato che ci sono perdite, ci sarà un incremento

di entropia. Inoltre, sapendo che in generale vale $\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$, ma che la temperatura totale e la

temperatura statica si conservano, allora segue che $\frac{p_2^0}{p_1^0} = \frac{p_2}{p_1}$. Quindi non soltanto la pressione totale ma anche la pressione statica diminuisce).

Se nella capacità la p aumenta, allora arriverà il comando alla valvola di laminazione, che andrà a strozzare il flusso.



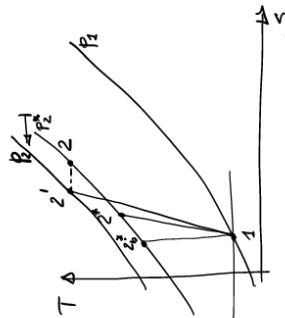
In questa regolazione il numero di giri è costante, quindi **considero una sola curva**. Con questa regolazione, le condizioni in 1 non cambiano. Introducendo una valvola di laminazione vuol dire introdurre nel circuito esterno una perdita ulteriore, quindi, confrontando la **caratteristica esterna** con quella che si avrebbe in condizioni di valvola aperta, **essa** **incrementerà rispetto alla portata che passa** (ossia: **aumenterà la pendenza**).

Ciò significa che se noi vogliamo lavorare con una certa frazione di m^* , tra 0 ed 1, allora la portata minima è quella che mi fa arrivare allo stallo di pompaggio. Infatti, il punto di funzionamento non può che muoversi sulla caratteristica interna.

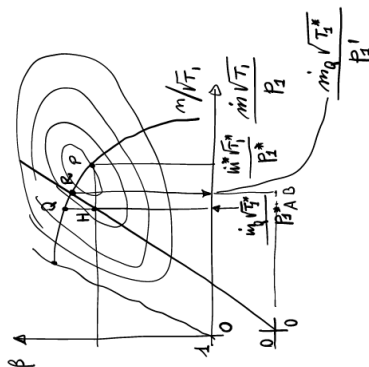
Individuo dunque una m^*_{min} .

(Ovviamente una valvola di laminazione non può farmi incrementare la portata rispetto alla condizione di massima apertura, quindi è per questo che si parla di frazioni di portata di progetto). Si vede che il beta aumenta se si riduce la portata da erogare. Ciò significa che la pressione di uscita aumenterà, poi sarà compito della valvola ridurre la pressione al livello dell'utenza richiesto.

Ciò significa che ci sarà una nuova isobara nel diagramma T-s:



Lo schema è identico a prima fuorché per la posizione della valvola di laminazione.



(oss. Spesso per l'utilizzo del grafico delle caratteristiche non si parte dalla portata uguale a zero, ma si parte da quella minima, ed il beta parte da 1).

Di novo non cambieremo il numero di giri e quindi considereremo una sola curva. Intervenire su questa valvola di laminazione significa cambiare la caratteristica esterna del circuito, in particolare a parità di portata mandata aumentare la pressione richiesta (OSS MIA: come nel caso precedente d'altro canto).

Però in questo caso c'è un problema in più. Sull'asse orizzontale della caratteristica manometrica c'è $\frac{m\sqrt{T_1}}{P_1}$, termine che si riferisce alle grandezze in ingresso nel compressore, dunque in uscita dalla valvola. Come si può intuire, le condizioni all'ingresso del compressore cambiano al variare del grado di apertura della valvola.

Sappiamo che la temperatura totale si conserva nella laminazione, per quanto visto all'inizio della lezione. Possiamo dire che, dal momento che l'energia cinetica in 1 ed 1' sono confrontabili, allora $T_1^* = T_1 \approx T_1'$. Mentre invece la pressione p1' sarà diversa dalla p1. Si può dimostrare che nel caso di regolazione con utenza che richieda pressione di mandata costante, una costruzione grafica ci dà il nuovo punto di funzionamento.

Supponiamo che \dot{m}_Q sia una certa percentuale di \dot{m}_P .

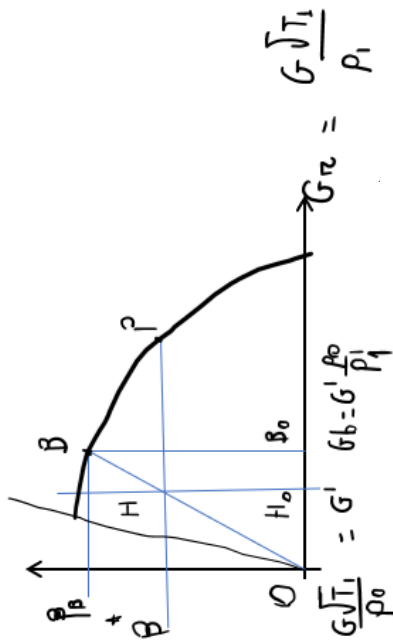
-Si rimpорта una nuova portata corretta $\frac{\dot{m}_Q\sqrt{T_1}}{P_1}$, come in figura sopra, sul diagramma manometrico, e si individua il punto Q.

-Dal punto P si considera un orizzontale. Mandando una verticale per Q, si trova H.

-Dall'origine degli assi 0-0 si manda una retta passante per H e si individua un punto per la caratteristica interna, detto R.

Si può dimostrare che il vero valore della portata corretta sarà quello dato dal punto R, ossia $\frac{\dot{m}_Q\sqrt{T_1}}{P_1}$ (la dimostrazione rigorosa della validità di tale costruzione geometrica, con il diagramma delle pressioni e temperature di riferimento, la trovi sul quaderno di SEIMAFI a pag.33r di SEI, qui propongo una dimostrazione più semplice).

(OSS MIA: DIMOSTRAZIONE



Se non ci fosse la valvola prima dell'aspirazione, ma fossimo comunque fuori dalle condizioni di progetto (per qualche ragione), allora l'asse delle ascisse è in funzione della temperatura e della pressione ambiente (chiamamola p0), e l'unica cosa che cambia è la portata massica, che sarà G. In tal caso la portata corretta che permette al compressore di aspirare una portata pari a G, la chiameremo G', ossia $G' = \frac{G\sqrt{T_1}}{P_0}$.

Se invece dovessi essere fuori dalle condizioni di progetto perché ho inserito la valvola, ma volessi erogare la stessa portata G vista prima, allora la pressione in aspirazione sarebbe diversa rispetto alla p0, in particolare questa sarebbe p1' (la temperatura non cambia rispetto al caso senza valvola, poiché la laminazione abbiamo visto essere isoterma). Quindi dovrei entrare nel diagramma con $\frac{G\sqrt{T_1}}{P_1}$, ma tale quantità è pari a $\frac{G\sqrt{T_1}}{P_0} \frac{P_0}{P_1} = G' \frac{P_0}{P_1}$.

Adesso, sul diagramma abbiamo detto che quella Gb trovata geometricamente corrisponde proprio a $G' \frac{P_0}{P_1}$, ma per quale ragione?

Considerando le somiglianze dei triangoli sul diagramma:

$$\frac{BB_0}{HH_0} = \frac{OB_0}{OH_0}$$

Ossia deve essere verificato che (non sapendo ancora cosa sia Gb)

$$\frac{\beta_B}{\beta^*} = \frac{G_B}{G'}$$

Se la regolazione è fatta adeguatamente, qualsiasi sia il punto di funzionamento considerato, la pressione in uscita non cambia (sia nel caso in cui metto la valvola di laminazione che nel caso in cui non la metta), ossia deve essere verificato che (così come in qualsiasi altro punto della caratteristica):

$$\beta_B P_1 = \beta^* P_0$$

Detta p1' la pressione di aspirazione che si ha quando si lavora nel punto B con la portata G e la temperatura T1.

Segue che, unendo l'ultima relazione con la penultima,

$$G_b = G' \frac{P_0}{P_1}$$

e pertanto, considerando il discorso fatto all'inizio di questa dimostrazione, è dimostrato che in questa costruzione grafica, Gb altro non sarebbe che la portata corretta con cui entrare nel diagramma nel caso in cui sia presente una valvola prima del compressore e nel caso in cui volessimo erogare una portata massica

Dopodiché se andiamo a trattare un gas o costoso o pericoloso non lo si può rimettere nell'ambiente, quindi **va fatto ricircolare**: va fatto un collegamento come in figura. Ciò non va bene dal punto di vista del lavoro, perché

$$L_i = q_p T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

e se facciamo la congiunzione, la temperatura di ingresso nel compressore aumenta progressivamente (fieni conto che la laminazione, come sempre, è isoterma). Infatti, il gas che viene reimesso in circolazione sarà ad una temperatura T2 più alta della temperatura dell'ambiente esterno T1, da cui segue che la temperatura in ingresso nel compressore sarà più alta. Succederà questo, ci sarà una miscelazione del gas in ingresso con il gas reimesso:

$$T_3 = \frac{a m T_1 + T_2 \Delta m}{m + \Delta m}$$

$$\frac{L_i}{L_i^*} = \frac{m}{m + \Delta m}$$

(OSS MIA: e man mano che T1' aumenta, aumenterà sicuramente anche T2 col tempo e diventa un circolo vizioso. Per capirlo meglio, ricorda che in una compressione politropica vale $\beta = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{m}{m-1}}$)
 Ciò si traduce in un progressivo aumento di lavoro (OSS MIA: e anche un pericoloso aumento di temperatura nelle tubature). Dato che T1 aumenta, se andiamo sulla caratteristica, vediamo che ci sposteremo sempre di più verso sinistra. Inoltre, all'aumentare della T1, cambia anche il rapporto $\frac{n}{\sqrt{T_1}}$, quindi cambierà la curva di caratteristica interna considerata.

Se ovviamo a questi due problemi, il compressore, almeno, in seguito a regolazione, lavorerà sempre sullo stesso punto sulla caratteristica, sia se dovessimo espellere parte della portata, sia se non lo dovessimo fare. Infatti, la portata che attraverserebbe la macchina sarebbe la stessa, così come la temperatura e la pressione in ingresso.

Il fatto che sto buttando via dell'aria su cui ho eseguito del lavoro avrà ovviamente delle **conseguenze sul rendimento**. Tuttavia, di solito si giunge a questa soluzione se le altre non ci danno un rendimento soddisfacente.

Per quanto riguarda il rendimento, è vero che sto lavorando sempre sullo stesso punto del diagramma della caratteristica, ma in realtà, il lavoro L_i' , ossa il **lavoro all'unità di massa effettivamente mandata all'utenza** è più grande rispetto alle condizioni di progetto (infatti l'utenza vede la medesima potenza utilizzata dal compressore ma al contempo gli arriva una portata massica più bassa).

Ne risente direttamente $\eta_{C,pr}$, nonostante il rendimento isentropico del compressore rimanga lo stesso.

Regolazione per variazione dell'angolo di calettamento:

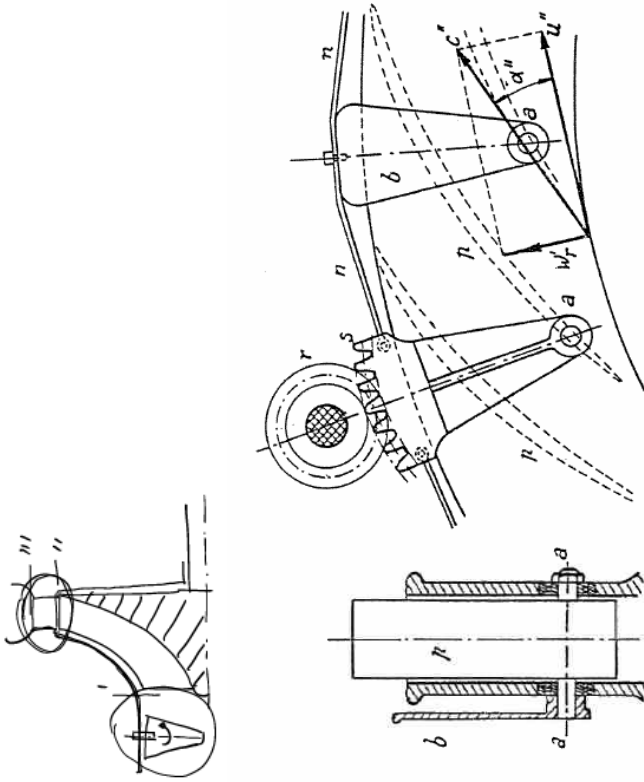


Fig. 43

Ma il calettamento di quale palettatura? Potremmo avere una pregirante che ha la funzione di deflettere la corrente che si avrebbe senza la sua presenza.

Per come è configurata la macchina, le pale della girante non possono essere variate in orientazione (questo è possibile soltanto nei ventilatori assiali, con poche e grandi pale).

Si può variare il calettamento **delle pale del diffusore** (figura 43), oppure si può mettere **una palettatura prima della girante** e variarne l'angolo di calettamento.

Al variare della portata può variare l'angolo di calettamento, ed in tal modo cambia la caratteristica manometrica del compressore.

Quindi abbiamo a che fare con un'utenza che ha una sua caratteristica esterna, se il compressore cambia caratteristica interna, allora cambia anche il punto di funzionamento.

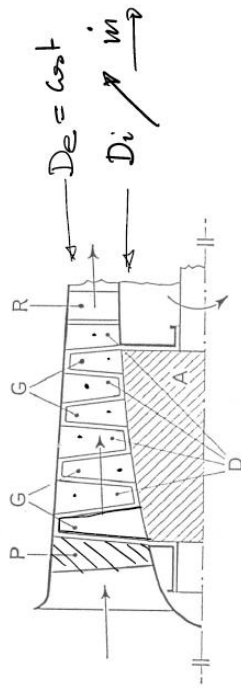
In questi casi si ottengono delle **regolazioni relativamente buone**.

Analizziamo la figura 43, che riporta il **meccanismo Brown-Boveri**. La palettatura del diffusore è tratteggiata. Sostanzialmente, sulle varie palette c'è un perno (che sarà il loro asse di rotazione) che è controllato da un braccio (indicato con b), e c'è un nastro n che collega tutti quanti i braccetti. Uno di questi braccetti è dotato di un settore dentato, su cui ingrana un rocchetto. Allora, azionando quel rocchetto, avviene la rotazione del braccio collegato al settore dentato; si sposta anche il nastro e quindi si spostano tutti i braccetti. Tutte quante le palette del diffusore quindi ruotano.
 Ma qual è il vantaggio?

caratteristica interna cambia, ed in particolare si sposta più a sinistra. Inoltre, diminuisce anche la portata corretta, in quanto

$$\left[\frac{\dot{m} \sqrt{T_1}}{P_1} \right]_{II} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{11}}}{P_{11}} \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k} \gamma} < \left[\frac{\dot{m} \sqrt{T_1}}{P_1} \right]_I$$

COMPRESSORI ASSIALI



A, rotore; D, palelettatore dei diffusori; G, palelettature delle giranti; P, pre-distributore; R, postdistributore.

Fig. 48

E' abbastanza difficile che un compressore assiale sia monostadio, inoltre il beta di un monostadio assiale è tra 1.3 ed 1.5, molto ridotto rispetto al turbocompressore centrifugo.

Ma allora che senso ha? Lo si usa perché **le portate di un turbocompressore assiale sono molto più grandi di un centrifugo.**

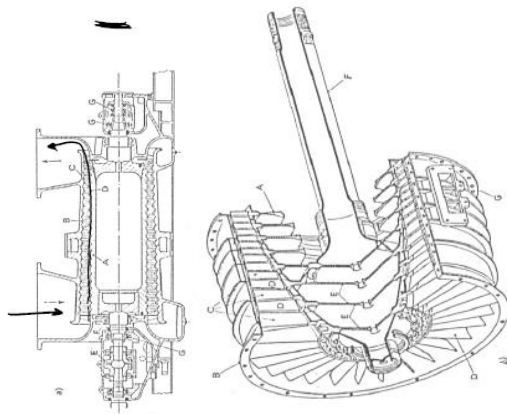
Negli impianti di turbina a gas ad esempio abbiamo a che fare con turbocompressori assiali. Infatti, le portate dell'ordine di 200 kg/s sono relativamente grandi se vogliamo ottenere una beta di un certo tipo. Sono macchine adatte a lavorare con grandi portate. Dal momento che però lavorano con beta bassi, ci vogliono più stadi, sul testo si parla di un beta al massimo di 1.3, anche se con i nuovi turbocompressori siamo arrivati a beta anche più grandi.

In una **macchina multistadio il beta è dato dal prodotto dei beta singoli.**

Il singolo stadio è fatto da girante + diffusore (D in figura). In questo caso però abbiamo due serie in più: una **pregirante** (indicata con P) ed una **palelettatura fissa** (indicata con R).

La prima sostanzialmente deflette la corrente rispetto alla direzione assiale, in modo che la prima palelettatura mobile riceva il flusso con una direzione che, pur non essendo assiale, è favorevole. Le palette della girante successive al primo stadio non ricevono praticamente mai il flusso nella direzione assiale, quindi per avere, dal punto di vista costruttivo, qualcosa di simile, tenendo anche presente che la deflessione delle pale di un compressore assiale è ridotta, e ciò è un problema di distacco della vena fluida, ecco che una girante è quasi sempre necessaria.

Finito il compressore può essere presente una palelettatura fissa, di nuovo, ossia uno **stadio raddrizzatore** (o addirittura due), necessario ad avere in uscita una velocità assoluta assiale (infatti, in genere, alla fine di una macchina del genere può esserci un combustore e questo non vorrà mai in ingresso un flusso con componenti tangenziali).



a) compressore assiale di tipo industriale con rotore a tamburo: A, rotore; D, distributore; R, palelettatura fissa; E, girante; F, tamburo; G, ingreffi. b) compressore assiale a cota sbalzi di tipo aeronautico con rotore a dischi: A, rotore; B, ingreffi; C, palette dei diffusori; D, palette delle giranti; E, dischi; F, albero; G, primo perquisimento d'aria.

Fig. 49

La portata che passa attraverso ogni singolo stadio è sempre la stessa, però, dato che sto effettuando una compressione, **la densità aumenta** man mano che il fluido avanza, quindi, al fine di mantenere la portata massica costante, la **portata in volume si riduce**. Per avere delle velocità di trasferimento accettabili (ossia per non ridurre la velocità assoluta), **è necessario che la sezione di passaggio del fluido si riduca man mano che lo stesso attraversa la macchina.**

La sezione può essere ridotta in due modi: mantenendo il diametro esterno costante e facendo aumentare il diametro interno in direzione assiale (come nella fig 48) oppure si può anche fare il contrario (come nella figura 49 a o b) Bisogna però fare attenzione al fatto che la velocità media u, nel caso in cui Di che aumenta in direzione assiale, aumenta anch'essa man mano che il flusso procede in direzione assiale.

La costruzione del rotore può essere a **tamburo**, come a Fig.49 a, oppure a **dischi separati** (tanti dischi, all'estremità di ciascuno si fa la cava per fissare le palettature) Fig 49 b.

In particolare, il secondo tipo di costruzione è preferibile quando si richiede la massima leggerezza (OSSIA: **infatti al posto di avere un tamburo bello pieno di metallo, è come se avessi un tamburo spezzettato in tanti dischi**).

Le palette sono fissate al tamburo o ai dischi con attacchi simili a quelli usati per le turbine a vapore (descritti sul Catania, se li vuoi vedere), e lo stesso tipo di attacchi viene usato anche per collegare le palette fisse allo statore. Le pale fisse portano spesso tenute a labirinto alla loro estremità interna.

Le palettature possono essere relativamente alte, e quindi il loro profilo può essere svergolato al variare del raggio. Sotto, si traccia un triangolo di velocità per una macchina operatrice. Si farà l'ipotesi che la **componente assiale di velocità rimanga invariata** in ingresso ed in uscita:

rigidezza che mantengono le valvole in posizione di chiusura. Una rigidità tanto bassa che ci vuole un delta P davvero piccolo affinché prevalga l'azione della differenza di pressione rispetto alla forza delle molle, (OSS MIA: ma che sia sufficiente a chiudere, ad esempio, la valvola V2 quando il ciclo è terminato)

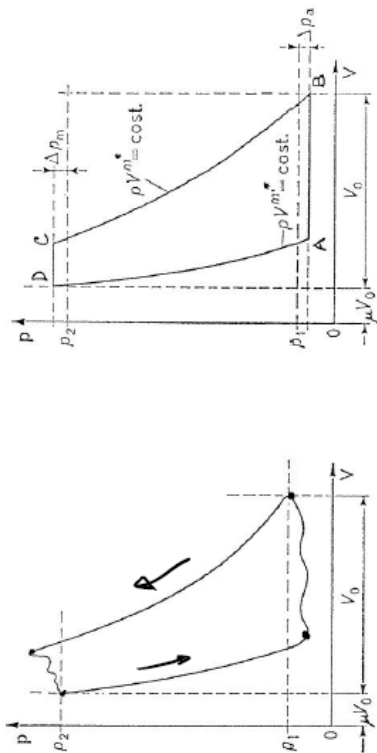


Fig. 2

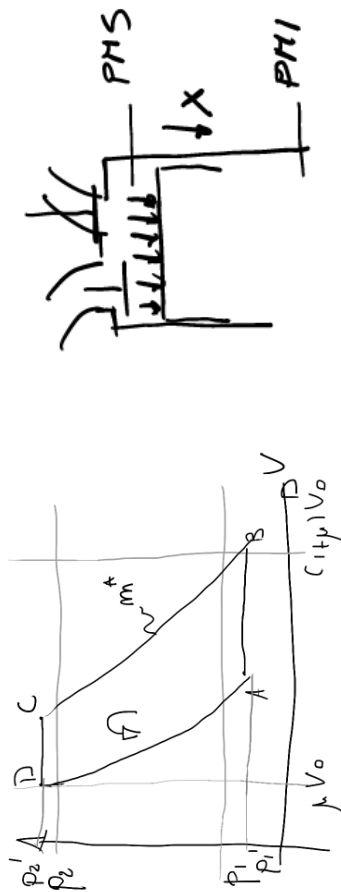
Fig. 3

Il compressore volumetrico non è una macchina stazionaria, perché se consideriamo un volume di controllo coincidente col cilindro, in ogni punto cambieranno le proprietà al variare del tempo, quindi non possiamo trattarlo con le stesse espressioni del turbocompressore. Non soltanto questo, ma in realtà le condizioni del fluido variano da punto a punto di tale volume di controllo, e dunque non sarà neanche un sistema omogeneo. Per semplicità di trattazione, noi lo considereremo invece omogeneo

Il ciclo di lavoro è limitato dalle due verticali (dal momento che le dimensioni del cilindro non possono cambiare) ma non dalle due orizzontali.

In linea teorica, alla fine della corsa di aspirazione, il fluido nel cilindro si dovrebbe trovare a livello della pressione ambiente. Nella realtà, per far aprire la valvola di aspirazione, ci vuole una pressione più bassa nel cilindro perché essa è dotata di una certa inerzia, è soggetta alla forza peso ed anche alla forza esercitata dalla molla che la mantiene nella sua sede. In realtà ciò non basta, perché anche una volta che la valvola è aperta, ci saranno delle perdite derivanti dai trafileamenti attraverso le luci di aspirazione e di mandata. In particolare, queste perdite dipenderanno dalla velocità con cui il fluido entra ed esce dal cilindro; Tale velocità dipende anche dalla velocità del pistone, che dipende dal punto che occupa. Dunque, l'aspirazione e la mandata non sono isobare nella realtà. Per gli stessi motivi, per aprire la valvola di mandata c'è bisogno di una pressione all'interno della camera superiore a quella che c'è nell'ambiente di mandata. Il ciclo reale è quindi molto difficile da trattare. Utilizzeremo un modello semplificato, ossia quello del ciclo convenzionale (rappresentato a destra).

11/10/18



Noi useremo un ciclo convenzionale che, sebbene sia diverso da quello reale, dovrà darci il medesimo lavoro al ciclo.

La pressione è costante durante la fase di aspirazione AB, quella di compressione è BC, AD di espansione dei gas residui e CD di espulsione a p costante. Andiamo a valutare il lavoro che forniamo allo stantuffo durante il ciclo, quindi schematizziamolo, come nella figura in alto a destra.

Lo stantuffo è una superficie su cui viene esercitata la forza dal gas.

Esprimiamo il lavoro elementare $dL = p \cdot s \cdot dx = -p dV$

C'è il segno meno perché se lo stantuffo si muove lungo la x positiva, la variazione di volume è positiva ma si tratta di un lavoro che esegue il fluido sull'esterno e non un lavoro che viene esercitato sul fluido.

Dunque il lavoro al ciclo è

$$L_c = -\oint p dV$$

$\oint p dV = \oint V dp + \oint p dV = 0$ il primo termine è nullo perché il prodotto (pV) ritorna allo stato iniziale al ricominciare del ciclo

$$-\oint p dV = \oint V dp$$

Avremo $p_1 < p_2$ all'aspirazione e $p_2 > p_1$ alla mandata, ossia delle pressioni diverse rispetto alle pressioni dell'ambiente di aspirazione e dell'ambiente di mandata. Queste pressioni, rappresentative delle resistenze da vincere nel caso reale, sono però costanti (a differenza del caso reale, in cui le pressioni cambiano al variare della posizione dello stantuffo) in particolar modo introdurremo due coefficienti, detti rispettivamente, **coefficiente di perdita nella valvola di aspirazione** e **coefficiente di perdita nella valvola di mandata**

$$\delta_1 = \frac{p_1 - p_1'}{p_1}; \delta_2 = \frac{p_2' - p_2}{p_2}$$

Il rapporto manometrico di compressione visto dall'utenza è β .

Il rapporto manometrico con cui invece lavora il compressore nel ciclo convenzionale è β_i

$$\beta = \frac{p_2}{p_1}; \beta_i = \frac{p_2'}{p_1'} = \frac{p_2(1 + \delta_2)}{p_1(1 - \delta_1)} = \beta \frac{1 + \delta_2}{1 - \delta_1}$$

La trasformazione di compressione segue la seguente relazione

$$p_B V_B^{m^*} = p_C V_C^{m^*}$$

In generale non si tratta di una trasformazione politropica, infatti:

$$V = mv; \quad p_B V_B^{m^*} m_B^{m^*} = p_C V_C^{m^*} m_C^{m^*}$$

Solo se non ci sono fughe, quell' m^* diventerà un esponente di una politropica (quindi se la massa è uguale in tutti e due i membri).

Pertanto, quell'esponente m^* tiene conto di tutto il volume, anche delle possibili fughe, ed è per questo

questi due lavori, durante la fase di aspirazione:

$$\mathcal{L} = p_A V_A - p_B (V_B - V_A)$$

Determiniamo dunque, con questi risultati, l'energia interna

$$\Delta U = \int_B^A p \, dV - (\int_A^B p_A \, dV_A + \int_B^A p_B \, dV_B)$$

Mettendo insieme questi termini, otteniamo

$$Q + p_A V_A - p_B V_B + p_A V_A = \int_B^A p \, dV - \int_A^B p_A \, dV_A - \int_B^A p_B \, dV_B$$

$$p_A V_A + \int_B^A p \, dV - \int_B^A p_B \, dV_B = \int_B^A p_B \, dV_B + p_A V_A - \int_B^A p_B \, dV_B$$

Sono presenti dei termini del tipo $pV + pVU$. Vediamo come trasformare ciascuna di queste somme. Trasformandole tutte

$$Q + \int_B^A p \, dV - \int_B^A p_B \, dV_B = \int_B^A p_B \, dV_B + p_A V_A - \int_B^A p_B \, dV_B$$

η_T è il rendimento dello scambio termico all'aspirazione

Ma com'è definito tale rendimento? Il primo termine rappresenta il contenuto entalpico alla fine dell'aspirazione nel caso in cui non ci fosse scambio di calore, meno quello che il gas ha ricevuto grazie allo scambio termico con le pareti. Al secondo membro c'è una frazione (data dal rendimento di scambio termico all'aspirazione) del contenuto entalpico a fine aspirazione nel caso in cui non ci fosse stato lo scambio termico con le pareti.

$$\eta_T \int_B^A p \, dV = \int_B^A p_B \, dV_B + p_A V_A$$

Questa espressione permette di ricavare la temperatura di fine aspirazione, che risulta una media tra la temperatura al di fuori e quella all'interno del cilindro (al momento dell'aspirazione), pesate rispettivamente per la massa dell'aria che sta entrando e per la massa dell'aria che è già dentro il cilindro, corretta per l'influenza dello scambio termico (per via della presenza di η_T)

Determiniamo allora il rendimento volumetrico

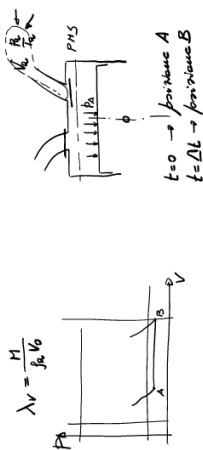
$$pV = nRT \quad p = n \frac{pT}{V}$$

$$\eta_T p_B V_B = p_A V_A + p_B V_A$$

$$p_B \frac{\lambda_V V_B}{\eta_T} = \eta_T p_B V_B + p_A V_A$$

$$\lambda_V = \eta_T (1 - \eta_T) \frac{\eta_T V_B - V_A}{V_B}$$

(OSS MIA: Differisce rispetto al rendimento volumetrico visto in SEIMAFI perché lì non abbiamo né considerato l'effetto delle fughe e né l'effetto dello scambio termico con le pareti) In realtà, questa formula così trovata, potrebbe essere combinata anche con altre formule, infatti sapendo che:



$$Q + \mathcal{L} = \Delta E$$

$$\Delta E = \Delta \left(U + \frac{m}{2} v^2 + \frac{p}{\rho} \right) \approx \Delta U$$

$$\int_B^A p \, dV = \int_B^A p_B \, dV_B - \int_B^A p_A \, dV_A$$

Es può essere semplificato in quanto la velocità del fluido sono molte ridotte e mediamente non si tratta di un moto organizzato. In parole povere non è un'Ec che possiamo sfruttare e per di più non è qualcosa che cambia notevolmente tra inizio e fine.

La conservazione dell'energia è applicata alla frazione di corsa che corrisponde all'aspirazione, quindi tra A e B. Il sistema è costituito dalla massa già presente all'interno del compressore, ossia m_A , più la massa che sta entrando.

Possiamo dire che la massa che aspireremo, quindi $p_A V_A$, sarà pari alla differenza tra la massa che abbiamo in B e quella in A. Questo è vero se **tra A e B non ci sono fughe**. Ed infatti in questa fase le fughe saranno trascurabili. Noi le considereremo con il termine η_f , che è un **coefficiente di perdita per fughe di gas verso l'esterno**. M è la massa che effettivamente è mandata, mentre invece M_{asp} è la massa che viene aspirata. Una parte della massa aspirata sarà infatti persa per fughe.

(OSS MIA: Le fughe ci saranno invece nella fase di mandata, in cui l'aria deve passare da una pressione più alta (nel cilindro) ad una pressione più bassa (che potrebbe essere o nell'ambiente di mandata o all'esterno; se del fluido non finisce nell'ambiente di mandata ma viene disperso all'esterno, è chiaro che si parla di fughe).

$$\int_B^A p \, dV = \int_B^A p_B \, dV_B - \int_B^A p_A \, dV_A$$

$$M_{asp} = \frac{M}{\eta_f} = \frac{\lambda_V \int_B^A p_B \, dV_B}{\eta_f} = \int_B^A p_B \, dV_B$$

$$V_A = \frac{\lambda_V V_B}{\eta_f}$$

Se aspiriamo una certa massa, ne riusciremo a mandare di meno a causa delle fughe.

Si ricorda che \mathcal{L} è un lavoro positivo se fatto sul sistema; poiché la pressione nell'ambiente di aspirazione è costante e pari a p_A , ed è la pressione che spinge il volume V_A all'interno del cilindro, allora l'integrale che esprime il lavoro della pressione esterna sulla porzione di aria V_A si riduce al prodotto $p_A V_A$.

(OSS MIA: è come se il fluido esterno, ossia quello dell'ambiente circostante, si espandesse isobaricamente ad un certo volume V_S ad un volume $V_S + V_A$, è per questo che il lavoro fatto dal fluido esterno è $\int_{V_S}^{V_S+V_A} p_A \, dV = p_A V_A$)

D'altra parte, durante l'aspirazione, all'interno del cilindro, abbiamo una pressione $p_A=p_B$, che esercita una certa forza sullo stantuffo. Sotto l'azione di questa pressione, il fluido fa un lavoro sullo stantuffo, quindi con la nostra convenzione di segno è un lavoro negativo. Anche questa pressione p_A sarà costante durante tutta l'espansione del gas contenuto all'interno del cilindro, pertanto il lavoro esercitato dal fluido sul pistone sarà semplicemente $p_A (V_B - V_A)$.

Allora, il lavoro totale sarà dato dalla differenza (o somma algebrica se consideriamo i corrispettivi segni) di

$$\frac{P_L}{\eta_m} = \dot{m}c_p(T_2 - T_1) - \dot{Q}_{uscende\ effettiva}$$

Dove P_L altro non sarebbe che la potenza spesa nel caso in cui non ci fosse potenza meccanica dispersa)

DISTRIBUZIONE

Come sono realizzate le valvole automatiche.

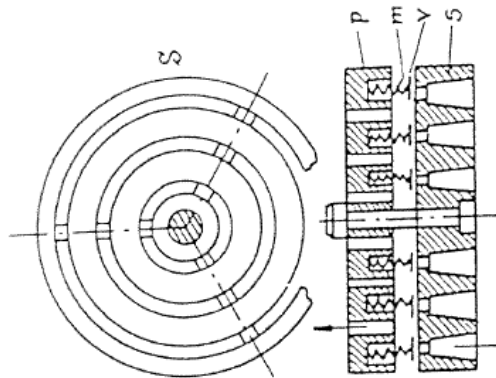


Fig. 7

Le valvole di cui abbiamo parlato, sono quelle rappresentate in figura 7. Il piattello (indicato con p) è sostanzialmente un lamierino circolare molto sottile e con una dimensione ridotta in senso radiale, in modo da renderlo leggero.

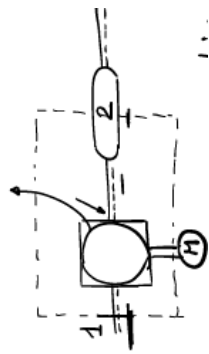
Infatti, è desiderabile che l'inerzia incida molto poco nel ritardo dell'apertura.

Se il piattello lo facessi esteso, la forza generata dalla differenza di pressione sarebbe elevata (in questi compressori, le differenze di pressioni raggiunte sono molto alte, infatti abbiamo dei beta molto elevati rispetto ai compressori visti precedentemente). Questo comporterebbe una più facile deflessione della piastra e quindi non realizzeri sufficiente tenuta, il contrario invece se il piattello è abbastanza piccolo. Il fluido quando arriva dalla camera ed attraversa il condotto indicato, se ha una pressione superiore rispetto a quella presente nell'ambiente superiore (che mantiene il piattello schiacciato verso il basso), riesce a sollevare il piattello e passa nel modo indicato.

Il percorso fatto dal fluido non sarà molto lineare, quindi avrò delle perdite di carico grandi, che vanno a limitare la velocità media dello stantuffo raggiungibile (infatti più aumenta, più aumenta la velocità del fluido e più aumentano le perdite). Però il grande vantaggio è che quella valvola si apre nel momento giusto. (Le valvole comandate, invece, una volta progettate, si aprono in una certa posizione angolare della manovella. Se si cambiano le condizioni di mandata, esse continuerebbero ad aprirsi a quell'angolo della manovella, determinando funzionamenti non corretti. In generale, per basse prevalenze, si tendono ad utilizzare le valvole comandate invece di quelle automatiche; in tal modo si evitano perdite).

A richiamare il piattello in chiusura, di solito ci pensa il peso stesso del piattello. Tuttavia, potremo trovare anche delle molle, come nella figura 7.

La sede su cui poggia il piattello (s) può essere dotata anche di fessure di forma diversa da quella circolare,



Se la capacità è grande, pur essendo nella mandata le condizioni **non stazionarie**, in realtà al suo interno le condizioni sono stazionarie. La T che ci interessa non è quella sulla mandata della macchina, ma quella dell'utenza (quindi della capacità).

$$Q + L_i = \Delta h + \frac{\Delta P_c}{k_c Q}$$

La temperatura sulla bocca del compressore, se ho una portata variabile, può essere variabile.

Possiamo considerare un volume di controllo come in figura e quindi, se abbiamo le fughe verso l'esterno ma contemporaneamente vogliamo utilizzare il criterio di conservazione di energia euleriano, dovremmo considerare la fuga come un ulteriore uscita dal volume di controllo (oltre la normale sezione di uscita), e a questo punto il discorso diventa decisamente ostico.

Viceversa, se le **fughe sono solo interne** (ossia che tutto sommato passano all'interno della macchina) la fuga sarà anche interna al volume di controllo, e di conseguenza diventa meno ostico applicare il principio di conservazione dell'energia in forma euleriana: infatti basterà considerare che il contributo netto della portata sarà a meno delle fughe. Dunque, supponendo di trascurare le fughe, possiamo scrivere

$$L_i = \Delta h - Q = c_p(T_2 - T_1) - \dot{Q}$$

Se fosse un compressore adiabatico potrei scrivere $L_i = c_p(T_2 - T_1)$.

Potrei, in tal caso, usare questa espressione per ricavare T2, ma non per usare T2 per ricavare Li (a meno che non conosciamo T2, che non è una temperatura all'interno del ciclo, ma è nella capacità).

Troveremo un'incongruenza tra quanto trovato da noi e quando scritto a p11 delle dispense:

$$\dot{m} L_i = \dot{m} c_p(T_2 - T_1) - \dot{Q}$$

sugli appunti invece troviamo che:

$$\frac{P_L}{\eta_m} = \dot{m} c_p(T_2 - T_1) - \dot{Q}$$

Se il \dot{Q} nelle due espressioni fosse lo stesso, ci sarebbe un'incongruenza.

In realtà la logica è la seguente:

Se noi abbiamo degli attriti meccanici, viene dissipata l'energia in calore. Se dovesse esserci un sistema di raffreddamento (OSS MIA: ma in realtà anche se non ci fosse), c'è del calore che viene portato via dal gas.

Tuttavia, il raffreddamento ha come ulteriore effetto la sottrazione di calore dalle pareti.

Quindi \dot{Q} che abbiamo scritto noi è quella complessivamente sottratta: implicitamente al suo interno c'è anche quella prodotta per attrito meccanico.

$$(OSS MIA: Considerando che la nostra $\dot{Q} = \dot{Q}_{attrito\ meccanico} + \dot{Q}_{uscende\ effettiva}$$$

il passaggio logico è il seguente:

$$\dot{m} L_i = \dot{m} c_p(T_2 - T_1) - \dot{Q}_{attrito\ meccanico} - \dot{Q}_{uscende\ effettiva};$$

$$\dot{m} L_i + \dot{Q}_{attrito\ meccanico} = \dot{m} c_p(T_2 - T_1) - \dot{Q}_{uscende\ effettiva};$$

Io vado a regolare perché mi serve una portata diversa, e non c'è un problema del livello di pressione raggiunto (magari si può pensare che alla mandata del compressore ci sia una pressione diversa rispetto a quella della capacità, ma non è così) perché la valvola di mandata si adegua alla pressione dell'utenza (ossia si apre soltanto quando la pressione della camera è superiore a quella dell'utenza, come abbiamo visto, se la valvola è automatica), quindi si tratta di cambiare la portata in massa.
 La portata in massa dipende direttamente dal numero di giri. Tuttavia, non è l'unica cosa da considerare, bisogna anche vedere come cambia il λ_p .

$$\dot{m} = \lambda_p V_0 \rho_1 n$$

Ovviamente ρ_1 e V_0 sono costanti, bisogna andare a vedere il λ_p .

In prima approssimazione possiamo ritenere λ_p costante (poi discuterò cosa succede se non lo è)

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} \approx \frac{n'}{n}$$

Se si ritiene λ_p costante (e non è vero dal momento che in realtà $\delta_{1,2}$ non rimangono costanti), trascurando le variazioni di η_m , anche la potenza assorbita varia in questo modo:

$$\frac{P'}{P} \approx \frac{n'}{n}$$

Se cambiamo il numero di giri, possiamo in realtà avere degli effetti sul λ_p , perché le fughe, così come la laminazione, dipendono dal numero di giri.

Se aumentiamo il numero di giri, l'effetto delle fughe si riduce e viceversa. Per il momento si dice solo questo. Lo vedremo nei motori alternativi.

η_r è lo scambio termico con le pareti, e questo dipende anche da quanto tempo il compressore impegna a completare il ciclo. Infatti, a parità di temperatura pareti-fluido, se il tempo è ridotto, allora l'effetto dello scambio termico è minore. Se non ci viene detto come varia η_r , esso va considerato costante.

Sugli appunti tutte queste considerazioni sono state saltate.

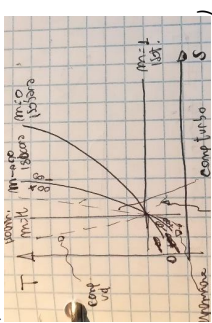
E' un metodo di regolazione buono ma si tratta di un compressore che alla fin fine deve essere economico, ed avere un qualcosa che lo aziona con un numero di giri variabile, lo fa essere sicuramente costoso.

(OSS MIA: come considerare le laminazioni:

Da questi ragionamenti segue che, nel caso in cui dovessimo avere una compressione a beta alti, ma refrigerata come in figura 9 o 10, allora, ai fini del calcolo del lavoro, va assegnato un esponente m (OSS MIA: Alla compressione) soltanto leggermente inferiore a quello adiabatico (e anche reversibile, poiché stiamo considerando una macchina volumetrica), per tenere conto del lieve decremento di entropia (OSS MIA: durante la compressione). (OSS MIA: In realtà l'esponente della politropica è come se cambiasse continuamente, in ogni temperatura raggiunta.)

(OSS MIA: Ho precisato "alla compressione", perché, come si vede bene dal diagramma, l'espansione è invece più distante da un'isentrofica, infatti le escursioni di entropia sono più grandi, per via del motivo evidenziato in grassetto; a ciò seguono esponenti m più piccoli)

(OSS MIA: Ricorda come vanno le curve su un diagramma T-s al variare dell'esponente m:



Analogamente, per rapporti di compressione piccoli e/o pareti poco refrigerate, allora la compressione avverrebbe ad entropia crescente, e dunque l'esponente della politropica con cui approssimiamo la trasformazione dovrà essere leggermente superiore se non uguale a quello dell'adiabatica (reversibile).

(OSS MIA: Questo vale per rapporti di compressione piccoli perché, se sono piccoli, potremmo spingere anche soltanto fino a B' o prima. Mentre invece il motivo per cui una compressione non sufficientemente refrigerata porti ad m > k è ovvio)

REGOLAZIONE

I metodi di regolazione sono sostanzialmente gli stessi che abbiamo già visto per i turbocompressori, tranne quelli caratteristici degli stessi (come l'angolo di calettamento delle palettature).

Regolazione per variazione del numero di giri:

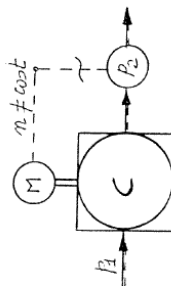


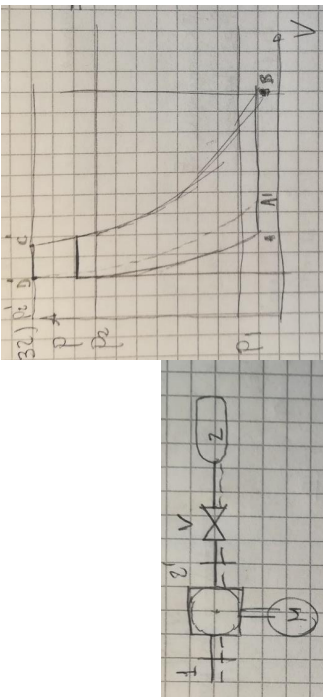
Fig. 11

Come sempre rilevato la pressione nella capacità, ed in base a questa avviene la regolazione.

Cambiando la n cambia la potenza interna.

Se considero la potenza assorbita bisogna vedere come si comporta il rendimento meccanico, dal momento che questo dipende dal numero di giri. L'ipotesi più semplice è che rimanga costante, altrimenti ci dovrebbe dare un'espressione che esprima come cambia (e mi deve essere fornita).

Non si effettua la laminazione alla mandata, ed ora spiegheremo il motivo:



Se mettiamo la valvola di laminazione nella posizione indicata nella figura sopra, dobbiamo considerare una p2' più alta.

Il ciclo continua oltre il punto C, fino ad arrivare in C'. L'espansione partirà da un nuovo punto D', e terminerà nel punto A', dove si apre la valvola di aspirazione.

In questo modo stiamo cambiando la portata tramite il λ_v . Infatti, cambia il V_A , che diventa $V_A' > V_A$. (oppure si può anche considerare che diminuisce λ_v , semplicemente perché sta aumentando il β_1)

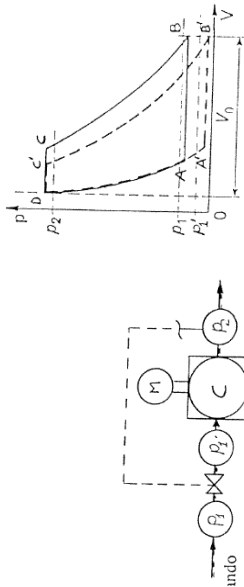
$$\dot{m} = \lambda_v \rho_1 V_0 n$$

$$\lambda_{v'} = \eta_{\varphi} (1 - \delta_1) \frac{V_B \eta_{12} - V_A}{V_0}$$

In realtà anche η_{φ} ne risente un pochino: Infatti, più è la pressione in mandata e più sono le fughe. Tuttavia, è una variazione molto contenuta, e contribuisce molto meno alla riduzione del coefficiente di riempimento rispetto al $V_A' > V_A$.

In realtà, con questa regolazione, λ_v si riduce di una quantità ridotta, quindi per cambiare molto la portata dovremmo salire molto con la pressione, con sollecitazioni elevate e temperature elevate. Questo solo per ridurre la mandata. Quindi questo sistema di regolazione non ha senso.

Andiamo a vedere quello che si effettua invece nella pratica, ossia la laminazione in aspirazione.



Le considerazioni sono le stesse. Supponiamo di variare la p1 ad una $p1' < p1$ tramite laminazione. La portata aspirata (e quindi automaticamente anche quella mandata) diminuisce, sia perché la nuova densità $\rho_1' < \rho_1$ e sia perché il nuovo volume a disposizione per l'aspirazione è $V_{B'} - V_{A'} < V_B - V_A$. In particolare andremo ad operare sia su ρ_1' che su λ_v (infatti cambia il rapporto di compressione, MA NON CAMBIA δ_1 , cambia semplicemente la condizione di aspirazione da p1 a p1', infatti nota che A'B' è un tratto che sta al di sotto di p1'. Insomma, la laminazione non ha niente a che vedere con i trafileamenti). Dal momento che

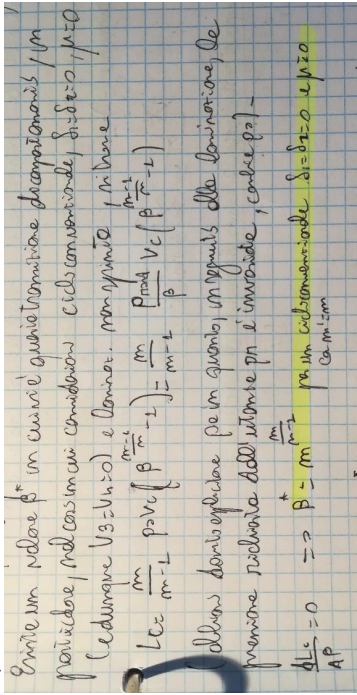
$$\dot{m} = \lambda_v \rho_1 V_0 n$$

E che la temperatura di ingresso T1 rimane la stessa, essendo la laminazione isoterma, con la legge dei gas

perfetti possiamo scrivere che

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{\lambda_{v'} P_1'}{\lambda_v P_1}$$

Come si vede dal grafico, il lavoro al ciclo è aumentato di un certo contributo e diminuito di un altro. Esisterà un beta "discriminante" che ci dice se la potenza sta aumentando o diminuendo: Al di sotto di tale beta ho un aumento del lavoro al ciclo ed al di sopra del quale ho una diminuzione. Si può dimostrare che



In realtà esiste un beta discriminante anche in condizioni più generali, tuttavia l'espressione è più complicata da trovare.

Inoltre, il lavoro per unità di massa ed il rendimento variano così (OSS MIA: Bisogna considerare che il lavoro isentropico si riferisce alla differenza di pressione che vede l'utenza, che nei due casi rimane sempre la stessa, non si riferisce al salto di pressione interno al compressore. È per questo che il rapporto tra il vecchio ed il nuovo rendimento isentropico è pari al rapporto tra il nuovo ed il vecchio lavoro all'unità di massa):

$$\frac{L_i'}{L_i} = \frac{P'}{P} \frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{P' \lambda_v P_1'}{P \lambda_v' P_1'}$$

$$\frac{\eta_{is}'}{\eta_{is}} = \frac{L_i}{L_i'}$$

Regolazione per riflusso di parte della mandata o by-pass:

Valgono le medesime considerazioni fatte per il turbocompressore:

Si fa rifluire una parte della portata o all'esterno o, se si è fatta una refrigerazione, all'ingresso del compressore.

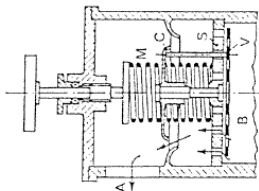


Fig. 18
A, ambiente di aspirazione; B, cilindro; C, molla; M, pistone; S, setto della valvola; V, otturatore della valvola; V', otturatore della valvola.

Fig. 18

L'otturatore indicato con V, viene tenuto in posizione aperta per azione della molla M, che si appoggia sul piattello (o campana) C. Le molle sono due (anche se non si vede), una sopra ed una sotto, ed entrambe comandano il piattello.

La molla inferiore è quella che tiene la valvola chiusa, dal momento che poggia sulla sede e muove verso l'alto il piattello; quella superiore invece tende ad aprirla. Il piattello attraverso uno stelo comanda l'otturatore.

La molla sottostante tende a chiudere l'otturatore, quella soprastante ad aprirlo. Poi c'è anche un sistema di regolazione, sulla sommità, che cambia la precompressione della molla.

Ora che abbiamo descritto l'architettura della valvola, descriviamo il funzionamento:

Consideriamo di essere nel punto B. Nel punto B lo stantuffo sta risalendo verso l'alto e dunque, in questa fase, l'aria deve tornare nell'ambiente di aspirazione. L'aria passa attraverso i fori della sede dell'otturatore, se l'otturatore è aperto, essa va ad esercitare una certa azione aerodinamica sul piattello C, e tende così a farlo sollevare. Infine, tale aria fuoriesce dal passaggio che c'è tra il piattello e le pareti della valvola, per poi liberarsi nell'ambiente di aspirazione. La velocità del fluido dipende da quella dello stantuffo e, più in particolare, a metà della corsa otteniamo la massima velocità. Dal momento che la forza aerodinamica esercitata dall'aria sul piattello dipende dalla propria velocità, allora si deduce che tale forza sarà massima in corrispondenza della metà della corsa.

In particolare, se tale forza aerodinamica è sufficiente da vincere la forza esercitata dalla molla superiore, allora il piattello C si solleva e, trascinandosi, tramite lo stelo, l'otturatore, farà in modo tale che questo chiuda la sede, così da non permettere più il passaggio dell'aria.

In tal modo la pressione sale all'interno del cilindro, al di qua dell'otturatore, mentre la pressione al di là (sopra l'otturatore) rimane sempre la stessa. Questa differenza di pressione bilancia ulteriormente l'azione della molla superiore, e non permette l'apertura della valvola (almeno finché la pressione nella camera non scende fino ad un certo livello di pressione). Una valvola di questo tipo determina un ritardo di chiusura.

(OSS MIA: Se tra ingresso ed uscita si applica il IPTD in forma euleriana, e si trascura l'effetto dei traflamenti al "ritorno" dell'aria nell'ambiente di mandata, notiamo che **Li non cambia in seguito a questo tipo di regolazione**, in quanto le condizioni di ingresso e di uscita rimangono praticamente invariate. Da ciò si deduce, che in tali condizioni ideali, il lavoro al ciclo vari in maniera proporzionale alla massa. Allora, in queste condizioni, possiamo scrivere: (ci sono dei ' di troppo ma non potevo toglierli perché non mi andava di rifare la foto corretta)

Fig. 17

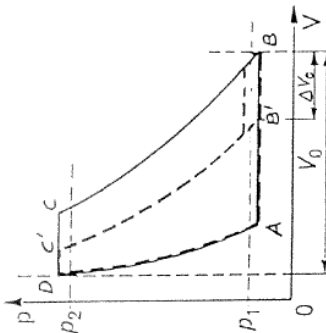


Fig. 17

L'otturatore indicato con V, viene tenuto in posizione aperta per azione della molla M, che si appoggia sul piattello (o campana) C. Le molle sono due (anche se non si vede), una sopra ed una sotto, ed entrambe comandano il piattello.

La molla inferiore è quella che tiene la valvola chiusa, dal momento che poggia sulla sede e muove verso l'alto il piattello; quella superiore invece tende ad aprirla. Il piattello attraverso uno stelo comanda l'otturatore.

La molla sottostante tende a chiudere l'otturatore, quella soprastante ad aprirlo. Poi c'è anche un sistema di regolazione, sulla sommità, che cambia la precompressione della molla.

Ora che abbiamo descritto l'architettura della valvola, descriviamo il funzionamento:

Consideriamo di essere nel punto B. Nel punto B lo stantuffo sta risalendo verso l'alto e dunque, in questa fase, l'aria deve tornare nell'ambiente di aspirazione. L'aria passa attraverso i fori della sede dell'otturatore, se l'otturatore è aperto, essa va ad esercitare una certa azione aerodinamica sul piattello C, e tende così a farlo sollevare. Infine, tale aria fuoriesce dal passaggio che c'è tra il piattello e le pareti della valvola, per poi liberarsi nell'ambiente di aspirazione. La velocità del fluido dipende da quella dello stantuffo e, più in particolare, a metà della corsa otteniamo la massima velocità. Dal momento che la forza aerodinamica esercitata dall'aria sul piattello dipende dalla propria velocità, allora si deduce che tale forza sarà massima in corrispondenza della metà della corsa.

In particolare, se tale forza aerodinamica è sufficiente da vincere la forza esercitata dalla molla superiore, allora il piattello C si solleva e, trascinandosi, tramite lo stelo, l'otturatore, farà in modo tale che questo chiuda la sede, così da non permettere più il passaggio dell'aria.

In tal modo la pressione sale all'interno del cilindro, al di qua dell'otturatore, mentre la pressione al di là (sopra l'otturatore) rimane sempre la stessa. Questa differenza di pressione bilancia ulteriormente l'azione della molla superiore, e non permette l'apertura della valvola (almeno finché la pressione nella camera non scende fino ad un certo livello di pressione). Una valvola di questo tipo determina un ritardo di chiusura.

(OSS MIA: Se tra ingresso ed uscita si applica il IPTD in forma euleriana, e si trascura l'effetto dei traflamenti al "ritorno" dell'aria nell'ambiente di mandata, notiamo che **Li non cambia in seguito a questo tipo di regolazione**, in quanto le condizioni di ingresso e di uscita rimangono praticamente invariate. Da ciò si deduce, che in tali condizioni ideali, il lavoro al ciclo vari in maniera proporzionale alla massa. Allora, in queste condizioni, possiamo scrivere: (ci sono dei ' di troppo ma non potevo toglierli perché non mi andava di rifare la foto corretta)

In riferimento al ciclo ideale

$$G = h \rho_1 V_1 V_c \quad G' = h \rho_1 V_1 V_c$$

ma ricordando che

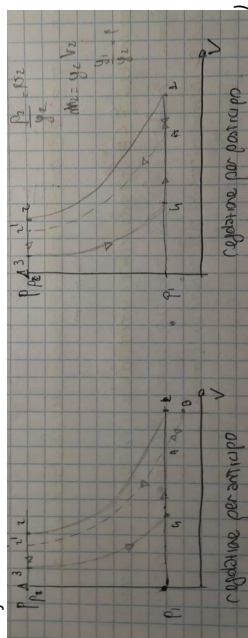
$$h \rho_1 = \frac{p_1}{V_1} \quad h \rho_1' = \frac{p_1' (V_1 - V_{h1})}{V_c} \quad h \rho_1' = \frac{p_1' (V_1 - V_{h1})}{V_c} \quad h \rho_1' = \frac{p_1' (V_1 - V_{h1})}{V_c}$$

Attenzione! nella istante di massima espansione (e pressione) del ciclo (e pressione) dove sono chiuse le valvole, deve imporsi la condizione:

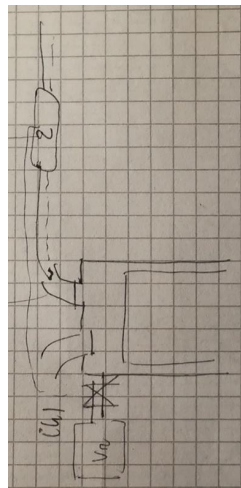
$$\frac{h \rho_1 (V_1 - V_{h1})}{V_c} = h \rho_1' \frac{V_1 - V_{h1}}{V_c}$$

da notare inoltre che la pressione è uguale alla pressione di aspirazione ed alla pressione di mandata. L'unico modo di aumentare la pressione è la velocità delle valvole comandate, onde evitare che si verifichi un fenomeno di "backflow".

In riferimento a:



Regolazione per addizione di una capacità supplementare allo spazio morto



Se la valvola rimane aperta abbiamo V_r . Quando raggiungiamo un certo livello di velocità del fluido tale da avere azione sul piattello, ritorna il vecchio riferimento (perché viene otturata la comunicazione dell'ambiente nella camera con l'ambiente V_r) e quindi la curva cambia pendenza (OSS MIA: In realtà sembra cambiare pendenza ma più che altro è una situazione in cui la curva trasla non appena la comunicazione con V_r viene chiusa, ma prima di traslare è come se lasciasse una "traccia" del percorso fatto precedentemente. È una cosa strana). Abbiamo ottenuto un lavoro al ciclo inferiore ed una portata inferiore.

Vengono saltati i compressori a doppio effetto ed a più stadi, perché la loro attuale diffusione è così bassa che non lo vedremo. Infatti, il pluristadio viene usato per aumentare molto le prestazioni, ed è un utilizzo molto di nicchia.

COMPRESSORI VOLUMETRICI ROTATIVI

Introduzione:

Rotativi vengono denominati tutti quei compressori volumetrici in cui la variazione periodica del volume della capacità occupata dal gas viene ottenuta sfruttando un capsulismo del tipo a **camere rotanti** o del tipo a **camere fisse**.

Camere rotanti:

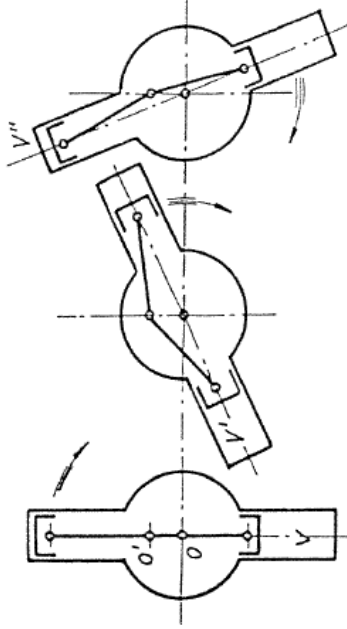


Fig. 30

Questo in alto è un esempio di compressore a camere rotanti.

Questo raffigurato è un tipo di compressore che non è in genere realizzato ma fornisce un'idea di cosa significa camera rotante.

Immaginiamo un sistema fatto da due cilindri solidali, che hanno la possibilità di ruotare intorno al punto O. Poi abbiamo un manovellismo incernierato in O', che, attraverso due bielle, controlla i due pistoni. (O' è fisso, così come O). Man mano che il sistema dei due cilindri ruota, le due camere di espansione e si comprimono alternativamente

Vediamo più nel dettaglio come cambia il coefficiente di riempimento: se

$$\lambda_v = \eta_\phi (1 - \delta_1) \frac{V_B \eta_r - V_A}{V_0}$$

e ipotizziamo che $\eta_\phi = 1$ ed $\eta_r = 1$, allora

$$\frac{\lambda'_v}{\lambda_v} = \frac{V'_B - V'_A}{V_B - V_A} = \frac{1 + \mu_r - \mu_r (\beta_i)^{1/m}}{1 + \mu - \mu (\beta_i)^{1/m}}$$

Dove:

$$\mu_r = \frac{\mu V_0 + V_r}{V_0} = \mu + \frac{V_r}{V_0}$$

Questo metodo di regolazione è caratterizzato dal fatto che sostanzialmente **il lavoro all'unità di massa rimane invariato** (OSS MIA: e lo si vede considerando ingresso ed uscita della macchina eulerianamente e tenendo conto le che condizioni di ingresso e di uscita del gas non sono cambiate in seguito a regolazione)

$$L_i = \frac{L_c}{\eta_i} \Rightarrow L_i \neq L_c$$

$$L_i' = \frac{L_c'}{\eta_i'}$$

È dunque un metodo di regolazione ottimo, perché normalmente gli altri metodi di regolazione penalizzavano L_i . E se non lo penalizziamo significa che non penalizziamo il rendimento isentropico di compressione.

La particolarità di questa regolazione è che non ci sono soltanto le due configurazioni estreme (ossia con V_r o senza V_r), ma ne esistono diverse intermedie.

Si può pensare di ottenere volumi più piccoli di V_r utilizzando uno stantuffo come in figura



Se vado a controllare V_r con una **valvola aerodinamica** otteniamo il seguente ciclo, e lo schema di tale valvola è quello a destra:

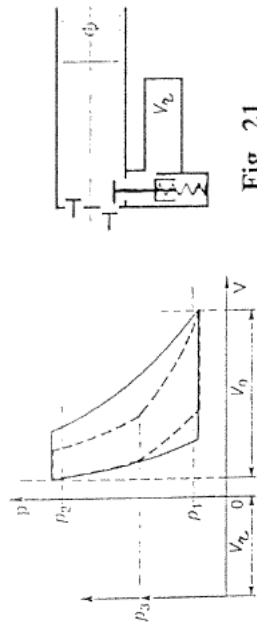


Fig. 21

Camere fisse:

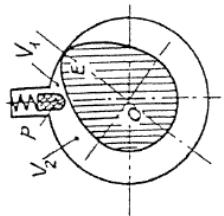


Fig. 34

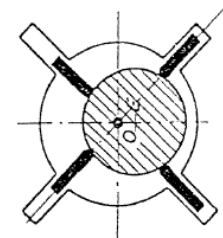


Fig. 35

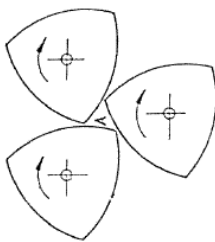


Fig. 36

Il compressore nella figura 34 si compone di una camera E rotante entro una cavità cilindrica, ed una palette P scorrevole entro una scanalatura fissa. Dalla camera e dalla palette la cavità resta divisa in due volumi V_1 e V_2 variabili. Bisogna infatti considerare che la palette rimane spinta contro la camera grazie ad una molla. Con la rotazione della camera, ci sarà dunque una variazione di volume dei due volumi (in particolare, se ruota in senso orario, V_2 diminuisce (compressione) e V_1 aumenta (aspirazione)). La camera in cui questo sistema è contenuto è ovviamente fissa, si muovono soltanto la camera e la palette. Nella figura 35, c'è un rotore che ruota eccentricamente, e nella sua rotazione, tramite delle palette che hanno un movimento semplicemente radiale, vengono delimitate delle camere (OSS MIA: tra il rotore e la parte statorica) che variano nel tempo. Quindi posso pensare di fare aspirazione, compressione e mandata. Nella figura 36 c'è un esempio teorico di un compressore a più rotori; i tre profili ruotano nello stesso verso ed alla stessa velocità. Essi sono però profili particolari, ci sarà sempre un contatto tra i rotori, e la camera centrale che si genera fra i tre rotori va da un minimo ad un massimo di volume. Anche qui si può pensare di fare aspirazione, compressione e mandata.

Autodistribuzione:

I compressori volumetrici rotativi più diffusi sono quelli a camere rotanti. Anche in quelli a fluido, la camera aumenta e diminuisce di volume in due posizioni spaziali ben definite. Posso far avvenire l'introduzione del fluido **attraverso luci** e non valvole (e saranno più semplici da realizzare). Ciò si può fare in tutte le macchine che assumono una certa configurazione una volta al giro, e questa possibilità è proprio detta "**autodistribuzione**". Lo svantaggio è che durante l'apertura della luce di mandata può capitare che il fluido elaborato dalla macchina (quindi quello che precedentemente è stato compresso nella camera una volta isolato dall'ambiente di aspirazione), abbia una pressione diversa rispetto a quella dell'ambiente di mandata, dipendentemente dal rapporto di compressione volumetrico interno della macchina. Inoltre, l'ampiezza delle luci di mandata risulta essere più o meno strettamente obbligata e in alcuni casi può risultare **insufficiente a smaltire la portata richiesta senza eccessivi trafilamenti**.

COMPRESSORI A PALETTE

(all'esame può chiedere lo schema della macchina e relativo ciclo, se non facciamo lo schema giusto ed il ciclo però è coerente, a lui può pure andare bene come risposta)

Supponiamo la geometria più semplice possibile:

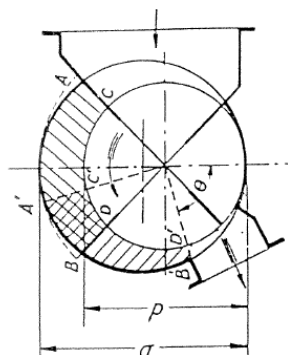
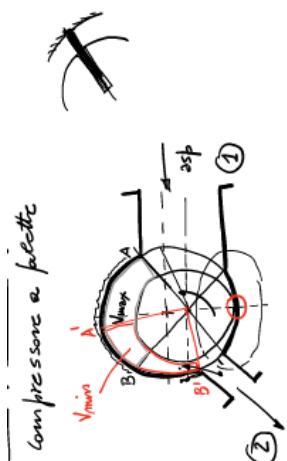


Fig. 37



Vanno fatte delle premesse:
Si definisce rapporto di compressione volumetrico interno:

$$\rho = V_{max} / V_m$$

Dove V_{max} è il volume massimo assunto dalla capacità attiva (ossia la cameretta), mentre V_m è il volume della capacità attiva all'istante dell'apertura della luce di mandata. Si nota che questa è una quantità puramente **geometrica**. Come nei compressori alternativi, la cilindrata V_0 è data dalla differenza fra V_{max} e il volume minimo della camera, detto **spazio morto**. Questo tuttavia è spesso molto piccolo e può essere trascurato. **La cilindrata complessiva** sarà invece data da

$$V_{error} = nV_0$$

Dove n è il numero delle camere che compiono un ciclo di funzionamento ad ogni giro dell'albero. Se le palette A e B, in un istante, sono simmetriche rispetto all'asse verticale passante per il centro del rotore (e se lo statore è a sezione circolare), allora, in questo istante, ho individuato il volume massimo che la camera tra le due pale può raggiungere (ed è proprio quella compresa tra A e B).

La luce di aspirazione deve essere la massima possibile per ridurre le perdite durante il processo di aspirazione.

Posso individuare anche la luce di mandata (Dopo B'). La luce di mandata è in quella posizione per il seguente motivo:
Voglio evitare un collegamento diretto tra l'ambiente 1 ed il 2. È vero che ho un punto di contatto fra rotore e statore, però è un punto di contatto teorico, e nella realizzazione pratica c'è una tolleranza dimensionale. La realizzazione di quel punto di contatto è dunque delicata.

Se faccio sì che in quell'arco ci sia sempre almeno una palette che viene spinta per forza centrifuga sulla superficie interna dello statore, ho la garanzia di avere contatto. Il volume di mandata (V_m) (OSS MIA: non è V_{min}) lo ho quando la palette B arriva nella posizione B' e la palette A arriva in A'. Il rapporto volumetrico di compressione è uguale al rapporto delle aree ABCD ed A'B'D'C'. Esso crescerà con l'aumentare dei numeri delle palette, e tenderà al rapporto tra i segmenti AC/B'D'.

(OSS MIA: Puoi immaginare che, se le palette fossero infinite in numero, l'area ABCD si ridurrebbe al segmento AC, mentre l'area A'B'D'C' si ridurrebbe al segmento B'D'.)

In realtà aumenterà ancora di più al diminuire dell'angolo θ . Tuttavia, questi due metodi, hanno anche loro delle limitazioni:

mandata che in aspirazione, potrà esserci una distribuzione di temperatura sulla macchina.

Di seguito, dal libro Catalano-Napolitano Elementi di macchine operatrici a fluido, come calcolare T_2 :

Il calcolo della temperatura di mandata del compressore a palette può essere effettuato supponendo il flusso tra monte (condizioni 1) e valle (condizioni 2) della macchina in regime permanente; applicando il I PTD, si ha, trascurando le variazioni di energia cinetica:

$$T_2 = T_1 + \frac{L'_i + Q'_e}{c_p} \quad (3.75)$$

con $Q'_e = \dot{Q}/G = Q_e/\eta_p \leq 0$ relativo alla sola compressione graduale e valutato mediante la (1.133) e la (1.139):

$$Q'_e = \frac{Q_e}{\eta_p} = \frac{c_v m - k}{\eta_p m - 1} (T'_2 - T_1) = \frac{c_v m - k}{\eta_p m - 1} T_1 (\rho^{m-1} - 1) \quad (3.76)$$

Allo stesso risultato si può tuttavia giungere calcolando prima la temperatura T'_2 di fine compressione graduale, $T'_2 = T_1 \rho^{m-1}$, e poi aggiungendo l'aumento di temperatura dovuto alla compressione per riflusso (v. equazione (3.68)), così da ottenere:

$$T_2 = T_1 \rho^{m-1} \frac{1 + \frac{k-1}{k} \left(\frac{\beta}{\rho^m} - 1 \right)}{\eta_p} \quad (3.77)$$

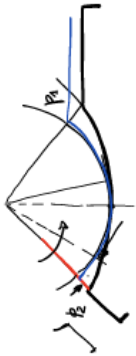
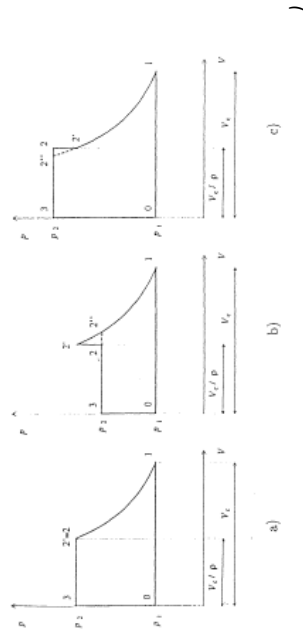
$$T_2 = T_1 + \frac{L'_i}{c_p} \left(1 + \frac{k-1}{k\eta_p} (\beta - 1) \right) \quad (3.68)$$

$$Q_{ref} = Q_e + L_w = c\Delta T \quad (1.133)$$

$$c = c_v \frac{m-k}{m-1} \quad (1.139)$$

(OSS MIA: Si parla di compressione graduale perché è assunto $L_w=0$; L'_i è proprio il lavoro ad unità di massa mandata)

(OSS: In queste ultime scritture 2, 2', 1 etc si riferiscono a questi punti:



Nel momento in cui la paletta sta chiudendo il collegamento con la luce di mandata, la pressione nel volume racchiuso tra la paletta, la superficie del mozzo e la superficie dello statore sarà p_2 . Man mano che procede la rotazione il volume in questione si riduce notevolmente. Quindi, se fosse tutto quanto a tenuta, la pressione salirebbe. Avremo quindi una pressione alta che si oppone al moto della paletta. Tale **pressione**, nell'ipotesi che la tenuta sia perfetta, addirittura **tenderebbe ad infinito** se la paletta giungesse in corrispondenza del punto di contatto tra statore e rotore.

Bisogna in realtà pensare che le palette dovranno avere comunque un certo gioco con lo statore, perché se fossero troppo schiacciate sullo stesso il rotore non girerebbe. Se fossero troppo distanti, invece non ci sarebbe tenuta. Quindi devono essere sufficientemente vicine.

Avendo delle fughe attraverso questo gioco, nel volume analizzato sicuramente la pressione non arriva ad infinito, tuttavia aumenterà comunque durante la rotazione. Allora ci sarà **una potenza dissipata per vincere questa forza resistente**.

Succede in realtà una cosa analoga dall'altra parte (dal lato di aspirazione), infatti una volta che la paletta ha sorpassato il punto di contatto, essa comincia ad espandere un nuovo volume (inizialmente nullo) compreso tra la paletta, il mozzo del rotore e la superficie dello statore. Anche in questo caso si genera una forza resistente.

Ciò significa che una geometria semplice come quella vista, in cui abbiamo uno statore ed un rotore entrambi di sezione circolare, in realtà non è ottimale dal punto di vista dell'efficienza del compressore. Sarebbe molto meglio se si realizzasse una superficie interna dello statore che, in corrispondenza dell'arco che collega l'ultimo punto della luce di mandata con il primo punto della luce di aspirazione (*quando dico "primo" ed "ultimo" mi riferisco all'ordine temporale con cui la paletta li tocca girando in senso antiorario*), sia simile a quella del rotore. In tal modo non ci sarà nessuna pressione che insorge e che si oppone alla rotazione, nonostante non avremo più un solo punto di contatto tra rotore e statore, ma **un arco di contatto**.

Possiamo andare a valutare la massa mandata al ciclo.

$$M = \lambda_p \rho_1 V_0 \text{ [Kg/giro]}$$

$$\lambda_p = \eta_p (1 - \delta_1) \frac{V_B \eta_r - V_A}{V_0}$$

Il termine $\frac{V_B \eta_r - V_A}{V_0}$ è praticamente unitario, **non essendovi spazio morto**.

Per quanto riguarda **l'entità delle fughe**, questa dipende strettamente dalla costruzione (bisogna contare anche che possono esserci fughe in corrispondenza delle due basi del cilindro che costituisce il rotore).

Per quanto riguarda **le laminazioni**, se le luci sono relativamente grandi, la quantità di laminazioni che produciamo è ridotta. Si potrebbe pensare anche che nell'istante in cui l'ambiente di mandata entra in contatto con la cameretta compressa, la sezione di passaggio sia molto piccola, e di conseguenza le perdite per laminazione grandi. In realtà è un istante molto breve, quindi complessivamente ciò non contribuisce in maniera significativa nelle perdite.

Ci può essere un **minimo di scambio termico** con le pareti ma bisogna tenere presente che è coinvolta la superficie dello statore, che sebbene sia più calda dell'aspirazione, bisogna anche vedere quanto, anche perché i rapporti di compressione sono bassi. Per di più, considerando che la temperatura è più alta in

Nella figura ci sono **4 lobi**, questa indicazione ci servirà per capire quanti volumi ogni giro dell'albero sono trasferiti all'ambiente di mandata.
 In riferimento alla fig. dei 3 lobi a) b) c) fig. 3-x
 Poiché il rotore superiore gira in senso antiorario, in a) c'è contatto tra il rotore e la carcassa esterna, nel punto evidenziato, mentre invece, immediatamente prima, non c'era contatto. Quindi l'ambiente di aspirazione, nell'istante precedente, era in comunicazione con il volumetto. In questa situazione, il volume che l'ambiente di mandata vede è rappresentato dalla quantità tratteggiata in blu.

Un istante dopo a) il punto B abbandona il contatto con la carcassa e colleghiamo il volume con l'ambiente di mandata.
 In questo modo, la massa nell'ambiente di mandata, essendo a pressione più alta di quella che c'era nel volumetto, **rifluisce** all'interno di quest'ultimo.
 In questo modo il volume che l'ambiente di mandata vede sarà massimo, dato da quello che vedeva un'istante prima (fase a)), più quello contenuto nella "cameretta" che c'era tra il rotore e lo statore, sempre all'istante a).

Si può vedere che in b) il volume che l'ambiente di mandata vede si è ridotto di V/2 (infatti, dalla figura sotto, l'andamento del volume è quasi lineare, da un massimo ad un minimo). Dalla posizione b) in poi, tuttavia, il volume continua a diminuire, fino ad arrivare alla posizione finale, c), in cui si vede che l'ambiente di mandata vede la stessa quantità di volume tratteggiato in blu che vedeva nella fase a). Subito dopo però, vi si aggiunge il volume V proveniente dall'altro rotore, ed il ciclo ricomincia.
 Nella figura in basso si può vedere l'andamento del volume e della pressione (OSS MIA: non è stato specificato a lezione, ma da SEIMAFI sapevamo già che nei compressori Roots, nel corso delle fasi a) b) e c) cambiano le pressioni ciclicamente) che vede la mandata:

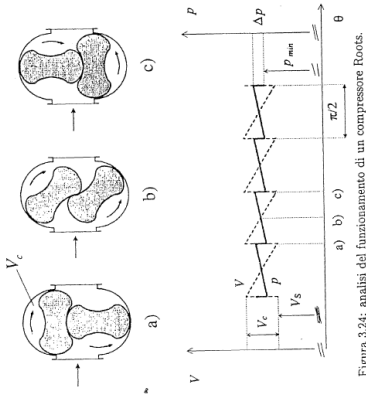


Figura 3.24: analisi del funzionamento di un compressore Roots.

Il volume V ha dunque il significato di cilindrata e ad ogni giro del motore esso viene trasferito quattro volte.

All'atto in cui l'ambiente di mandata entra in comunicazione col vano V compresso tra i due lobi, occupato da gas ancora alla pressione p1 di aspirazione, si produce il reflusso in esso di una parte del gas compresso, che viene ad aumentare la pressione fino ad un valore p2 < p1, ma tanto più vicino a p2 quanto minore è il rapporto tra V (compresso tra i due lobi) e l'ambiente di mandata. (OSS MIA: complessivamente, anche l'ambiente di mandata avrà, contemporaneamente, diminuito la sua pressione da p2 a p2'). (OSS MIA: Tuttavia, con l'avanzare verso la fase b) e poi verso la fase c), il volume dell'ambiente di mandata si riduce, e la pressione dell'ambiente di mandata si ripristina a p2.)

Si nota in particular modo che nella pressione di mandata ci sono delle **pulsazioni**, che possono essere

legge. Si nota che, similmente a quanto già visto per la laminazione all'aspirazione nei compressori volumetrici alternativi, l'area del ciclo di lavoro si riduce di una quantità ed aumenta di un'altra.
 La differenza è che qui, al posto di avere un β discriminante, avremo un ρ discriminante.

$$\Delta Q_c = p_1 V_A \left[\frac{m^*}{m^*-1} (\rho^{m^*-1} - 1) + \frac{1}{\rho} (\beta - \rho^{m^*}) \right] = p_2 V_A \left[\frac{m^*}{m^*-1} (\rho^{m^*-1} - 1) + p_2 V_A \left(\frac{1}{\rho} - \rho^{m^*-1} \right) \right]$$

Derivando questa espressione così ottenuta per p1/p2 ed annullando la derivata, si trova che l'area di

$$\rho < m^* \cdot m^* - 1 \quad (\text{per } m^* = 1,4 \quad \rho < 2,3)$$

lavoro spesa in più è maggiore di quella risparmiata se

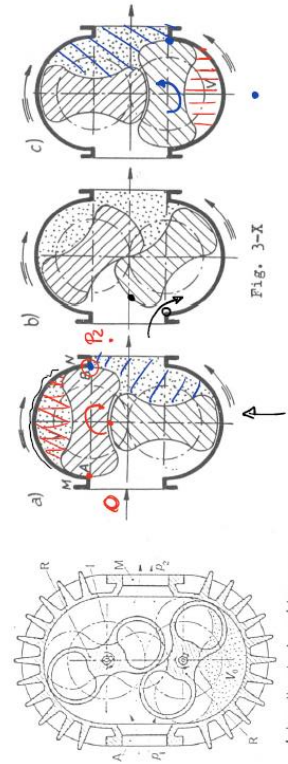
(OSS MIA: Forse, se non conviene questa regolazione per laminazione, allora conviene utilizzare quella per by-pass, per cui valgono le stesse considerazioni viste nel caso di compressori a stantuffo)

Applicazioni:

I compressori a palette trovano abbastanza largo impiego per rapporti di compressione β fino a 6, talvolta fino ad 8, con due stadi interrefrigerati per portate fino a 3 m³ / s, in quei casi in cui la presenza dell'olio lubrificante a contatto con il gas non ha importanza. Trovano anche impiego come pompe a vuoto per "vuoti" non troppo spinti.

18/10/18

COMPRESSORI AD INGRANAGGI



A. luce di aspirazione; L. ingranaggi di accoppiamento (esterni); M. luce di mandata; R. rotori; V. volume cilindrico (omologizzato).

Fig. 44

Si dicono ad ingranaggi perché abbiamo **due alberi** (qui rappresentati in sezione) collegati tra loro con una **coppia di ingranaggi esterni**, che ruotano alla stessa velocità (in realtà ci sono anche altri modelli a vite che possono ruotare a velocità diverse). All'interno della macchina ci sono lobi che hanno un profilo coniugato: ciò significa che c'è sempre, nel moto, un **punto in contatto** tra i due profili. Questo garantisce la separazione l'ambiente di aspirazione dall'ambiente di mandata. Questa macchina delimita un volume di fluido, lo separa dall'ambiente di aspirazione lo trasferisce alla mandata, a pressione più elevata.
 In realtà c'è un minimo di rapporto di compressione ma è trascurabile rispetto a quello che avviene per reflusso.

Abbiamo una circonferenza primitiva per ognuno dei due profili, entrambe con lo stesso raggio, dotate di una circonferenza di troncatura esterna e di troncatura interna. (OSS MIA: *similmente a quanto visto su mam, il moto è equivalente a quello di rotolamento tra le due primitive.*) I profili sono inoltre fatti in modo tale che uno sia a contatto con la circonferenza di troncatura interna dell'altro (OSS MIA: *E questo è diverso da quanto visto su mam*). La rotazione è fatta in modo tale da impedire che ci sia un collegamento diretto del fluido dall'ambiente di mandata a quello di aspirazione.

Analizziamo come possiamo cercare di ridurre le fughe:
 Supponiamo di ingrandire un po' il contatto



Si possono ridurre le fughe realizzando sul lobo un **semilabirinto** del tipo in figura (a destra).
 Ciò significa che si realizzano delle piccole fessature sul profilo a seconda della generatrice. Ciò comporta che il contatto teorico non avverrà più su tutti i punti della superficie del lobo, ma solo su quelli delle parti sporgenti.

Si potrebbe pensare che, così facendo, si realizzi una sezione di passaggio più grande, e che quindi ciò possa peggiorare il problema delle fughe.



In realtà, considerando la figura sopra (si tratta sempre del punto di contatto ingrandito), confrontando il caso in cui è stato ricavato il semilabirinto (a sinistra) con quello in cui non è stato ricavato (a destra), ci si rende conto che nel secondo caso il fluido è libero di muoversi, attraverso il gioco tra le due superfici, con flusso laminare; nel primo, invece, il fluido, man mano che procede, trova delle cavità e le occupa. Ciò porta ad un flusso non organizzato e turbolento, che fa sì che complessivamente la portata che riesce a passare è molto ridotta.

È bene specificare che si realizza il semilabirinto e non il labirinto vero e proprio perché i due profili sono in rotazione. Vediamo infatti come è fatto il labirinto:



Si considera un albero rotante, infissi su tale albero ci sono dei lamierini sottili, che si protendono, come in figura, in modo tale da avere un minimo gioco con la cassa statica. Quest'ultima è infatti dotata di cavità, all'interno delle quali si muovono, solidalmente all'albero, i lamierini.

$p1 < p2$, il fluido tende ad andare da $p2$ a $p1$. Anche qui, similmente a prima, il fluido passa alternativamente da una sezione ristretta, in cui converte la sua energia di pressione in energia cinetica, ad una cavità, in cui l'energia cinetica viene dissipata. Questo è ripetuto per tutte le cavità (OSS MIA: *A maggior ragione la pressione dovrebbe diminuire man mano che il fluido procede, e quindi in realtà $p2 > p1$*).

Se pensiamo di sfilare la parte fissa rispetto all'albero, non ci riusciamo, perché ci sono dei lamierini che ne impediscono lo sfilamento, quindi in realtà la parte fissa è divisibile in due parti, che racchiudono l'albero con i lamierini già calettati.

Questo è quello che si fa negli impianti di turbina a vapore.

Con il semilabirinto non riusciamo ad eliminare le fughe completamente ma possiamo ridurle ad un valore molto piccolo dipendente dal numero di cellette create. Infatti, se ne facciamo 10, il salto di pressione si divide nelle 10 cellette, se ne facciamo 20 invece il salto di pressione si divide ancora di più, e poiché la velocità di efflusso dipende dal gradiente di pressione che c'è tra due cavità, allora nel primo caso questo gradiente sarà doppio rispetto al secondo. Si capisce bene, pertanto, che se ci sono 20 cellette, la velocità di efflusso è ridotta rispetto al caso in cui ce ne siano 10 (a parità di gioco) (OSS MIA: *Quindi più cellette convergono*). In termini energetici, possiamo scrivere, tra due cavità consecutive:

$$K_i = - \frac{\Delta p}{\rho} - \Delta E_c - \Delta p_g - \Delta p_{vis} \approx 0$$

Chiaramente, ponendo L_w nullo, con questa formulazione stiamo anche sovrastimando la velocità nella seconda cavità, e si nota come al ridursi della differenza di pressione, la velocità nella cavità "finale" rimane pressoché simile a quella nella cavità "iniziale" (quindi non ha accelerato molto). /// FINE DIGRESSIONE

Tornando al λ_v , possiamo scrivere:

$$\lambda_v = \frac{\dot{m}}{\rho_1 V_1 r_1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 V_1 r_1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 V_1 r_1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 V_1 r_1}$$

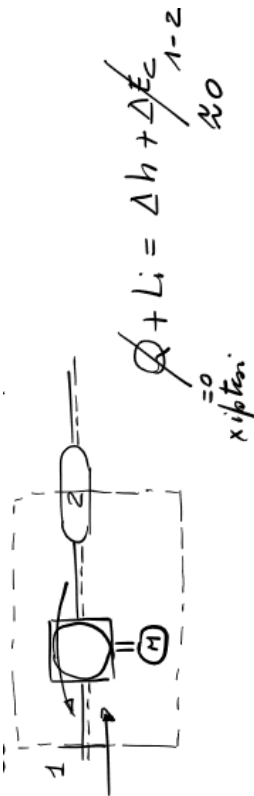
Dove $\delta \dot{m}$ è la portata persa per via delle fughe, \dot{m} è la massa effettivamente mandata. Il primo termine (quello con la graffa) può essere scritto come:

diventa troppo alto, le curve cominciano a decrescere: questo succede perché l'effetto delle laminazioni comincia a diventare importante, ed il risultato complessivo è una diminuzione del coefficiente di riempimento.

Sulla base di questi concetti, risulta ragionevole anche dire che bisogna considerare attentamente l'influenza del proporzionamento della macchina.

La portata di fuga infatti diminuisce all'aumentare di l/d (rapporto tra la lunghezza del rotore ed il diametro dello stesso). Questo succede perché i giochi tra rotore e statore, all'aumentare di l/d , diventano più piccoli in relazione alla lunghezza stessa del rotore.

Determinazione della temperatura nell'ambiente di mandata:



Considero uno schema generico del compressore volumetrico (quindi un rettangolo con inscritta una circonferenza) e poi una **capacità**. Le fughe sono interne, dall'ambiente di mandata a quello di aspirazione, e non esterne (non escono fuori dalla macchina). Se c'è una capacità nell'ambiente di valle, possiamo ritenere le condizioni in quella capacità praticamente costanti nel tempo, e quindi possiamo applicare la conservazione dell'energia in forma euleriana per sistemi stazionari al volume di controllo tratteggiato (esso è stazionario anche se contiene un sistema non stazionario al suo interno). Il **volume di controllo** è quello considerato in figura.

Considero il **sistema adiabatico**.

$$L_i = \dot{Q} (T_2 - T_1)$$

$$L_i = \frac{RT_1}{\lambda_V} (\beta - 1)$$

Uguagliando le due espressioni, si può scrivere:

$$\dot{Q} T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \frac{RT_1}{\lambda_V} (\beta - 1)$$

$$\dot{Q} = \frac{k}{k-1} R$$

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{k-1}{k} \frac{1}{\lambda_V} (\beta - 1)$$

Questa espressione è utilizzabile solo quando possiamo ritenere che l'ambiente di mandata sia praticamente stazionario. In generale, nonostante in questo caso abbiamo detto di aver fatto una

approssimazione nel considerare l'ambiente di valle stazionario, al termine della macchina viene sempre posta una **tubazione con una capacità elevata**, tanto da assicurarci di essere nelle condizioni appena descritte.

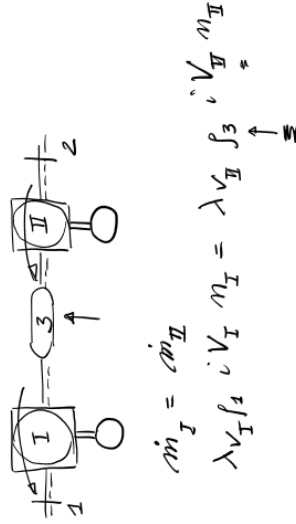
Entro i limiti delle possibilità delle tenute il compressore Roots, come tutti i tipi volumetrici, potrebbe dare qualunque rapporto manometrico di compressione.

Si è però visto come la perdita di rendimento ed il riscaldamento aumentino rapidamente con β , sicché in pratica è necessario accontentarsi di compressioni relativamente basse, $\beta = 1,2 \div 1,8$ in una macchina monostadio.

(OSSMIA: per ora stiamo considerando unicamente compressori roots monostadio)

Per rapporti di compressione maggiori e comunque non oltre $2,5 \div 3$ si ricorre a compressori pluristadio, generalmente a due stadi.

La domanda che a questo punto ci poniamo è: "Ma cosa succede se noi, anziché realizzare quel ciclo con una sola macchina, mettiamo due macchine in serie opportunamente dimensionate?"



Se il **numero di giri** è lo stesso ed i **lambda v** sono confrontabili, poiché $\beta_2 > \beta_1$, la cilindrata del secondo deve essere minore di quella del primo. Pertanto, considerando una **p3**, si vede che l'intero ciclo termodinamico è quello di sotto:

Il tipo *Lysholm*, detto anche "a viti", è munito (Fig. 51) di due rotori a denti elicoidali aventi profili diversi: convesso l'uno, concavo l'altro. Il canale elicoidale compreso tra i due lobi successivi di un rotore e la carcassa risulta diviso in due camere dal contatto con il lobo dell'altro rotore. Tale contatto durante la rotazione dei rotori si sposta assialmente da un estremo della cassa, ove è praticata la luce di aspirazione, all'altro, ove è praticata la luce di mandata, mentre il volume delle camere si riduce gradualmente.

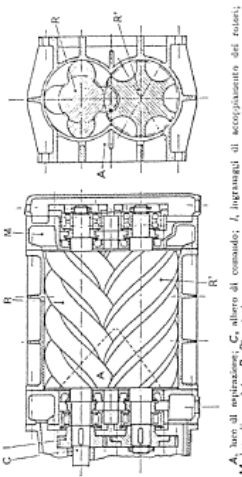


Fig. 51

A, luce di aspirazione; C, albero di comando; F, ingranaggi di accoppiamento dei rotori; M, luce di mandata; R, R', rotori.

A parte la maggior difficoltà costruttiva dei rotori, il compressore *Lysholm* ha quindi i pregi del compressore Root ma con $\rho > 1$ e quindi miglior rendimento, dà inoltre una mandata meno pulsante, specialmente se il numero di lobi (non necessariamente uguale per i due rotori se questi non hanno ugual velocità angolare) è elevato.

Il rapporto volumetrico di compressione risulta tanto maggior quanto più sono decentrate rispetto alla mezzeria le luci di aspirazione e di mandata. Un mezzo per aumentarlo consiste pure nel dare una certa conicità ai due rotori (Fig. 52). Ha trovato abbastanza larga applicazione come compressore per la sovralimentazione di motori e per la produzione di aria compressa con rapporti di compressione β fino a 5 e portate fino a 6 m³/s; è usato anche come macchina a due stadi e come pompa a vuoto.

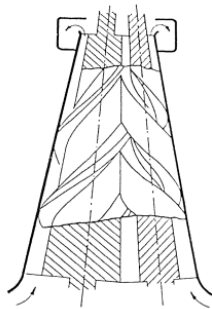


Fig. 52

2.3.8. Altri tipi di compressori ad ingranaggi.

- Compressore *Wade*. È simile al compressore Roots salvo che (Fig. 53) la forma dei lobi dei rotori è tale da consentire una parziale compressione interna ($\rho > 1$); il rapporto volumetrico di compressione ρ può essere variato agendo sull'ampiezza della luce di mandata M.

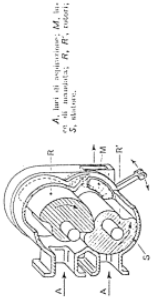


Fig. 53

Ha trovato applicazione come compressore per la sovralimentazione di motori alternativi a combustione interna per rapporti di compressione β sino a 3.

- Compressore *BICERA*. Studiata dalla British Internal Combustion Engine Research Association funziona con $\rho > 1$ secondo lo schema di Fig. 54; il rapporto volumetrico di compressione può essere variato durante il funzionamento ruotando il canotto M e quindi spostando la posizione della luce di mandata.

Ha avuto applicazioni solo sperimentali.

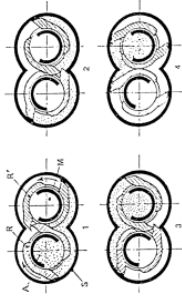


Fig. 54

A, condotto di aspirazione; M, condotto di mandata; R, R', rotori; S, albero.

- Compressore *trocooidale*. Lo statore ha la superficie interna con generatrici a forma di archi di trocoide, il rotore ha profilo tale da mantenersi sempre a contatto "puntiforme" (in realtà mediante tenute a strisciamento) con lo statore delimitando così più camere rotanti a volume variabile.

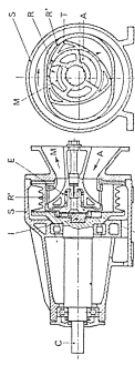


Fig. 55

A, aspirazione; C, albero di comando; E, giunzioni di trasmissione; L, giunzioni di trasmissione; M, mandata; R, rotore a tre lobi; R', rotore a due lobi con abbieccatura; S, statore; T, tenute.

L'unico tipo ad avere avuto modernamente realizzazioni costruttive è il compressore tipo *WANKEL* (Fig. 55), per rapporti di compressione β fino a 3 (monostadio) e portate dell'ordine di 0,3 m³/s.

INTRODUZIONE

Queste macchine avevano un'importanza rilevante all'inizio dell'era industriale, affiancate da altre tipologie di impianti (N.B sugli appunti è presente una tabella che dà la distribuzione di energia).

impianti idroelettrici	50 · 10 ⁹	kWh	28% fabbisogno
impianti termoelettrici	123 · 10 ⁹	kWh	68% fabbisogno
impianti nucleotermoelettrici	4.5 · 10 ⁹	kWh	2.5% fabbisogno
impianti geotermoelettrici	2.5 · 10 ⁹	kWh	1.5% fabbisogno
Totale		180 · 10 ⁹	kWh

TURBINE IDRAULICHE

Oltre il 60% del **fabbisogno energetico** totale era prodotto da **impianti termoelettrici**, più del 20% da **impianti idroelettrici** e così via. Nonostante la percentuale di fabbisogno energetico coperta da questi ultimi non fosse la più alta, rappresentava comunque un contributo considerevole già al tempo, e ha subito poi nel corso degli anni una repentina crescita. Uno dei problemi fondamentali, legato agli impianti idroelettrici, è che bisogna riuscire a realizzare un **bacino di raccolta** per far sì che l'acqua, necessaria al funzionamento dell'impianto sia disponibile indipendentemente dalla stagione, dalle piene e dalle piogge. Connessa a questa problematica c'è a sua volta la questione legata al fatto di usare dei **siti che abbiano caratteristiche idonee**: questi sono andati purtroppo diminuendo nel tempo. Ricordiamo, inoltre, che c'è la possibilità che all'interno dell'acqua siano disciolte sostanze **potenzialmente corrosive** per le pale delle giranti, perciò un'altra importante problematica è proprio quella legata al controllo dell'acqua con cui si fa lavorare l'impianto.

L'importanza delle macchine idrauliche attuali è rilevante, proprio perché servono a **supplire ai picchi di energia richiesta dall'utenza**. Ad esempio, nel caso di **macchine a serbatoio**, basta avviarle per avere in tal modo un'energia maggiore immediatamente disponibile (N.B esse sono ad avviamento veloce) Se improvvisamente un impianto subisce un blocco, e di conseguenza dobbiamo supplire a questa mancanza, un impianto idraulico è sicuramente la soluzione più rapida e concreta a tale problematica: se per avviarsi un impianto a vapore ci mette giorni, uno a gas ci impiega ore, un impianto idraulico riesce a farlo in molto meno tempo.

Ovviamente, questo discorso non può essere generalizzato per tutti gli impianti idraulici: ci sono turbine idrauliche ad acqua fluente (ossia che lavorano con acqua che scorre in **maniera continua**), che ovviamente non possono essere fermate, perché dobbiamo ricordare che il nostro obiettivo è "**sfruttare**" l'energia posseduta dall'acqua non "**regolarla**".

Valutando le perdite: si ha una perdita di carico indicata con γ_c tra "a" e "0", dovuta alla condotta, poi tra "3" e "b" tutta l'energia cinetica allo scarico $\frac{c_3^2}{2}$ viene persa.

Andiamo adesso a vedere la macchina **dall'interno**: essa ha a disposizione **un carico utile**, che utilizza per produrre **lavoro**, non usato nella sua interezza (OSSMIA: nel senso che a causa delle perdite non "riesco" ad usarlo tutto).

$$L_i = gH_u - L_w = g(H_u - H_w)$$

(OSSMIA: Questa L_w comprende anche la L_w nel distributore e nel diffusore) Definiamo il **rendimento idraulico** della macchina:

$$\eta_y = \frac{L_i}{gH_u} = \frac{L_i}{L_i + L_w}$$

Nel campo idraulico si usano le **portate in volume** indicate con Q , inoltre, trovandoci nel caso di macchine idrauliche, i **processi termici sono trascurabili**. Non vi sarà confusione tra Q come calore e Q come portata volumetrica.

Scrivendo quindi la formula in questo modo:

$$\dot{m} = \rho Q$$

non ci sarà una sovrapposizione di notazione (**N.B** qui per Q si intende la portata volumetrica).

Sappiamo che la turbina è attraversata da una certa **portata**, ma solo una parte lavora sugli organi mobili della macchina: questa può essere inferiore, per via delle **fughe** e dei **giochi** tra parte fissa e parte mobile, rispetto a quella **nominale** (OSSMIA: ho scritto io *nominale per riferirci alla portata che nominalmente sarebbe elaborata la turbina in caso di assenza di fughe e giochi*), perciò nel momento in cui calcolerò la **potenza interna** dovrò tenere conto di questo fenomeno tramite un rendimento detto "**volumetrico**" o η_v :

Tenendo conto delle perdite associate alle fughe, la potenza interna è pari a:

$$P_i = \eta_v \dot{m} L_i = \eta_v \eta_y \dot{m} g H_u \quad [10]$$

In prima approssimazione si può valutare il rendimento volumetrico come:

$$\eta_v = \frac{\dot{m} - \Delta \dot{m}}{\dot{m}} \quad [11]$$

Il **lavoro utile ottenuto**, rapporto tra la potenza utile e la portata in massa che attraversa la turbina, risulta espresso da:

$$L_u = \frac{P_u}{\dot{m}} = \eta_0 \eta_v L_i = \eta_0 \eta_y \eta_v g H_u \quad [13]$$

Il rapporto tra il lavoro utile ottenuto e la caduta utile prende il nome di **rendimento totale della turbina**; dalla [12] risulta:

$$\eta_t = \eta_0 \eta_v \eta_y \quad [14]$$

Non tutta la potenza interna della macchina è utilizzabile, a causa della potenza persa per attrito tra gli organi in moto relativo e della potenza spesa per azionare gli ausiliari; si definisce **rendimento organico** il rapporto tra la potenza utile e la potenza interna:

$$\eta_0 = \frac{P_u}{P_i} \quad [12]$$

I rendimenti η_T delle turbine idrauliche assumono valori **molto elevati**, solitamente tra 0,85 e 0,9, proprio perché, 2 dei 3 rendimenti di cui si compone, ossia η_v e η_0 , sono molto prossimi ad 1, contrariamente a η_y che penalizza maggiormente l'intero rendimento. In generale, se confrontato con quello degli impianti a vapore, il rendimento totale degli impianti idraulici è molto elevato (**N.B** solitamente gli impianti a vapore hanno rendimenti che sfiorano il 41-42%, contro i rendimenti di un impianto idraulico che arrivano anche al 90%). Il motivo per cui c'è questo grande squilibrio, in termini di rendimento, tra impianti a vapore e impianti idraulici è legato al fatto che mentre nei primi c'è una **combustione di mezzo (cosa molto problematica, poiché ad essa è associata la maggiore perdita di energia dell'impianto)**, nei secondi abbiamo **un'energia utilizzabile direttamente e in maniera molto efficiente**: l'energia potenziale del fluido.

PARAMETRI DI SIMILITUDINE PER MACCHINE IDRAULICHE

Le macchine idrauliche possiedono giranti che arrivano a misurare anche diversi metri, per cui produrre una macchina del genere, con tutte le sue complessità e con i pesanti costi da sostenere, senza avere la certezza **a priori che funzioni**, è qualcosa di insensato. Dovrei trovare un modo, molto meno costoso, che mi permetta comunque di valutare a priori se una macchina funzioni in modo corretto o meno: una soluzione potrebbe essere quella di utilizzare macchine, di dimensioni molto ridotte, che lavorino in "**similitudine**" con quelle reali. "Come posso fare una cosa del genere?"

Se io conosco una certa tipologia di macchina, in grado di darmi buone prestazioni ma in condizioni un po' diverse da quelli in cui mi trovo a lavorare, mi pongo la seguente domanda: "posso estendere i risultati ottenuti per quel tipo di macchina anche nelle nuove condizioni in cui mi trovo a lavorare?"

La risposta è "sì", è possibile fare ciò nell'ipotesi che lavorino in condizioni di **similitudine fluidodinamica**. Questa a sua volta prevede che ci sia prima di tutto una **similitudine geometrica** tra le due macchine confrontate, ed in secondo luogo una **similitudine delle linee di flusso** della corrente.

Per similitudine geometrica si intende quella per cui **due oggetti sono in perfetta scala**: si parla di similitudine da un punto di vista geometrico nel momento in cui tutte le dimensioni caratteristiche del primo oggetto sono in **proporzione** con quelle del secondo.

$$L_i = \eta \rho g H_u$$

$$C_1 \propto H_u^{1/2}$$

$$L_i = C_1^2 [\quad]$$

Ossia, nel confronto tra due macchine che lavorano in condizioni di similitudine fluidodinamica, la velocità c_1 è direttamente proporzionale alla radice della caduta utile sviluppata.

Adesso confrontiamo due macchine che sono geometricamente simili (OSSMIA: Quest'ipotesi la utilizzeremo quando introdurremo, nelle formule che seguono, la Q) e lavorano in similitudine fluidodinamica (N.B. utilizziamo per una l'apice e per l'altra nulla):

$$\frac{C_1'}{C_1} = \sqrt{\frac{H_u'}{H_u}}$$

$$\frac{u_1'}{u_1} = \frac{u_1'}{u_1} = \frac{n_1' D_1'}{n_1 D_1}$$

$$\frac{n_1'}{n_1} = \frac{D_1'}{D_1} \sqrt{\frac{H_u'}{H_u}}$$

$$Q \propto D^2 \omega \propto D^2 C_1$$

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{C_1'}{C_1} \frac{D_1'^2}{D_1^2} = \frac{n_1' D_1'}{n_1 D_1} \frac{D_1'^2}{D_1^2}$$

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D_1'}{D_1} \sqrt{\frac{H_u'}{H_u}} \cdot \frac{D_1'}{D_1} \frac{D_1'^2}{D_1^2} = \frac{D_1'^2}{D_1^2} \sqrt{\frac{H_u'}{H_u}}$$

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D_1'^2}{D_1^2} \sqrt{\frac{H_u'}{H_u}}$$

La relazione finale ricavata tra Q e Q' , mette in relazione due macchine che lavorano in condizioni di similitudine fluidodinamica e geometrica. In tal modo si giunge ad un numero di giri detto "numero di giri specifico" o ns ed una "portata specifica" o Q_s :

Facendo riferimento ad un modello con $D' = 1$ m e $H_u' = 1$ m i corrispondenti valori di n e Q prendono il nome di numero specifico di giri (n_s) e portata specifica (Q_s):

$$n_s = \frac{n D}{\sqrt{H_u}} \quad [18]$$

$$Q_s = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H_u}} \quad [19]$$

Il numero specifico di giri e la portata specifica hanno il significato, rispettivamente, di numero di giri a cui deve ruotare e portata che deve smaltire una turbina geometricamente simile all'originale, dotata di un diametro di 1 m e funzionante con una caduta utile di 1 m affinché sia rispettata la similitudine fluidodinamica con le condizioni di funzionamento della turbina originale.

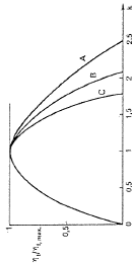
Si potrebbe pensare di caratterizzare ogni classe di turbine geometricamente simili tra loro, tramite il numero di giri specifico n_s , corrispondente al funzionamento in condizioni di massimo rendimento ed utilizzare questo parametro per il progetto. Purtroppo la determinazione del numero specifico di giri richiede la conoscenza del diametro della girante, che non è generalmente noto a priori in condizioni di progetto. In tale sede sono, viceversa, generalmente assegnati la caduta utile, la potenza, il numero di giri.

E' quindi opportuno cercare una correlazione tra classi di turbine, tra loro geometricamente simili, ed un altro parametro che ne caratterizzi il funzionamento, facendo ricorso alle tre grandezze sopra menzionate.

(OSSMIA: per [16] e [17] intende le formule inerenti il rapporto di "numeri di giri" e "portate", viste sopra)

1.4.2 Caratteristica ad apertura costante

E' la caratteristica del rendimento a velocità di rotazione variabile con salto e grado di apertura del distributore costanti. Le curve di questo tipo partono dall'origine degli assi, presentano un massimo nella zona di funzionamento normale della turbina e tornano a 0 in corrispondenza della velocità di fuga, cioè della velocità (angolare) teorica che la girante raggiungerebbe in assenza di carico. La forma di queste curve appare nella Fig. 4, dove sulle ascisse sono segnati i rapporti k fra le velocità di rotazione e quella di massimo rendimento; dalla figura risulta evidente che la velocità di fuga è proporzionalmente più elevata per le turbine ad alta velocità caratteristica. Nelle turbine Pelton la velocità di fuga è circa il doppio di quella corrispondente al massimo rendimento.



1.4.3 Diagrammi collinari.

O *diagrammi topografici, o a conchiglia*; sono diagrammi così chiamati a causa del loro aspetto. Se ne possono costruire due tipi: il primo fornisce i valori del rendimento η , in funzione del salto H_u e della portata Q , per la turbina funzionante a velocità costante. Nella Fig. 5 sono disegnate, con linea continua, le curve di H_u in funzione di Q per i vari gradi di apertura α del distributore; poi, riunendo tutti i punti che hanno lo stesso rendimento η , si ottengono le *curve di isorendimento*, disegnate a tratto e punto. Questo diagramma è assai utile per determinare la zona di miglior funzionamento per una turbina a caduta variabile. Un secondo tipo lo si può ricavare rappresentando i valori di n , Q , η , per una turbina funzionante a salto costante.

Nei diagrammi collinari l'andamento delle curve di isorendimento è diverso a seconda che la turbina è di tipo *lento, normale o veloce* (e cioè con riferimento ai valori di ω_c di progetto); per i tipi lenti le curve di isorendimento a forma di ellisse hanno l'asse maggiore quasi verticale; con l'aumentare della velocità caratteristica l'asse si inclina sempre più sull'orizzontale e le curve diventano sempre più strette e lunghe, il che conferma l'indicato peggioramento del rendimento ai carichi ridotti.

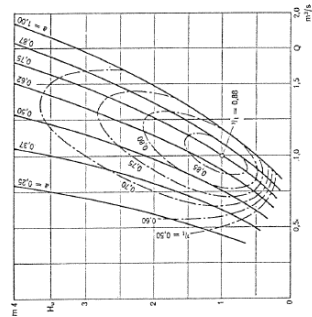


Fig. 5 - Diagramma collinare a velocità angolare costante di una turbina idraulica

19/10/18

TURBINA PELTON

Esaminiamo le singole macchine una ad una, iniziando dalla Pelton:

Turbine Pelton



Sotto l'azione della spinta del fluido che parte dal bacino di monte, la pala si muove. Successivamente il fluido passa nel bacino di raccolta.

In figura sono presentate due sezioni della macchina Pelton:

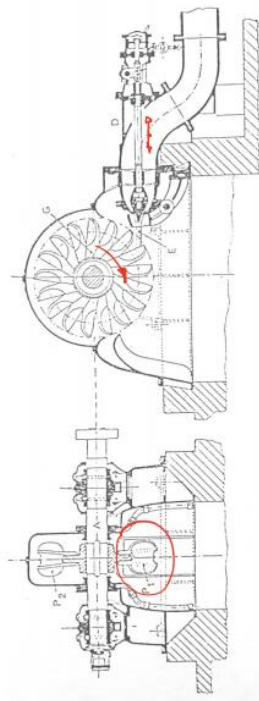


Fig. 9 - Turbina idraulica Pelton

A, albero; D, distributore; E, getto; G, girante; P₁, pala vista davanti; P₂, pala vista dietro.

Per quanto riguarda le pale, esse si presentano come dei "cucchiai" (vedi figura).

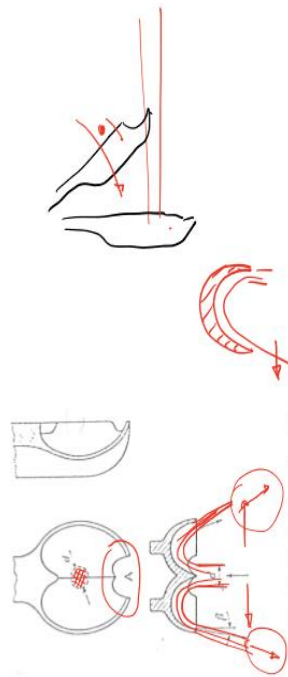
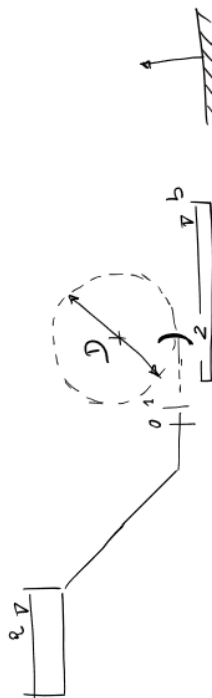


Fig. 13 - Pala di turbina Pelton

TRIANGOLI DI VELOCITA'

Riprendendo lo schema di turbina ad asse orizzontale, indicando con "0" l'ingresso nell'ago doble, con "1" l'uscita dal distributore e con "2" l'uscita dalla girante (OSSMIA: ovviamente "a" e "b" restano sempre bacino di monte e bacino di valle)



Suppongo che la pala sia **perpendicolare al getto**. Rispetto allo schema generico, in cui il distributore si trova dopo la girante, qui all'uscita dalla pala segue direttamente il **bacino di raccolta**.
Se applichiamo l'**equazione di conservazione dell'energia** tra l'ingresso e l'uscita del distributore:

$$\begin{aligned}
 \text{caso ideale} \quad \frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} + g z_0 &= \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + g z_2 \\
 \frac{p_0 - p_2}{\rho} &= \frac{c_2^2 - c_0^2}{2}
 \end{aligned}$$

La **caduta di pressione** che ho nel distributore la utilizzo per accelerare il fluido. Noi abbiamo espresso il carico utile nel seguente modo:

$$\begin{aligned}
 H_u &= H_0 - H_3 = H_0 - H_2 \\
 H_u &= \frac{p_0 - p_3}{\rho g} + \frac{c_0^2 - c_3^2}{2g} + z_0 - z_3 = \\
 &= \frac{p_0 - p_2}{\rho g} + \frac{c_0^2 - c_2^2}{2g} + z_0 - z_2 = 0
 \end{aligned}$$

poiché in questo caso non c'è la sezione "3", possiamo scrivere "2". Vedremo che dobbiamo correggere quest'espressione, perché la differenza che c'è tra **H3** e **H2**, è che in **H3** avremo un'energia cinetica di uscita **trascurabile**, cosa che non è vera in **H2**.

Dunque:

$$\begin{aligned}
 H_u &= \frac{c_2^2 - c_0^2}{2g} + \frac{z_0 - z_2}{2g} = \frac{c_2^2 - c_0^2}{2g} \\
 c_{2,b} &= \sqrt{2g H_u + c_0^2}
 \end{aligned}$$

Se introduco il **coefficiente di perdita** nel distributore:

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{2,b}} \quad c_1 = \varphi \sqrt{2g H_u + c_0^2}$$

D'altra parte, possiamo anche considerare la relazione sul **carico disponibile** e valutare la velocità:

$$H_d = H_u + Y_c + \frac{c_2^2}{2g} \quad 2g(H_d - Y_c) = 2g H_u + c_2^2$$

$$c_2 = \varphi \sqrt{2g(H_d - Y_c)} \quad c_2 = \varphi \sqrt{2g H_u + c_0^2}$$

Prima di semplificare quest'ultima espressione, ricavo un'ulteriore equazione, quella del lavoro L_i .

Applicando la conservazione dell'energia tra "a" e "b":

$$\begin{aligned}
 \text{a. b} \quad L_i &= \frac{p_a - p_b}{\rho} + \frac{c_a^2 - c_b^2}{2} + g(z_a - z_b) - g Y_c - L_{v_{2 \rightarrow b}} - \frac{c_2^2}{2} \\
 L_i &= \frac{g[H_d - Y_c]}{\rho} - (L_{v_d} + L_{v_c} + L_{v_{2 \rightarrow b}}) \\
 c_1 &= \varphi \sqrt{2g H_u} \quad \text{ric } \frac{c_1^2}{2g} \ll H_u
 \end{aligned}$$

Si considera la **Lw** tra "a" e "b", che, diversamente da quella vista prima, interesserà tutta la macchina.

Facciamo questa approssimazione:

Se possiamo ritenere queste perdite di carico nella condotta **piccole** rispetto al carico disponibile allora sto dicendo che la velocità di uscita dell'acqua dall'ugello distributore è **indipendente dalla portata** che passa (OSS MIA: Infatti $c_1 = \varphi \sqrt{2g(H_d - Y_c)}$), dato che Y_c è trascurabile rispetto ad H_d per ipotesi, ed era l'unica componente dipendente dalla portata, allora c_1 non risente in maniera considerevole della variazione della portata), e che quindi la variazione di portata che voglio ottenere, per variare la potenza, è affidata unicamente alla **variazione della sezione di passaggio dell'ugello distributore** (quindi all'ago doble).

Anche se spostato l'ago doble, la c_1 non cambia: ciò che modifica è la **sezione di passaggio** e quindi la **portata**

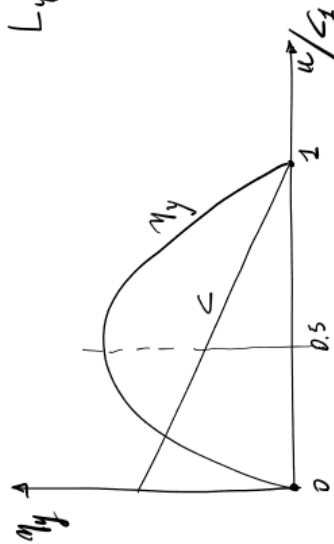
Successivamente posso scrivere $c1s=c1/\phi$ che mi permette di scrivere il rendimento idraulico in questo modo:

$$\eta_y = \frac{L_i}{\frac{c_1^2}{2\phi^2}} = \frac{u/g-u}{\frac{c_1^2}{2\phi^2}} (1+\psi \cos\beta) = 2\phi^2 \frac{u}{c_1^2} \left(1 - \frac{u}{c_1}\right) (1+\psi \cos\beta)$$

(OSS MIA: Osserva che, come anticipato, la velocità di fuga sarà doppia rispetto a quella di rendimento massimo)

Possiamo vedere come varia il rendimento idraulico al variare di $u/c1$. Il rendimento idraulico si annulla per $u/c1=0$ e per $u/c1=1$ (N.B ricorda che siamo nel caso ideale). Se possiamo ritenere ϕ e ψ costanti al variare del rapporto $u/c1$, il massimo lo otteniamo per $u/c1=0.5$ (OSS: si ottiene derivando L_{max} e ponendolo uguale a 0). Avremo un andamento parabolico:

$$L_i^{(max)} \Rightarrow \frac{u}{c_1} = 0.5$$



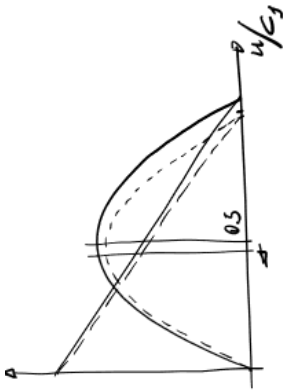
$$P_u = c \cdot \omega = \eta \cdot \dot{m} L_i$$

$$c = \eta \cdot \frac{\dot{m} L_i}{2\pi n} = \eta \cdot \frac{\dot{m} L_i}{2u/D} = \eta \cdot \frac{\dot{m} u}{2\pi n D} (1+\psi \cos\beta)$$

$$= \eta \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{\dot{m} c_1}{\pi n} \left(1 - \frac{u}{c_1}\right) (1+\psi \cos\beta)$$

L'andamento della coppia sarà invece lineare, come si vede dalla formula ricavata. In realtà, il triangolo delle velocità disegnato non corrisponde esattamente a quello reale, in quanto abbiamo trascurato un aspetto importante: il getto, fuoriuscendo sempre nel modo indicato (ossia con la direzione imposta dall'ugello distributore), non è detto che colpirà la pala in maniera esattamente perpendicolare, poiché nella realtà questa arriva leggermente inclinata rispetto al getto. Come risultato la $w1$ sarà leggermente inclinata. Se ci troviamo nelle condizioni appena enunciate, la pala si comporrà un pochino meno bene rispetto alle condizioni nominali. Inoltre, se a questo aggiungiamo che viene cambiata la portata, il getto

può essere regolato bene o meno bene. Quindi il vero grafico sarà:



Il vero massimo della curva di rendimento si sarà spostato un po' più a sinistra, abbassandosi (OSSMIA: rispetto al caso ideale ovviamente il massimo si riduce), e accanto ad esso, anche la curva di coppia risentirà di questo cambiamento.

(OSS MIA: Considera che in generale, quando avanziamo sull'asse $u/c1$, non sta cambiando $c1$ ma sta cambiando u . Dal momento che aumentare u significa aumentare n , ed all'aumentare di n aumentano le perdite per effetto ventilante, allora il rendimento idraulico reale si discosta da quello ideale. Inoltre, aumentano anche le perdite meccaniche, a cui segue una riduzione del rendimento organico. Per quest'ultimo motivo, allora anche la coppia si discosta sempre di più dall'andamento ideale all'aumentare di u)

(OSS MIA: Anche le perdite per effetto di non unidimensionalità sopra descritte aumentano all'aumentare di u)

(OSS MIA: Come si vede, se $w1$ ed u fossero allineate a $c1$, come dovrebbe essere nominalmente, la $w1$ sarebbe più bassa. Una $w1$ più bassa implica delle perdite per attrito con la pala più basse, oltre che delle energie di scarico più basse. E' per questo che il rendimento idraulico reale è più basso)

(OSSMIA: le curve in tratteggio si riferiscono al caso reale, le curve in continuo si riferiscono al caso ideale)

avere un "nc" piccolo significa avere un "Hu" molto grande, e viceversa avere un "nc" grande significa avere un "Hu" molto piccolo.

Se abbiamo:

$$n_c = \frac{N \sqrt{P_u}}{H_u^{5/4}} \quad 5 \div 60 \text{ giri/min}$$

$$P_u = \eta_t \rho g H_u$$

$$m = \rho \frac{\pi}{4} d^2 c_1$$

$$m = \frac{\pi}{4} d^2 \rho \sqrt{2gH_u}$$

$$P_u = \eta_t \rho \frac{\pi}{4} d^2 \phi \sqrt{2gH_u}^{3/2}$$

$$n_c = \frac{u}{\pi D} c_1 \cdot \frac{\phi \sqrt{2gH_u}}{\pi D}$$

$$n_c \propto \frac{u}{c_1} \eta_t^{1/2} \frac{d}{D} \sqrt{f} \propto \frac{d}{D} \sqrt{f}$$

(OSS: Il professore salta questi passaggi e dice che si verifica la conclusione)

Indichiamo con il numero di getti, d il diametro della sezione di passaggio del flusso in uscita dal distributore e con D il diametro della girante.

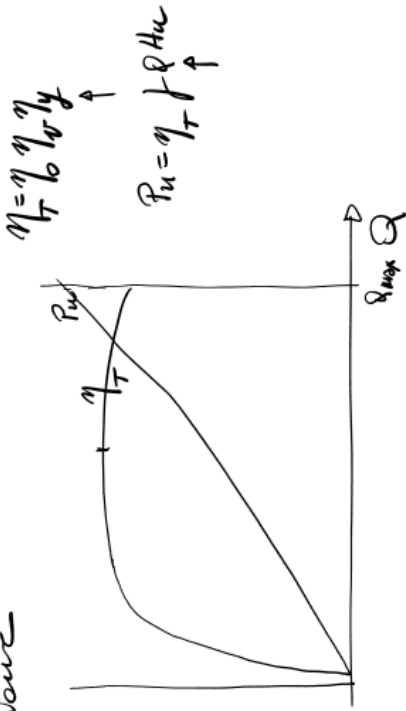
Sapendo che, a parità di potenza, **carico utile elevato** → **carico disponibile elevato** ma con **portata piccola**, allora concluderemo che, a parità di potenza erogata, le macchine a **basso numero caratteristico** saranno adatte ad elaborare **piccole portate con elevati carichi utili** mentre le macchine ad **alto numero di giri caratteristico** saranno adatte ad elaborare **grandi portate con bassi carichi utili** (OSSM/A: questo spiega perché le Pelton girano ad un numero di giri caratteristico molto basso. Esse infatti devono smaltire portate relativamente piccole ma con carichi utili molto grandi, basti pensare al fatto che spesso sono utilizzate per smaltire portate d'acqua anche provenienti da 1000 metri di altezza). Il fatto di andare ad aumentare il numero di ugelli distributori è legato all'aver delle portate via via più elevate: per questo motivo il numero di giri caratteristico sarà legato al numero "n" di ugelli distributori (N.B se ricordi le Pelton con più distributori). D rappresenta il **diametro del cerchio di getti**. Abbiamo un getto con una **dimensione trasversale relativamente ridotta** ma una **ruota grande** (diametro del cerchio di getti grande).

In sostanza, abbiamo una ruota grande con pale piccole (N.B perché le pale si dimensionano in base alla dimensione trasversale del getto, relativamente piccola). Se abbiamo un **nc elevato** dobbiamo avere una ruota piccola con pale grandi: un numero di giri caratteristico elevato si traduce in grandi portate da smaltire, quindi in getti dal diametro maggiore e quindi in pale più grandi.

REGOLAZIONE

La regolazione viene effettuata spostando la posizione dell'ago Doble: quello che ci interessa vedere è cosa succede al variare della portata.

Regolazione



Il rendimento più influente è quello **idraulico**, che abbiamo visto dipendere sostanzialmente da u/c_1 . Una volta che abbiamo costruito la macchina: "**ci**" è **invariato** (OSSM/A: *suppongo a portata fissata*), la "**u**", connessa ad "**n**", che a sua volta dipende dall'alternatore, è **fissata**, inoltre se il moto fosse sempre **ld** e la pala fosse sempre **perpendicolare al getto** (con tutte le considerazioni fatte prima), **ny sarebbe costante**. In realtà, cambiando anche poco la dimensione del cerchio dei getti e la posizione della pala, abbiamo delle perdite diverse rispetto alla condizione nominale: nonostante ciò il rendimento mediamente si mantiene alto, quindi sulla curva non avrò il massimo in corrispondenza della massima portata ma leggermente spostato, proprio per avere un campo di variazione della portata più ampio.

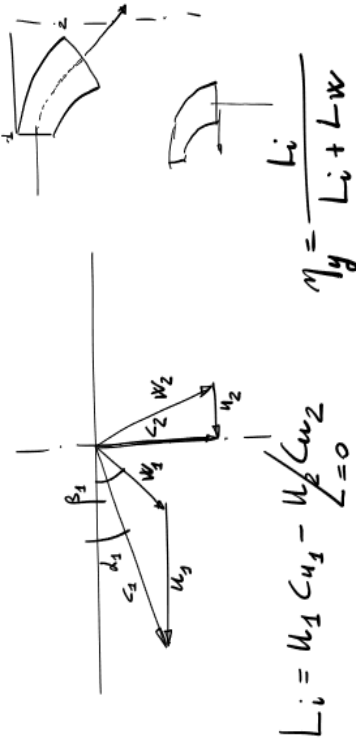
Se andiamo a **portate più basse**, l'andamento della curva cala a picco (N.B in realtà, c'è una portata molto piccola necessaria a vincere gli **attriti meccanici** e gli **attriti per effetto ventilante**, quindi la curva non parte da 0). Per portate crescenti, l'andamento della potenza è praticamente lineare, in quanto i termini che la costituiscono (nella sua formulazione) approssimativamente non variano.

(Dalle dispense:

In prima approssimazione, **il rendimento idraulico tende a mantenersi costante**

al variare della portata (e ciò risulta abbastanza vero per un'ampia zona di valori della portata) (infatti non cambiano né c_1 né u al variare della portata). In seconda approssimazione, occorre tener conto della **variazione di fi e psi**; e della **maggiore influenza delle perdite per ventilazione al diminuire della portata**, e quindi della **potenza corrispondentemente dissipata** (OSS M/A: *Infatti, ricorda che il lavoro dipende da u/c_1 che non dipende dalla portata, ma la potenza è data dal prodotto di Li per la portata stessa. Di conseguenza la potenza diminuisce se la portata diminuisce. Se al diminuire della portata diminuisce la potenza, ciò non vale per le perdite per ventilazione, che rimangono costanti. Conseguenza di ciò è una riduzione del rendimento organico al diminuire della portata.*). Per quanto riguarda il distributore, la corrispondente potenza perduta tende a mantenersi inalterata al variare della portata, ma riferita ad una potenza variabile del getto dà luogo a valori di fi calanti con la portata. Per quanto riguarda psi il ragionamento precedente può essere ripetuto, ma se ne aggiunge un altro: se la portata cresce i filetti risultano mediamente guidati meno bene, l'angolo cinematico beta tende a crescere e quindi cresce c_2 e le corrispondenti perdite per energia cinetica di scarico; si arguisce come psi possa presentare un

Non c'è infatti una definizione immediata per quanto riguarda le **perdite del diffusore**: in generale verrà come **frazione dell'energia di scarico**.



$$L_i = u_1 c_{u1} - \frac{u_2^2 c_{w2}}{2}$$

$$\eta_g = \frac{L_i}{L_i + L_w}$$

(N.B Francis lenta o veloce si riferisce al valore di numero di giri caratteristico a cui gira). Il triangolo di velocità di ingresso giace su un **piano diverso da quello di uscita**.

In figura 21, viene data una velocità assoluta di uscita di uscita **c2** che non è assolutamente assiale. Si vedrà che, per una questione di rendimento, sarà in realtà **preferibile che la velocità di uscita sia assiale**. In questo modo, infatti, si evita di avere c2 grandi che possano portare a perdite di energia per attrito nel diffusore.

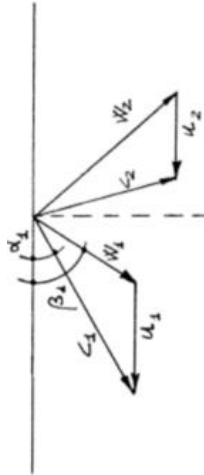


Fig. 21

Vediamo come cambia la geometria della turbina Francis al variare di n_c :

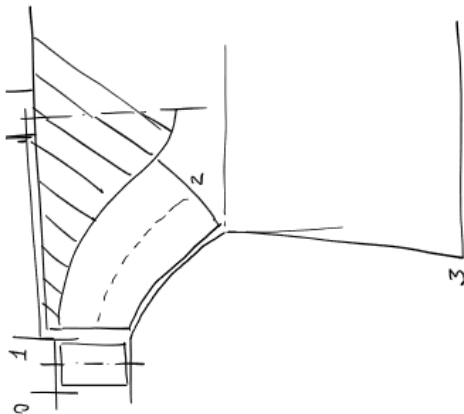
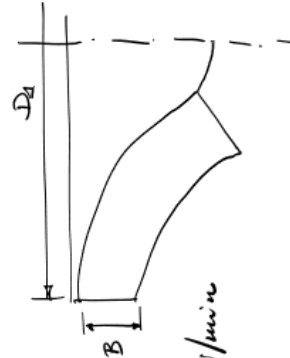
geometrie Francis $f(n_c)$

$$n_c = \frac{n \sqrt{P_u}}{H_u^{5/4}}$$

$$n_c \propto \sqrt{\frac{B}{D_1} \gamma g \Delta z}$$

$$k = \frac{u}{\sqrt{2gH_u}}$$

60 ÷ 450 giri/min



Applicando il principio di conservazione dell'energia tra "0" e "3", scrivo:

$$L_0 = \frac{\rho \cdot k \cdot B}{f} \left(\omega^2 r_1^2 + g(z_0 - z_3) \right) - L_{w0-3}$$

$$L_1 = g H_u - (L_{w_d} + L_{w_g} + L_{w_{diff}})$$

$$L_{w_d} = \frac{c_{1u}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_1^2}{2} \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right)$$

$$L_{w_g} = \frac{w_{2u}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \frac{w_2^2}{2} \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right)$$

Poi faccio lo stesso tra "1" e "2" in moto relativo:

$$L_1 = 0 = \frac{\rho \cdot k \cdot B}{f} \left(\omega_1^2 r_1^2 + g(z_1 - z_2) \right) - L_{w_g}$$

$$L_{w_{diff}} = \eta_{diff} \cdot \frac{c_2^2}{2}$$

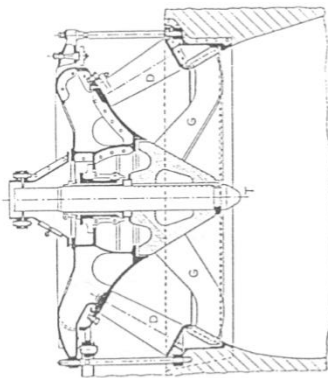


Fig. 25 - Distributore conico di turbina idraulica Francis.
D, distributore; G, girante; T, diffusore

Nel caso di turbina veloce, si decide di "tagliare" la pala (nel modo visto a matita in figura sopra), ottenendone una più piccola con minori perdite distribuite: l'estensione della pala è sufficiente a dare la deflessione voluta. C'è una zona in cui il fluido **non è guidato**, ossia quella compresa tra **uscita distributore** ed **ingresso girante**, nonostante ciò si è visto che studiando il fluido, tale problematica era in realtà risolvibile. Le turbine Francis veloci sono quindi caratterizzate da **pale piccole**.

REGOLAZIONE

La regolazione della turbina Francis si effettua variando l'angolo di uscita attraverso la macchina; ciò si ottiene cambiando il calettamento delle pale fisse, le quali ruotando possono avvicinarsi le une alle altre fino a chiudere completamente il passaggio dell'acqua.

Con lo spostamento delle pale si ha però una variazione dell'angolo di uscita dal distributore α_1 e conseguentemente dell'angolo cinematico di ingresso β_1 dell'acqua nella girante, il che, essendo quest'ultima disegnata in base alle maggiori portate, può portare al distacco della vena sul dorso; questo distacco della vena potrebbe essere eliminata solo mediante l'adozione di pale mobili anche nella girante, il che nelle turbine Francis non è possibile.

Quindi la regolazione delle turbine a reazione comporta una notevole diminuzione di rendimento idraulico ai carichi minori; mentre per le turbine lente questa diminuzione è inizialmente piccola, per le turbine veloci è subito forte (Fig. 30). La portata di massimo rendimento è scelta intorno al 75% della massima per una turbina lenta e sale all'85% ÷ 90% per una turbina veloce, onde evitare che un'eccessiva riduzione del rendimento comporti rendimenti idraulici in condizioni di progetto troppo bassi.

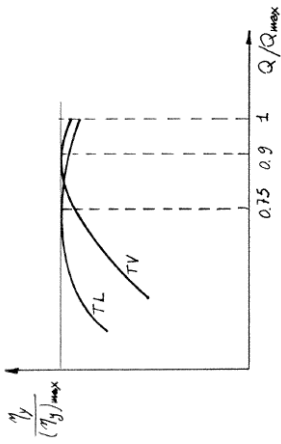


Fig. 30

Ogni pala del distributore è, in generale, solidale con un perno, fuso con essa, che attraversa la parete del distributore stesso; per operare la variazione della sezione di passaggio tutti i perni sono comandati contemporaneamente, per mezzo di una catena cinematica (Fig. 31 a) o di un anello posti all'esterno della macchina (Fig. 31 b).

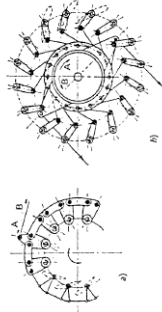


Fig. 31 - Schema di comando del distributore di turbina Francis.
a) a catena; b) ad anello.
A, apre; B, chiude.

25/10/2018

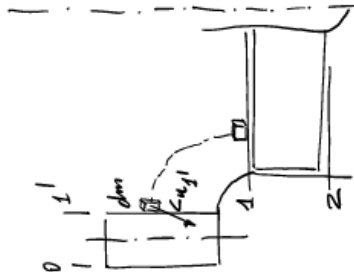
TURBINE A ELICA E KAPLAN

Introduzione:

Una configurazione più classica è quella rappresentata nella figura precedente: in testa vediamo il meccanismo necessario alla **rotazione delle pale** della girante, lateralmente possiamo osservare le varie pale della girante, dotate di ingresso radiale ed uscita assiale, in basso invece possiamo notare che segue un pezzo di diffusore con un certo sviluppo.

"Che cosa succede al fluido nella zona antecedente la pala della girante?"

Consideriamo un volume di controllo (quello tratteggiato in blu) e andiamo ad applicare la legge di **variazione del momento della quantità di moto**: la legge dice che la risultante dei momenti applicati dall'esterno al nostro sistema, rispetto all'asse considerato, è pari alla variazione del momento della quantità di moto del sistema (N.B l'esterno può esercitare un'azione tra fluido-fluido e parete-fluido). Trascuriamo le azioni tangenziali tra fluido-parete e fluido-fluido, dovute alla **viscosità**, andando in questo modo a **trascurare ogni contributo del momento della quantità di moto** rispetto all'asse, per un semplice motivo: le restanti (oltre quelle viscosi) forze in gioco sono incidenti l'asse perciò non danno momento. Nel complesso le azioni che l'esterno esercita sul sistema sono nulle e quindi il momento della quantità di moto rispetto all'asse del sistema non potrà che conservarsi.

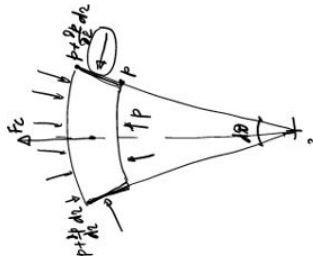
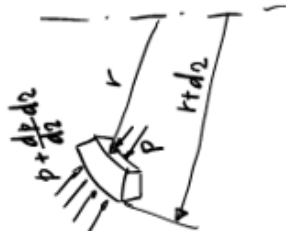


Se considero, all'uscita dal distributore, un elemento di massa **dm**, come nella figura di sopra, questo rispetto all'asse di rotazione avrà un momento della quantità di moto pari a $c_{u1} \cdot \cos(\alpha_1) \cdot r_1 \cdot dm$. Dal momento che si conserva il momento della quantità di moto, risulterà:

$$c_{u1} r_1 = c_{u2} r_2$$

Che è detta equazione del **vortice libero**.

Questa relazione implica l'esistenza di un **vortice libero** in questo canale (distributore-girante). Tale vortice libero sarà caratterizzato da una distribuzione delle pressioni tale che l'elementino dm, a raggio r e raggio r + dr, sarà sottoposto a della **forze di pressione**: sulla faccia esterna agirà una pressione p + dp * dr / dr e sulla parte opposta una pressione p.



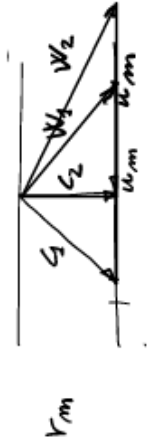
Schematizziamo nel piano questa situazione: questo elementino sarà individuato da un angolo **dθ** con un gradiente di pressione sulle due facce laterali. Affinché l'elementino sia in equilibrio (radiale ed assiale), l'azione di questa distribuzione di pressione e l'azione della forza centrifuga (avendo una componente di velocità periferica) dovranno **compensarsi tra loro**. Se io scrivo l'equilibrio secondo la **direzione radiale**, avremo: la pressione p che agisce su un suo r·dθ (lunghezza dell'arco con profondità unitaria), la **forza centrifuga** e il contributo radiale delle **forze di pressione** sulle facce laterali.

$$0 = p r d\theta \cdot 1 + 2 \left[p + \frac{\partial p}{\partial r} \frac{dr}{2} \right] dz \sin \frac{d\theta}{2} + - \left(p + \frac{\partial p}{\partial r} dr \right) (r + dr) d\theta \cdot 1 + r d\theta dz \rho \frac{c_u^2}{2}$$

(N.B suppongo una **variazione lineare** della pressione tra i due punti laterali dell'elementino) La componente normale all'asse, della distribuzione lineare di pressione, sarà **autobilanciata** (OSSMIA: con *autobilanciata intendo dire che per come è fatta la distribuzione di pressione, il sistema è già in equilibrio assialmente parlando*). Se trascuriamo gli **infinitesimi di ordine superiore**, otteniamo l'espressione finale seguente:

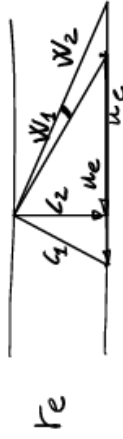
La velocità di uscita "c2" è puramente assiale o molto prossima ad esserlo (N.B noi la consideriamo per semplicità puramente assiale); per il momento non ci sono particolari ipotesi sul triangolo di velocità alla radice.

Raggio Medio:



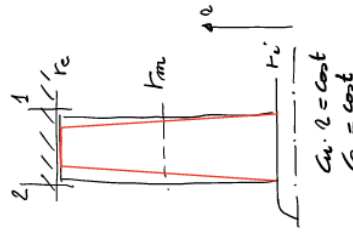
Dato che deve essere verificato che $cu \times R = \text{cost}$ se la pala è svergolata secondo il criterio di vortice libero, dato che siamo ad un $R_{\text{medio}} > R_{\text{radice}}$, la cu a raggio medio è più piccola di quella a radice.

Raggio Esterno:



(OSS: in tutti i casi analizzati, il triangolo di velocità sarà diverso unicamente in ingresso, in uscita rimane sempre lo stesso). Vediamo che all'aumentare del raggio, l'angolo α_1 aumenta, e al contrario la deflessione Δ nella girante ($\Delta = \beta_1 - \beta_2$) diminuisce.

Consideriamo una pala con la stessa lunghezza di prima ma rastremata (OSSMIA: si sta riferendo alla parte in rosso)



A differenza della pala vista inizialmente, prima di tutto ha un profilo non costante al variare del raggio, e in aggiunta a ciò ha l'importante vantaggio di avere delle sollecitazioni alla radice molto ridotte. Infatti, quest'ultima, risentendo di gran parte della forza centrifuga, nel momento in cui viene rastremata la pala si trova a dover sopportare carichi meno gravosi. (OSS MIA: inoltre a raggio esterno abbiamo la minore

$$L_i = u_{1A} c_{u12} - u_{2A} c_{u22} \quad \sum = 0$$

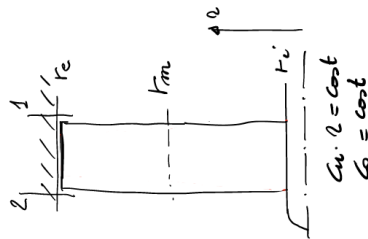
$$L_i r_A = u_A c_{u1A} - u_A c_{u2A} = \omega (r_A c_{u1A} - r_A c_{u2A}) = A \rightarrow B_A$$

$$L_i r_B = \omega (c_1 - c_2)$$

Dove C1 e C2 sono costanti al variare del punto considerato sulla sezione corrispettiva (C1 è costante sulla sezione 1 e C2 è costante sulla sezione 2)

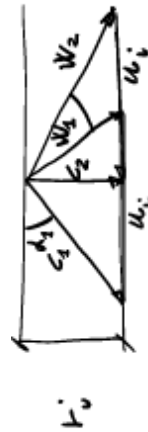
TRIANGOLI DI VELOCITA'

Considero una configurazione generica della pala:



E andiamo a valutare i triangoli di velocità a raggio interno, medio ed esterno.

Raggio Interno:



o di mandata, a seconda della manovra. La distribuzione dell'olio avviene all'estremità superiore dell'albero dell'alternatore a mezzo di un cassetto comandato da una camma, che con la sua particolare curvatura realizza il rapporto che deve sussistere tra l'apertura del distributore e quella delle pale della ruota, affinché la turbina possa, con qualsiasi portata, funzionare nelle condizioni di massimo rendimento.

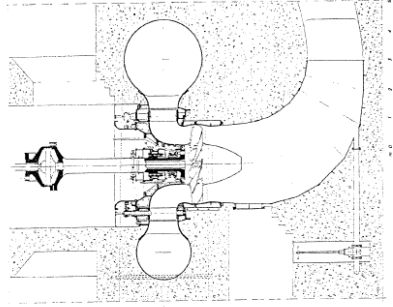


Fig. 36 - Turbina Kaplan Riva Calzoni da 11050 kW.

1.8.4.3 Diffusore.

Data la piccola caduta normalmente utilizzata dalle turbine Kaplan può essere ad asse rettilineo solo nel caso di turbine installate a livello più alto del pelo libero nel canale di arrivo (Fig. 37a). Negli altri casi è per lo più del tipo a gomito come in (Fig. 37b), c).

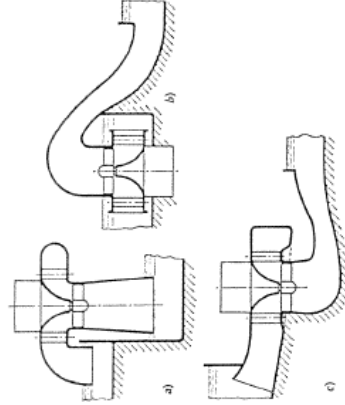


Fig. 37 - Installazioni di turbine ad elica.
 a) a sifone, con camera a spirale "aspirata" e diffusore rettilineo;
 b) a sifone in camera libera con diffusore a gomito;
 c) con camera a spirale e diffusore a gomito.

Per esprimere n_c in funzione di alcune grandezze caratteristiche della macchina, adottiamo il procedimento già usato per la turbina Francis, riferendo però la velocità di rotazione della macchina alla sua velocità periferica in punta alla pala. Indicando con l l'altezza radiale della pala, la portata in ingresso alla girante vale:

$$m = \xi \pi (D_p - l) \rho c_1 \sin \alpha_1$$

ove gli indici l si riferiscono alle condizioni in punta alla pala.

Il numero di giri caratteristico risulta quindi essere funzione delle grandezze:

$$n_c \propto \sqrt{\frac{k}{D_p} \left(1 - \frac{l}{D_p}\right) \tan \alpha_1} \quad [52]$$

L'angolo α_1 in punta alla pala si può ritenere variabile tra 60° e 75° , crescente con n_c , mentre $\frac{l}{D_p}$ è normalmente compreso tra 0,2, e 0,32, ed anch'esso crescente con n_c . In base a questi valori e per valori significativi per i rendimenti η_r ed η_y il numero di giri caratteristico è compreso nel campo:

$$450 \leq n_c \leq 1000$$

CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE

1.8.4.1 Distributore.

Può essere di tipo analogo a quello della turbina Francis, ovvero conico (come in Fig. 25) nel qual caso è talvolta a pale fisse per ridurre la complessità e il costo della macchina.

1.8.4.2 Girante, manovra delle sue pale.

Nella turbina ad elica (Fig. 35) la girante è costituita da un grosso mozzo

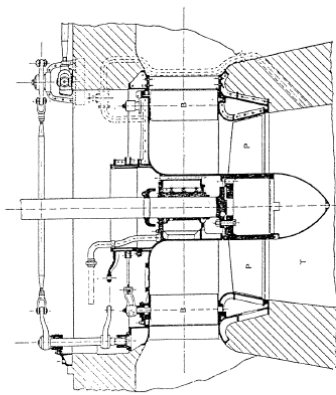


Fig. 35 - Turbina ad elica a pale fisse.
 B, distributore; P, pale della girante; T, diffusore.

e da un certo numero (da 2 a 8) di pale. In queste turbine manca completamente la corona esterna della girante ed i condotti tra le pale sono molto ampi; si riducono così notevolmente le perdite di carico per resistenze continue di attrito. Il meccanismo di manovra delle pale orientabili della turbina Kaplan (Fig. 36) è sistemato nel mozzo della ruota e può essere realizzato in diversi modi; uno dei tipi più usati, specialmente per grandi potenze, è il servomotore Englesson, alimentato da olio in pressione mediante un tubo collocato entro l'albero forato. L'intercapedine tra il tubo e il foro dell'albero serve pure come tubo di ritorno

INTRODUZIONE

Come da titolo, si tratta di turbomacchine operatrici. Normalmente sono **macchine centrifughe**, ma esistono anche delle **turbopompe assiali**. Queste macchine, sostanzialmente, tramite gli organi mobili (che sono la girante e le palette della girante), forniscono energia al fluido, che ne varia lo stato. Variare lo stato del fluido significa variare:

- la sua **quantità di moto**;
- la sua **pressione**;
- la sua **energia cinetica**;
- il suo **livello di quota**.

(Da dispense:

Tra le turbomacchine idrauliche operatrici distinguiamo le macchine radiali, nelle quali è possibile trasferire notevoli aliquote di energia grazie alla variazione della velocità periferica della paletatura che, in tal modo, è in condizioni di permettere alti scambi energetici senza necessariamente raggiungere condizioni operative particolarmente spinte. Nel caso delle macchine assiali il trasferimento di energia è necessariamente legato a deviazioni di velocità che, oltre che difficili da ottenere, non possono raggiungere valori elevati a causa del comportamento viscoso del fluido.

Ne segue, allora, che una turbomacchina operatrice radiale raggiunge facilmente caratteristiche, quali la prevalenza, notevolmente superiori a quelle ottenibili da macchine assiali della stessa categoria e quindi il loro uso trova applicazioni notevolmente più ampie.

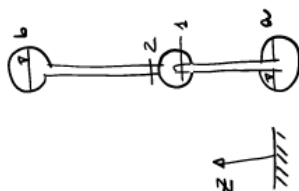
A fronte di tutta questa serie di caratteristiche delle operatrici radiali, le turbomacchine operatrici assiali presentano a loro volta un comportamento funzionale che le rende spesso insostituibili in alcune applicazioni. In particolare, due parametri del loro funzionamento raggiungono valori con i quali le operatrici radiali non possono competere: l'efficienza e la portata. Ne segue che le turbopompe assiali vedono le loro applicazioni **ove le grandi portate** risultino essenziali (per esempio le pompe di circolazione dell'acqua di raffreddamento dei condensatori di impianti a vapore).

Un esempio classico di utilizzo è quello di portare liquido da un serbatoio più basso ad uno più elevato. La famiglia delle turbopompe centrifughe è molto ampia. Esistono infatti turbopompe con potenze assorbite dell'ordine del Watt, e turbopompe che assorbono decine di Mega Watt.

Queste macchine vengono catalogate in base al **numero di giri caratteristico**, la cui definizione di base è quella già vista per le turbine. Più in particolare, una macchina dotata di un numero di giri caratteristico basso è una macchina che lavora **con portate relativamente basse e lavori o carichi totali** (che è l'equivalente del carico disponibile per le turbopompe) **elevati**. Quindi se devo spostare una piccola quantità di fluido ma per grandi altezze, userò una turbopompa centrifuga con numero di giri caratteristico basso.

Aumentando nc avrò portate più alte ma carichi via via più bassi. Le **turbopompe assiali** infatti, sono caratterizzate da portate decisamente grandi e normalmente **carichi totali abbastanza contenuti**. Dalla loro, però, hanno il pregio di avere **rendimenti decisamente più elevati** rispetto alla famiglia delle macchine centrifughe.

Definizioni:



Consideriamo una pompa che aspiri fluido da un serbatoio a e mandi in un serbatoio b più elevato. Ad ogni unità di massa di fluido che attraversa la macchina si fornisce al fluido un lavoro L_i ;

Definisco il **carico totale** (Ht) come la **differenza dei carichi totali tra il serbatoio di mandata e quello di aspirazione**. Pertanto, supponendo un flusso stazionario, moto unidimensionale, ed applicando il I PTD tra a e b:

$$H_a = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{c_a^2}{2g} + z_a$$

$$L_i = g (H_b^0 - H_a^0) + L_{w,p} + gY$$

$$H_L = H_b^0 - H_a^0 \quad \text{def.}$$

$$L_i = g (H_L + Y) + L_{w,p}$$

$$H_u = H_b^0 - H_a^0 \quad \text{def.}$$

Dove $L_{w,p}$ rappresenta la **perdita nella turbopompa**, mentre Y , come al solito, rappresenta le **perdite di carico nella condotta**. Inoltre, abbiamo definito la **prevalenza manometrica** H_u come la **differenza dei carichi totali tra la bocca di mandata e la bocca di aspirazione**.

Applichiamo la conservazione dell'energia tra 1-2 otteniamo:

$$1-2 \quad L_i = g (H_2^0 - H_1^0) + L_{w,p} = g H_u + L_{w,p}$$

A causa delle perdite all'interno della pompa, la variazione di carico totale tra la bocca di mandata e quella di aspirazione è inferiore ad L_i .

La potenza assorbita sarà:

$$P_a = \frac{P_i}{\eta_o} = \frac{\rho Q H_u}{\eta_o \eta_m \eta_g \eta_p} = \frac{\rho Q H_u}{\eta_p}$$

Il rendimento della pompa η_p sarà dato dal prodotto di tre rendimenti, ossia rendimento idraulico, organico e volumetrico.

Come al solito, il rendimento organico tiene conto della potenza persa per attrito nei supporti e per comandare eventuali ausiliari.

Il rendimento della pompa, almeno per quelle costruite bene, può raggiungere valori molto prossimi a 0,9 (molto alti). (OSS: "Costruite bene" significa che non si tratta di pompe come quelle che si comprano nei negozi fai da te, che hanno rendimenti (ma anche costi) più bassi.)

Bisogna anche tenere conto che il rendimento organico, solitamente, assume valori quasi unitari.

Grado di reazione della pompa:

(Da dispense:

L'elemento principale di una turbopompa è la girante, in cui le forze scambiate tra fluido ed elemento mobile fanno sì che il fluido riceva un lavoro L_i , ad unità di massa che fluisce nella macchina.

Applicando il principio di conservazione dell'energia meccanica, tra monte e valle della girante, si riconosce che il lavoro fornito, una volta detratte le perdite per resistenze passive, si trasforma parzialmente in aumento della quota piezometrica e parzialmente in aumento dell'energia cinetica. La girante è seguita da un condotto fisso di area crescente in cui la velocità del fluido si riduce; in tal modo l'energia cinetica viene trasformata in ulteriore aumento della quota piezometrica)

Da quanto scritto sopra, si evince che è importante la determinazione di un rapporto che mi possa permettere di comprendere quale sia l'evoluzione della quota piezometrica all'interno della macchina. A tal fine, si introduce il grado di reazione, che confronta i salti piezometrici tra la girante e l'intera pompa.

grado di reazione TP

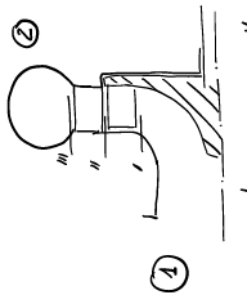
$$\chi = \frac{\frac{p''-p'}{\rho g} + (z''-z')}{H_u}$$

Con riferimento ad una macchina priva di perdite, si definisce grado di reazione il rapporto tra la variazione di quota piezometrica (OSS MIA: sommata alla variazione di quota geodetica) nella girante e quella nell'intera macchina

La turbopompa è in generale dotata di una pregiante (normalmente non c'è), una girante, un diffusore e poi una voluta di raccolta, che serve a raccogliere il fluido radialmente e mandarlo in mandata.

Notazione	Posizione
Singolo apice (')	Ingresso girante
Doppio apice ('')	Uscita girante, coincidente con l'ingresso del diffusore
Triplo apice (''')	Ingresso voluta, coincidente con l'uscita del diffusore

L'intera macchina è, generalmente, fatta in questo modo:



Per comprendere meglio la definizione data al grado di reazione, vediamo quale sia la variazione di carico totale tra ingresso ed uscita della macchina (quindi tra 1 e 2, o volendo, tra ' e ''), ossia **valutiamo la prevalenza manometrica**. Trascurando la variazione di energia cinetica tra ingresso ed uscita, si ottiene che:

$$\frac{p''-p'}{\rho g} + z'' - z' \approx H_u$$

Di conseguenza, fatta quest'approssimazione, potremmo dire che la prevalenza manometrica coincide con la somma di differenza di altezza piezometrica ed altezza geodetica tra l'ingresso e l'uscita della macchina.

Se la macchina di riferimento, da definizione, è priva di perdite, ed applichiamo la conservazione di energia tra ' e '' nel moto relativo, abbiamo:

$$L_i = 0 = \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta E_{co} + \Delta E_{ca} + \Delta E_g$$

$$0 = \frac{p''-p'}{\rho g} + \frac{v''^2 - v'^2}{2} - \frac{H_u - z'}{2}$$

*L'energia tra ' e '' nel moto relativo girante
 L_i = 0 = Δp/ρ + ΔE_{co} + ΔE_{ca} + ΔE_g
 0 = (p''-p')/(ρg) + (v''² - v'²)/2 - (H_u - z')/2*

- turbopompe radiali
- turbopompe a flusso misto
- turbopompe assiali

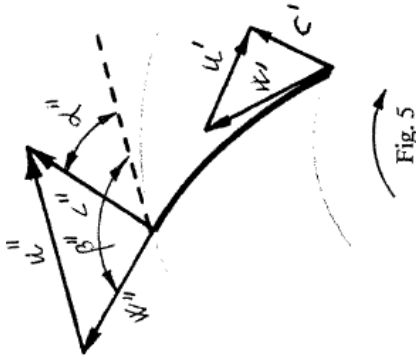
centrifuga, possiamo lavorare con un $c' - c'$ piccolo. Questo succede perché, nel caso di macchina centrifuga abbiamo che $u' > u'$, mentre nel caso di macchine centripeta abbiamo $u' < u'$, ed inoltre perché abbiamo supposto che w'' e w' fossero le stesse nelle due macchine.

In definitiva ciò comporta che $(c'' - c')_{centripeto} > (c'' - c')_{centrifugo}$, supponendo che le condizioni di ingresso siano le stesse, allora $(c'')_{centripeto} > (c'')_{centrifugo}$.

Avere una velocità di uscita molto grande, significa essere costretti ad inserire un diffusore palettato, ed aspettarsi, come già detto prima, comunque delle perdite per attrito abbastanza elevate sul diffusore.

(OSS MIA: Di solito si sceglie un diffusore palettato rispetto ad uno normale quando c'è bisogno di diffondere molto relativamente agli ingombri disponibili per il diffusore stesso)

Triangoli di velocità:



Per valutare i triangoli di velocità, facciamo la rappresentazione indicata sopra. Analizzeremo in un piano "blade to blade" i triangoli di velocità a raggio interno (quindi all'ingresso della girante) e quelli a raggio esterno (uscita dalla girante).

La velocità del fluido c' sarà diretta assialmente (OSS MIA: Come ben sai anche da SEMAFI, in queste macchine il flusso entra assialmente ed esce radialmente), ossia in direzione ortogonale a quella periferica (la direzione della u). Supponiamo che la girante ruoti in senso orario.

La linea media del profilo della pala deve avere sul bordo di attacco la direzione individuata da w' , al fine di evitare perdite per cattiva incidenza.

La velocità w'' sarà invece tangente alla linea media del profilo della pala sul bordo di uscita, e, per ottenere c'' , dovrò comporla con la u'' , tangente alla circonferenza esterna.

Se la $c1$ è assiale (che è il caso più frequente) allora la cu' è nulla.

Ricavando dunque l'espressione del lavoro all'unità di massa L_i :

$$L_i = u'' c'' - u' c' = u'' c'' \quad c' = 0$$

Andiamo adesso a vedere l'espressione del grado di reazione (nella prossima lezione ne valuteremo il concetto)

La corrispondenza che si riesce ad ottenere tra n e la famiglia di macchine è utile in sede di progetto come guida alla scelta di una pompa che, per gli assegnati valori di n , Q , ed H_u , permetta di raggiungere i valori più elevati del rendimento.

(OSS MIA: Non a caso, in progetto ciò che è noto è proprio n , Q ed H_u . Partendo da questi è possibile determinare il numero di giri caratteristico e di conseguenza trovare la famiglia di macchine a cui questo corrisponde. Proprio per la definizione che abbiamo già dato nelle turbine idrauliche, quelle condizioni di funzionamento saranno quelle a rendimento più alto per quella specifica famiglia di macchine. Ovviamente questo discorso valeva anche per le turbine idrauliche)

TURBOPOMPE RADIALI

Abbiamo già anticipato che nelle turbopompe a sviluppo radiale, avremo un ingresso assiale ed un'uscita radiale. Di conseguenza si tratta di macchine centrifughe e non centripete (come lo erano invece le turbine). Perché questa differenza? Lo vedremo con le seguenti considerazioni

(OSS MIA: In base a quanto studiato in SEMAFI, almeno a livello qualitativo, si può dire che la forza centrifuga è opposta al gradiente di pressione. Dal momento che il riflusso di portata, nonché la separazione dello strato limite è dovuta al relativamente forte gradiente di pressione, allora la forza centrifuga riesce, almeno parzialmente, a smorzare l'effetto.)

Si applica la conservazione dell'energia alla girante, prima considerando il moto assoluto

$$L_i = \frac{c''^2 - c'^2}{2} + \frac{p'' - p'}{\rho} + g(z'' - z') + Lw$$

Dopotiché la si riapplica in un sistema di riferimento solidale alla girante:

$$0 = \frac{p'' - p'}{\rho} + (z'' - z')g + \frac{w''^2 - w'^2}{2} - \frac{u''^2 - u'^2}{2} + Lw$$

Si può già dedurre, da quest'ultima relazione, che a parità di velocità relative raggiunte (e di conseguenza a parità di perdite Lw in girante), l'aumento di quota piezometrica in una pompa centrifuga ($u'' > u'$) è maggiore di quello che ci sarebbe in una pompa centripeta ($u'' < u'$): Di conseguenza, se il lavoro fornito è lo stesso, sarà necessario riconvertire in una macchina centripeta una maggiore aliquota di energia cinetica in energia di pressione nel diffusore, se vogliamo raggiungere la medesima pressione nei due casi. Ciò implica, tuttavia, anche delle maggiori perdite per attrito all'interno del diffusore.

Unendo queste due relazioni, si trova:

$$L_i = \frac{c''^2 - c'^2}{2} + \frac{w''^2 - w'^2}{2} + \frac{u''^2 - u'^2}{2}$$

Possiamo metterla anche in questi termini: supponiamo di avere una pompa che deve, per un dato rendimento, assorbire un lavoro L_i . Se ragioniamo a parità di velocità relative w , nel caso di macchina

Per quanto riguarda la formulazione del lavoro, possiamo sviluppare u'' :

$$L_i = c_u'' u'' = c_u'' (c_u'' - w_u'') = c_u'' (c_u'' + w'' \cos(180 - \beta'')) = c_u'' (c_u'' - w'' \cos \beta'')$$

Sapendo che

$$w_r'' = w'' \sin(180 - \beta'') = w'' \sin(\beta'')$$

Rielaborando la formula, possiamo scrivere:

$$L_i = c_u'' (c_u'' + w_r'' \cotg(180 - \beta'')) = c_u'' (c_u'' - w_r'' \cotg \beta'')$$

Da cui possiamo dedurre che, considerando che le componenti meridiane di tutte le velocità di uscita debbano rimanere costanti per mantenere costante la portata, e che, per ipotesi, il lavoro all'unità di massa L_i debba rimanere costante:



(OSS MIA: Si può vedere meglio questo discorso a pagina precedente, in particolare, il triangolo di velocità in uscita blu è quello relativo a queste nuove condizioni di β'' diminuito.

Si nota che se β'' diminuisce, a parità di componenti meridiane (Ossia la distanza del vertice del triangolo dalla retta su cui giace u , deve rimanere la stessa in seguito a questo cambio di geometria di palettatura), anche il termine $-w_u''$ (che è positivo) diminuisce. Pertanto, al fine di mantenere $L_i = \text{cost.}$, deve necessariamente succedere che c_u'' aumenti, infatti, dalle formule scritte prima, vale:

$$L_i = c_u'' (c_u'' - w_u'')$$

Tuttavia, dal momento che vale anche:

$$L_i = c_u'' u''$$

E dato che β'' che diminuisce implica che c_u'' aumenti, allora, sempre al fine di mantenere il lavoro L_i costante, dovrà succedere che u'' diminuisca.

Dal momento che, se β'' diminuisce allora c_u'' aumenta, ma per ipotesi c_r'' rimane costante (essendo una componente meridiana), allora l'effetto complessivo sarà che c'' aumenta.

Questo significa che al diminuire di β'' avremo un'energia cinetica in uscita maggiore, ossia che dovremo convertire nel diffusore una quantità più grande di altezza cinetica in altezza piezometrica. Questo, come abbiamo già visto, si traduce in un grado di reazione più basso.)

$$X = \frac{c''^2 - c''^2}{2 \Gamma_y L_i}$$

Il succo del discorso è: se β'' si riduce allora abbiamo che c_u'' aumenta, c_r'' è costante e u'' diminuisce. Dalle prime due condizioni si ha che c'' aumenta, se è vero ciò, il grado di reazione diminuisce (bisogna considerare che la macchina avrà un rendimento idraulico poco variabile). Un aumento di energia cinetica di uscita girante, implica che potremmo dover introdurre una palettatura nel diffusore.

Questo spiega anche il motivo per cui le turbopompe, tendenzialmente, hanno pale rivolte all'indietro.

(OSS MIA: Infatti, quanto più sono rivolte all'indietro, tanto più β'' sarà grande e tanto più sarà grande X . Di conseguenza, avere pale in girante sufficientemente rivolte all'indietro, implica necessariamente di una minore conversione di altezza cinetica in altezza piezometrica nel diffusore, e quindi, automaticamente, poter usufruire di diffusori più piccoli o, se tutto va bene, non palettati)

(Da dispense:

Dunque, al diminuire di β'' si riduce il grado di reazione; questo implica che la velocità dell'acqua nel diffusore tende a crescere, incrementando le perdite in tale sede; contemporaneamente la deviazione dell'acqua nella girante cresce e questo può portare a distacchi della vena dalla pala mobile. Queste ragioni spiegano gli elevati valori dell'angolo β'' che si incontrano nelle pompe centrifughe: detti angoli sono normalmente compresi tra 130° e 165° , mentre α'' risulta generalmente compreso tra 10° e 40° .

Diffusore non palettato:

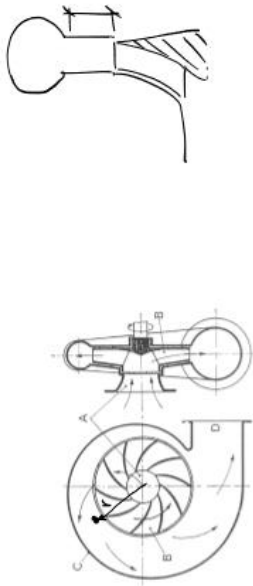


Fig. 15 - Schema di pompa centrifuga con diffusore non palettato. A, bocca di ingresso; B, girante; C, sboccata e diffusore; D, bocca di mandata.

Un diffusore a pareti piane e parallele non palettato è, in vista laterale, come nella figura a destra. Nella figura a sinistra abbiamo invece una macchina decisamente semplice in cui la voluta funziona da diffusore. Noi considereremo lo schema a destra, in cui, prima della voluta vera e propria, c'è un tratto a pareti piane e parallele, che è il diffusore in questione.

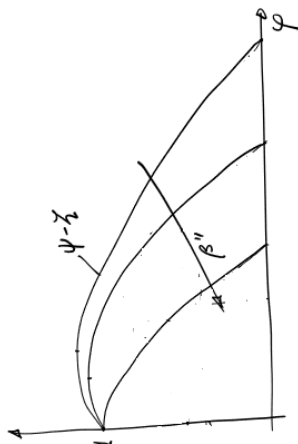
Nell'attraversamento del suddetto diffusore, la particella di fluido conserva il momento della quantità di moto (OSS MIA: In direzione assiale):

(OSS MIA: infatti non viene esercitata alcuna coppia in direzione assiale, se si considerano trascurabili le coppie dovute alle forze di attrito. Le forze esercitate dal diffusore infatti saranno ortogonali alle proprie pareti in tal caso. Dal momento che la normale alle pareti è in direzione assiale, le coppie generate dal diffusore potranno essere unicamente in direzione tangenziale. Se fosse palettato, ovviamente, la storia sarebbe completamente diversa, essendo la normale delle palette praticamente ortogonale alla direzione assiale. Ciò comporterebbe una coppia in direzione assiale e quindi anche una variazione di momento di quantità di moto in questa stessa direzione)

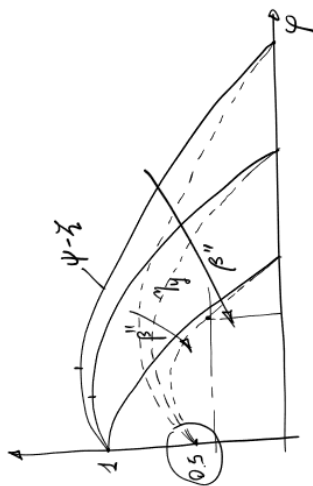
$$c_u'' r'' = c'' * r * \cos \alpha = c'' * r'' * \cos \alpha''$$

Indipendentemente dal valore di β'' , per φ uguale a zero ψ è uguale a 2 e ζ è uguale a 1, la loro differenza vale 1.

Di seguito viene riportato l'andamento di $\psi-\zeta$ al variare di φ e di β'' . Si vede che man mano che β'' aumenta, il massimo della curva $\psi-\zeta$ si sposta sempre più a sinistra, fino a scomparire del tutto. Inoltre, all'aumentare di β'' , il massimo di $\psi-\zeta$ diventa più basso, e la curva si annulla in corrispondenza di un φ più basso.



Per quanto riguarda il rendimento idraulico, per φ uguale a zero abbiamo $\eta_v = 0,5$ in base alle considerazioni fatte precedente. Quindi la curva $\eta_v(\varphi)$ partirà da 0,5, avrà un massimo relativo e si annullerà nello stesso punto in cui si annulla $\psi-\zeta$. L'andamento del rendimento idraulico è riportato di seguito tratteggiato.



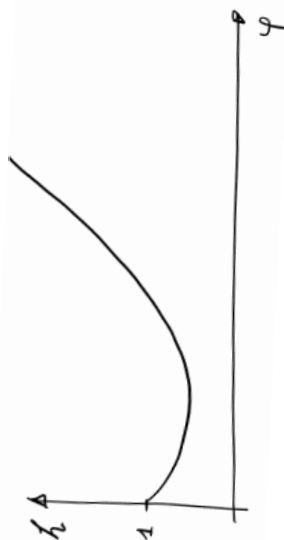
La caratteristica manometrica altro non sarebbe, come noto, che la prevalenza manometrica in funzione della portata volumetrica Q. Abbiamo già visto su SEIMAFI che:

$$gHu = (\psi - \zeta) \frac{u''^2}{2} \propto (\psi - \zeta) n^2$$

La portata Q, con riferimento alla geometria dell'uscita girante:

$$Q = \zeta \pi d'' * l'' * \varphi u''$$

Per una definita geometria, la portata è proporzionale a $\varphi * n$. Una volta fissato φ (OSS MIA: Essendo un rapporto tra componenti di velocità, fissare φ significa fissare le proporzioni del triangolo di velocità in uscita, dunque è fissata la similitudine fluidodinamica), sono fissati i valori di ψ , ζ e η_v . Di conseguenza, tutte le turbopompe che lavorano con lo stesso φ , lavorano in condizioni di similitudine fluidodinamica con gli stessi parametri adimensionali.



Sostanzialmente le perdite a cui è dovuta L_w sono di due tipi: **distribuite e concentrate**.

Si può dimostrare che in assenza di portata, il fluido "ruota" nella macchina senza mai trovare l'uscita, dal momento che tutte le componenti di velocità che danno portata sono nulle (OSS MIA: Praticamente in queste condizioni la velocità in uscita, se ci sono, sono praticamente tutte quante periferiche, il che si traduce in una situazione in cui il fluido ruota intorno all'asse della macchina e non si sposta lungo lo stesso). Ad una situazione del genere consegue che $c'' = u''$ (OSS MIA: Poiché se vedi la definizione del coefficiente di portata, dire che esso sia uguale a zero implica che la componente meridiana della velocità relativa sia nulla. Dal momento che raramente ci si ritrova in una situazione in cui β'' sia di 90° , ciò implica che in generale, quando il coefficiente di portata si annulla, si annulla la velocità relativa in generale) il che porta a concludere che $\xi = 1$ se $\varphi = 0$.

(OSS MIA: Se il flusso esce tangenzialmente, allora prima o poi la $c''/2$ verrà dissipata, a furia di girare intorno alla macchina senza mai uscire. Dal momento che $c''/2 = u''/2$ per i motivi detti sopra, allora l'intera L_w è pari ad $u''^2/2$)

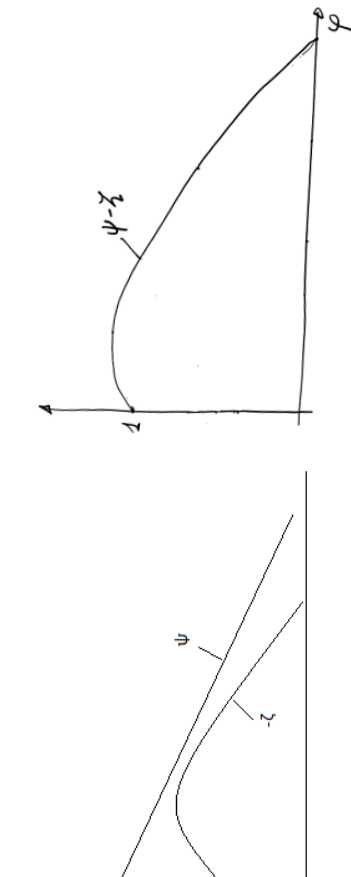
Se vado a considerare η_v e divido entrambi i membri per $u''^2/2$ ottengo:

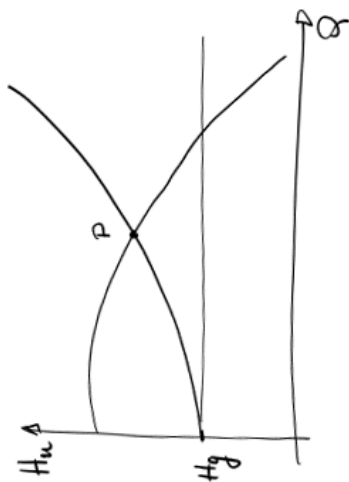
$$\eta_v = \frac{Li - Lw}{Li} = \frac{\psi - \zeta}{\psi}$$

Quindi scrivo

$$Li = \psi \frac{u''^2}{2}; Lw = \zeta \frac{u''^2}{2} \rightarrow Li - Lw = gHu = (\psi - \zeta) \frac{u''^2}{2}$$

Mi interessa diagrammare anche $\psi-\zeta$ nelle caratteristiche adimensionali:





Valgono le stesse cose dette per i compressori. Il punto di funzionamento è dato dall'intersezione della caratteristica interna della turbopompa e quella esterna del circuito. Valgono le considerazioni di stabilità già viste. La caratteristica esterna per definizione sarà: $H_u = H_t + Y_c$, e sarà possibile semplificarla considerando due casi:

- circuito aperto: $H_u = H_t + Y_c$;
- circuito chiuso: $H_u = Y_c$.

Y rappresenta le **perdite nei condotti di aspirazione e mandata**, in generale possiamo dire che Y è somma di perdite distribuite e concentrate: $Y = Y_d + Y_c$. Possiamo fare due considerazioni: riguardo Y_d possiamo dire che **dipende da una velocità al quadrato**, in particolare, Y_d dipende da w^2 e quindi da Q^2 . La stessa cosa vale per Y_c , dal momento che essa dipende da una velocità al quadrato:

- $Y_d \propto w^2 \propto Q^2$;
- $Y_c \propto Q^2$.

Queste proporzionalità quadratiche sono dovute al fatto che il flusso sarà quasi sempre **turbolento** e mai in transizione o laminare.

Numero di giri caratteristico:

Partiamo dalle due formule viste già in precedenza:

$$n_c = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H_u^{3/4}}; \quad n_c = \frac{n \sqrt{P_a}}{H_u^{5/4}}$$

Nei ragionamenti sarà più utile la prima. Si nota che avere n_c basso significa avere pompe **con prevalenze manometrica elevate e portate basse**. Man mano che aumentiamo n_c andiamo ad aumentare la portata e ridurre la prevalenza manometrica. Per macchine radiali, in modo del tutto equivalente alle Francis, abbiamo:

$$n_c \propto \sqrt{k \frac{l''}{d''} \tan \alpha''} \quad (\text{Francis}) \quad n_c \propto \sqrt{k \frac{B}{D_1} \tan \alpha_1}$$

Rispetto alla Francis solo i riferimenti geometrici sono un po' cambiati, con $k = \frac{w'}{\sqrt{2gH_u}}$. Dunque, incrementare n_c significa incrementare $k \frac{l''}{d''}$. Vediamo cosa implica ciò a livello di pale:

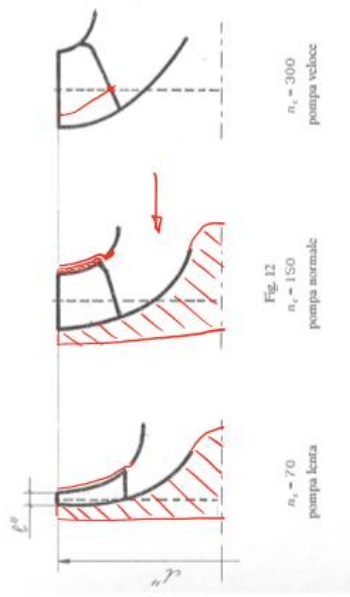


Fig. 12
 $n_c = 70$ pompa lenta
 $n_c = 150$ pompa normale
 $n_c = 300$ pompa veloce

l'' è l'altezza in senso assiale della palettatura uscita, d'' è il diametro di uscita della girante (vedi figura in alto). Dal disegno si può notare il confronto tra tre pompe (lente, normali, veloci) a parità di d'' . Man mano che aumenta l'' , abbiamo delle pale sempre più grandi e corte.

Seguendo l'aumento di l'' , vediamo che **la deflessione della corrente si riduce** (OSS MIA: Ricorda che $\alpha' = 90^\circ$) perché stanno aumentando n_c e α'' (per dirlo con certezza bisogna valutare i triangoli di velocità), ciò implica che basta **una minor superficie della pala** per ottenere l'effetto della deflessione della corrente (OSS MIA: altrimenti le perdite per attrito continuo aumenterebbero troppo rispetto all'effetto di deflessione che vogliamo ottenere). Proprio per questa ragione, si nota che la lunghezza della pala nel senso di percorrenza del fluido progressivamente si riduce.

Avevamo già visto nel grafico di psi meno zita come al variare di β'' il massimo si spostava verso le ordinate. **Al variare del numero di giri caratteristico variano anche le curve caratteristiche esterne**. Al fine di confrontare diverse curve a diverso numero di giri caratteristico, e dal momento che nella seguente trattazione i valori di prevalenza, portata o potenza assoluti non ci interessano ma ci interessa unicamente il confronto dei diversi andamenti, **le grandezze sugli assi dei seguenti diagrammi saranno relative a delle grandezze di riferimento**. In particolare, per ciascun numero di giri caratteristico, $H_{1,0}$ sarà la prevalenza che si misura in corrispondenza di una portata pari a Q_0 .

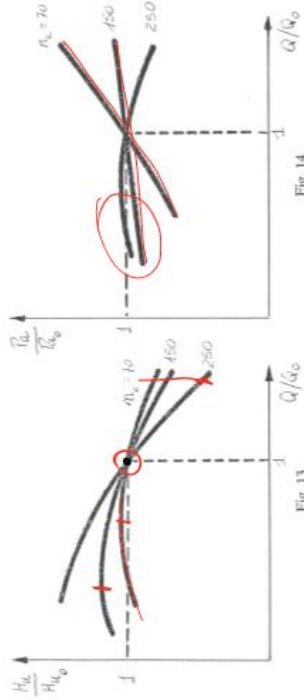


Fig. 14

Fig. 13

Vedendo la figura a sinistra le portate "relative" che forniscono le prevalenze "relative" massime, sono diverse per diversi n_c .

problemi del genere, inoltre riduco anche le fughe. Infatti, tra le due facce le pressioni si sviluppano nello stesso modo.

POMPE CENTRIFUGHE PLURISTADIO

Sono costituite dalla successione in serie di più stadi semplici, usualmente aventi tutte le giranti del medesimo diametro (Fig. 18); nel condotto centripeto di ritorno tra il diffusore di uno stadio e la bocca della girante del successivo sono usualmente inserite opportune pale raddrizzatrici.

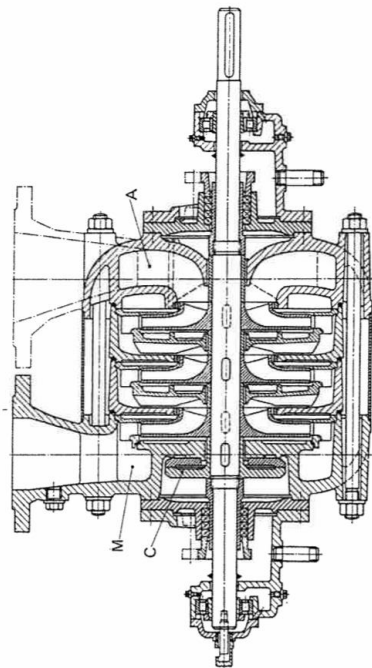


Fig. 18 - Pompa centrifuga radiale a tre stadi.

Per equilibrare la spinta assiale sull'albero si può far uso di uno **stantuffo compensatore**, come nell'esempio di Fig. 18, su una faccia del quale agisce la pressione all'uscita della girante dell'ultimo stadio mentre sull'altra agisce una pressione minore (per es., quella di aspirazione).

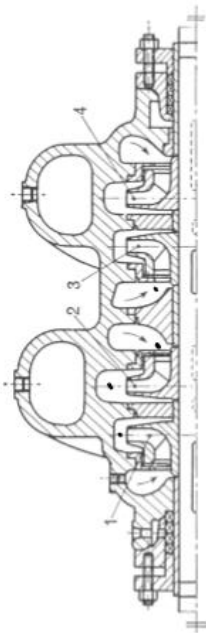


Fig. 19 - Turbopompa centrifuga a quattro stadi con giranti affacciate. I numeri indicano la successione degli stadi.

In altri casi, se il numero degli stadi è pari, questi vengono disposti affacciati a coppie (Fig. 19, 4 stadi) proprio per compensare le spinte assiali; naturalmente questa disposizione complica molto la costruzione dei condotti di comunicazione tra una girante e la successiva. L'alimentazione di questo tipo di macchine è complessa perché i flussi vengono incrociati (problema che si ripete nella carcassa) dunque bisogna avere **dei condotti separati**, per far funzionare il tutto. Alla fine, abbiamo una macchina molto efficiente per quanto riguarda i **rumori e l'equilibratura**.

POMPE A FLUSSO MISTO

Per numeri di giri caratteristici compresi tra 300 e 500, si è in **una zona di transizione** da pompe di tipo radiale a pompe di tipo assiale; in tale campo sono parzialmente ancora utilizzabili pompe centrifughe ovvero, in parte, si può far già ricorso a pompe assiali. La soluzione più logica consiste però nell'uso di pompe a flusso intermedio tra il radiale e l'assiale: le pompe a **flusso misto**, dette anche **semiaassiali o coniche**. La velocità del fluido attraverso la girante possiede ancora apprezzabili componenti radiali; è sensibilmente assiale all'ingresso mentre all'uscita del diffusore può essere sia assiale che radiale. Il **diffusore è sempre palettato**; il suo profilo dipende dalla disposizione della bocca di mandata della pompa (Fig. 20) e dal fatto che la macchina sia monostadio o pluristadio. Nelle pompe tipo **Deriaz** (Fig. 20, c) le pale mobili non sono più di pezzo con la girante ma possono ruotare, a comando esterno, attorno ad un asse, a scopo di regolazione.

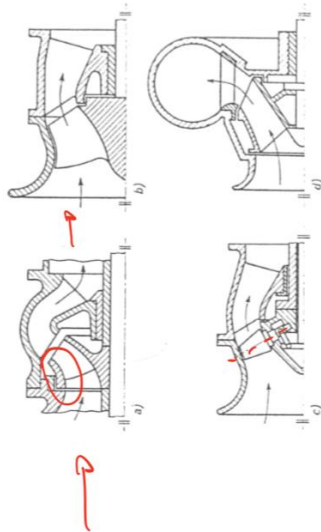


Fig. 20 - Schemi di pompe diagonali.

a) con girante chiusa, mandata assiale; b) con girante aperta, mandata assiale; c) con girante a pale orientabili, tipo Deriaz; d) con girante chiusa, diffusore radiale.

Entriamo nei particolari delle geometrie (OSS; queste pompe sono anche dette **diagonali**).

Il **caso a**) è caratterizzato dalla girante chiusa e la parte di chiusura è evidenziata in rosso, il **diffusore è palettato con ingresso e uscita assiale**. Il fluido però non esce assialmente, ed avrà anche una componente radiale (per questo, questa girante è anche detta "diagonale")

la configurazione **b**) è identica a quella precedente con la differenza che la girante è aperta in questo caso.

A livello di flusso la **c**) è analoga alla b) con la differenza che nella c) abbiamo pale della girante orientabili attraverso il sistema Deriaz (l'asse di rotazione per la regolazione della pala è indicato in rosso). Infine, in **d**) l'uscita, con diffusore palettato, è radiale ma nella girante il flusso è diagonale.

TURBOPOMPE ASSIALI

Analoga al caso delle turbine, le pompe assiali nascono dall'esigenza di **smaltire elevate portate con velocità di rotazioni non troppo piccole** e quindi diametri non troppo elevati. Esse permettono di realizzare valori elevati di nc con buoni rendimenti, richiedendo diametri di ingombro inferiori rispetto alle pompe radiali veloci.

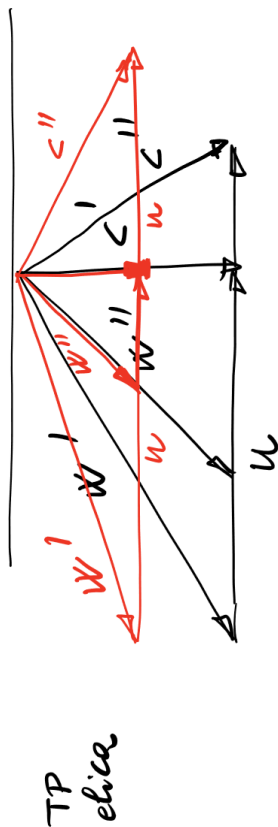
Lo stadio è costituito da un numero relativamente ridotto (2-6) di pale mobili portate da un mozzo, costituenti la girante, seguite da poche (3-7) pale fisse costituenti il diffusore.

Li non è elevatissimo poiché cu non è così grande (non essendo stata la deviazione elevata). La u, invece, è elevata. Infatti, in base a quanto visto sul numero di giri caratteristico, la cosa che rende la u grande è che verrà utilizzata una velocità di rotazione n grande

Vediamo come si comportano le macchine al variare della portata, considero due situazioni:

- pale fisse (tipo elica);
- pale orientabili (tipo Kaplan).

Caso 1: pale fisse (elica)



Poniamo ad esempio che la portata cambiata sia la metà di quella di progetto, ossia $Q = 50\% Q^*$. (OSS: In questa trattazione n rimane costante)

Bisogna ricordare che applicheremo concetti della teoria unidimensionale ma, a rigori, ciò non è corretto. Questo perché angoli cinematici e costruttivi non coincidono, dato il basso numero di pale mobili normalmente utilizzate; inoltre la corrente è fortemente non unidimensionale; per tali ragioni occorre far ricorso, per uno studio più approfondito, a teorie bidimensionali o tridimensionali, come nel caso dei compressori assiali.

(OSS: per le turbine a vapore, sperimentalmente si verifica che al variare dell'angolo di incidenza della corrente sulla paletteatura, l'angolo di uscita, o di efflusso, non cambia)

Il triangolo di velocità in rosso è quello relativo alle condizioni "regolate", quello in nero invece è relativo alle condizioni di progetto. "u" rimane lo stesso (dipendendo da n della girante, che rimane costante). Ciò che varia effettivamente tra una condizione e l'altra sarà la velocità di ingresso c', e da questa variazione dipenderà quella di w', w" e c".

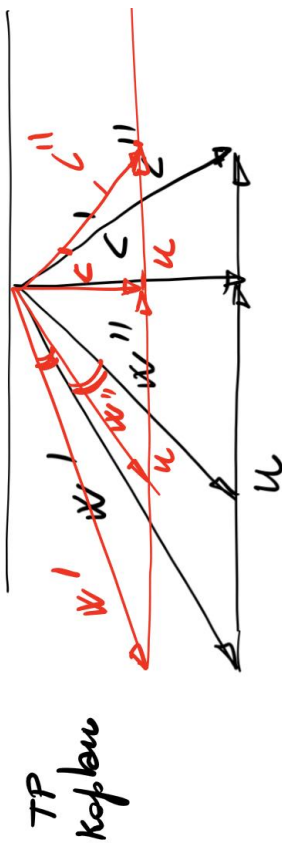
Possiamo ritenere che la direzione di uscita della corrente è sempre data dalla forma delle pale, pertanto tra le due condizioni, la w" non cambia direzione. Nota la componente assiale di velocità (che sarà la metà di quella di progetto) e nota la u, possiamo determinare sia w' e sia c".

Per quanto riguarda invece la direzione di w', essa è cambiata rispetto alla condizione nominale e non di poco. Dal momento che il profilo della pala in ingresso è rimasto sempre lo stesso, ci saranno perdite per urto in ingresso girante.

Una cosa analoga vale per c". Infatti, dato che la sua direzione cambia tra una condizione e l'altra e dal momento che le palette del diffusore sono le stesse, in seguito a regolazione ci saranno perdite per urto in ingresso al diffusore.

Questo significa che il rendimento della macchina sarà relativamente alto in condizioni nominali ma si riduce drasticamente man mano che ci si allontana dalle condizioni nominali.

Caso 2: pale orientabili (Kaplan)



Come prima, poniamo ad esempio che la portata cambiata sia la metà di quella di progetto, ossia $Q = 50\% Q^*$. (OSS: In questa trattazione n rimane costante).

Come prima, la c' non cambia direzione, quindi è nota una volta che è nota la componente assiale (che sarà la metà di quella delle condizioni di progetto). Quindi, se la compongo con la u (che è nota), ottengo la w'. In questo modo abbiamo ottenuto il triangolo di velocità all'ingresso

Come visto nel caso precedente, una regolazione sulla portata comporta un cambiamento degli angoli cinematici dei triangoli di velocità, e questi potranno non corrispondere più agli angoli geometrici. Si risolve questo problema ruotando le pale della girante. In tal modo si riescono ad eliminare le perdite per urto all'ingresso descritte nella parte precedente.

È opportuno ricordare che il triangolo di velocità in questione è considerato al raggio medio (infatti, essendo la macchina assiale, esso cambierà in base alla coordinata radiale considerata). Quindi, quando ruotando le pale della girante riesco ad eliminare le perdite per urto, in realtà lo sto facendo solo per il filo di flusso in corrispondenza del raggio medio. Per gli altri raggi, continueremo ad avere una certa perdita per urto (infatti l'angolo di calettamento necessario a non avere perdite cambia al variare del raggio considerato, essendo i triangoli di velocità diversi nelle varie coordinate radiali). Tuttavia, mediamente, viene soddisfatta una condizione di non-urto (OSS MIA: In parole povere, ruotare le pale, sebbene non elimini del tutto le perdite per urto in corrispondenza di tutti i fili di fluido, comunque le riduce notevolmente rispetto al caso di lasciare tutto inalterato).

Una volta che la pala viene ruotata, tuttavia, cambia anche l'angolo della velocità di uscita. Tuttavia, l'angolo geometrico che c' è tra ingresso ed uscita, deve rimanere lo stesso (la pala deve deflettere il flusso sempre dello stesso angolo, dal momento che essa viene soltanto ruotata rigidamente, non viene mica deformata). In parole povere, questo significa che l'angolo che c' è tra w' e w" (che in figura è anche evidenziato) deve rimanere lo stesso nei due casi (di portata "piena" e di "portata ridotta"). Di conseguenza, essendo nota la direzione di w", ed essendo nota la sua componente meridiana, essa è determinata in direzione e modulo. Dal momento che la u è nota, è anche determinata la c". Abbiamo così ottenuto entrambi i triangoli di velocità, all'ingresso e all'uscita.

Possiamo concludere che abbiamo eliminato le perdite per urto in ingresso girante o comunque le abbiamo ridotte molto. Non siamo riusciti ad eliminare completamente le perdite per urto in ingresso al diffusore ma le abbiamo ridotte (OSS MIA: Basti vedere che in questo caso, la direzione della c" relativa alla portata ridotta si scosta dalla direzione della c" a portata piena in maniera minore di quanto facesse nel caso di turbina assiale a pale fisse, ossia il caso del paragrafo precedente).

Non ha senso pensare di ruotare le pale del diffusore, perché in tal modo l'uscita del diffusore non sarà più

Regolazione per variazione della caratteristica esterna:

(OSS MIA: E' un tipo di regolazione che si ottiene inserendo delle valvole nel circuito e parzializzandole. Queste contribuiranno con una caduta variabile Y', che dipende dal grado di chiusura della valvola, come visto a SEIMAFI. Y invece sono le perdite continue e concentrate dovute al circuito)

Hg non può cambiare (è abbastanza difficile spostare un serbatoio di quota), inoltre, con questa regolazione, le perdite di carico possono essere soltanto aumentate; quindi la caratteristica esterna, se regolata, non può che andare verso sinistra (OSS MIA: Diventa una parabola sempre più ripida man mano che regoliamo). Con questo tipo di regolazione si può lavorare solo in riduzione di portata rispetto alle condizioni di progetto (OSS MIA: è ragionevole da pensare, dal momento che si tratta di una regolazione per valvole di laminazione)

Si passa pertanto dalle condizioni di progetto, rappresentate dalle grandezze asteriscate, alle condizioni fuori progetto, individuate dal punto di intersezione tra la nuova curva di caratteristica esterna e la medesima curva di caratteristica interna che avevamo in progetto. Si deduce (anche graficamente) che, al fine di trovare questo nuovo punto di funzionamento, dovremo considerare delle **perdite aggiuntive** a quelle del circuito, che mi diano questa caduta Y' (OSS MIA: E queste perdite sono quelle dovute a grado di chiusura della valvola).

Si giunge quindi ad una legge Hu-Q (una caratteristica esterna) del tipo: $Hu = Hg + Y + Y'$

Y rappresenterà le perdite dovute al circuito, distribuite e concentrate, che dipendono ovviamente dalla portata secondo una legge quadratica (OSS MIA: Essendo il flusso completamente turbolento) **Y sono le perdite aggiuntive**, che sono generalmente dovute ad una strozzatura o una valvola di laminazione, dipendenti sempre dalla portata.

Hg sono invece, al solito, le **cadute fisse**.

Tuttavia, questo discorso prescinde dalla zona del circuito in cui tale valvola o strozzatura è inserita. Questa zona verrà discussa quanto parleremo di cavitazione, ma anticipiamo che sarà sempre **alla mandata** e mai all'aspirazione.

Regolazione per variazione della caratteristica interna:

Supponiamo di avere una pompa tradizionale in cui possiamo solo variare il numero di giri. È ben noto che **la caratteristica manometrica dipende da n**. Il costruttore di pompe non ci fornisce la caratteristica alla n a cui funzionerà la pompa, ma la fornirà ad un numero qualsiasi. Se tale n coincide con quello a cui la macchina dovrà funzionare, allora possiamo usare la caratteristica fornita; altrimenti sarà necessario **trovare quella relativa al nuovo numero di giri**. Vediamo come fare quest'ultimo procedimento.

Sfrutto alcune relazioni viste prima (considerando che la macchina è geometricamente la stessa, quindi i parametri geometrici sono esclusi dalle proporzionalità):

$$Hu \propto (\omega - \zeta)n^2; \quad Q \propto \omega n$$

Adesso, considerando punti di funzionamento in **similitudine fluidodinamica**, sono soddisfatti questi rapporti:

$$\begin{cases} \frac{Hu'}{Hu} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \\ \frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} \end{cases}$$

(OSS MIA: Tutte le grandezze senza apice sono note, e sono date dal costruttore, quelle con l'apice sono incognite, fatta eccezione per n', che è nota)

In questo modo posso costruirmi la caratteristica per un nuovo numero di giri, in punti che siano in condizioni di similitudine fluidodinamica con quelli considerati nella curva fornita. Per il momento ciò non ha nulla a che fare col nuovo punto di funzionamento della turbopompa, è solo un procedimento che stiamo facendo per ricavare la nuova curva caratteristica.

Per essere più specifici riguardo questa costruzione, prendo un punto qualunque sulla caratteristica fornita, e lo chiamo T1. Traccio una parabola che passi per T1 e che ha vertice nell'origine (OSS MIA: Questa è una curva del tipo $Hu = \left(\frac{Q}{Q'}\right)^2$, che si ottiene unendo le due equazioni sopra). Tale curva conterrà tutti i punti in similitudine fluidodinamica col punto T1, per i diversi numeri di giri n'. Prendo un punto T1', in corrispondenza della portata Q' che avrei al numero di giri n' (OSS MIA: La portata Q' la ottieni da $\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n}$). In questo modo ho determinato T1', ossia il punto sulla curva caratteristica interna al numero di giri n', che è in similitudine fluidodinamica col punto T1.

Ripetendo questo procedimento per tutti i punti della curva caratteristica fornita, è possibile costruire la nuova curva caratteristica che ci interessa (quella a numero di giri n').

Se la caratteristica esterna non è cambiata (e non c'è motivo, in questo tipo di regolazione), essa rimane quella blu. Il nuovo punto di funzionamento passerà da p a p' (OSS: che ovviamente non è in similitudine fluidodinamica con p, infatti si trova su una parabola $\frac{Hu'}{Hu}$ diversa).

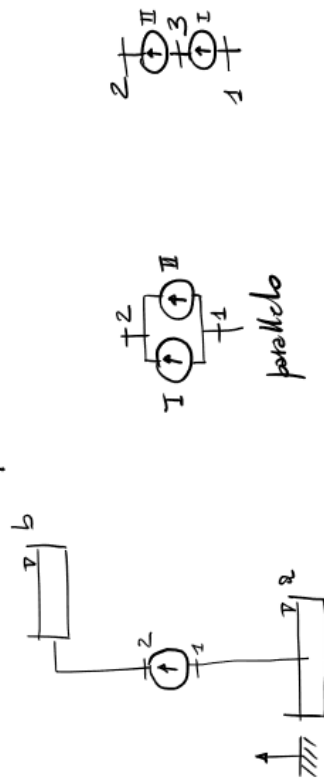
Invece, in un **circuito chiuso**, senza cadute Hg, la **caratteristica esterna sarà proprio una parabola per l'origine**. L'ultima osservazione fatta ci fa riflettere sul fatto che, per quanto appena detto, **tutti i punti di funzionamento che si trovano in seguito a regolazione per variazione di numero di giri all'interno di un circuito chiuso, sono tutti punti in similitudine fluidodinamica tra loro**.

(OSS MIA: Hg è la prevalenza globale, che è nulla in un circuito chiuso)

(OSS MIA: Ricorda che la prevalenza globale è quella fra i due peli liberi dei due bacini, la prevalenza totale (o prevalenza utile) è quella ai capi della turbopompa. In generale vale $Hu = Ht + Hwc$, dove Ht è la prevalenza utile o anche detta prevalenza manometrica o totale, Ht è la prevalenza globale, Hwc sono le perdite in condotta talvolta chiamate Yc)

APPLICAZIONE DI TURBOPOMPA IN PARALLELO E TURBOPOMPA IN SERIE

TP in serie e parallelo



INSTALLAZIONE

Per l'installazione delle turbopompe, essendo le tubazioni di aspirazione e mandata di diametro maggiore rispetto alle bocche di aspirazione e mandata, occorre inserire **tratti conici di raccordo** (OSS MIA: *il motivo di diametri sufficientemente grandi è spiegato più avanti, e riguarda la cavitazione*); per la condotta di aspirazione si può scegliere direttamente un diametro circa doppio della bocca della pompa, essendo la **lunghezza di tale tratto limitata**, mentre per quella di mandata occorre scegliere il diametro in base alle **perdite di carico ammissibili** in tale tratto.

Uno dei punti da definire è l'**altezza di installazione** della turbopompa rispetto al livello del pelo libero del bacino di aspirazione. Consideriamo ad esempio un pozzo posto profondo 20 m rispetto al terreno

A questo punto il problema che sorge è "dove installo la pompa per utilizzare quell'acqua?". Se si pensa soltanto ad un discorso di alimentazione della pompa (manutenzione etc.), la cosa più semplice è installarla a terra. 20 m di profondità tuttavia sono troppi e non si può fare un'installazione di quel tipo. C'è un limite dettato dal **fenomeno della cavitazione**.

Ma in cosa consiste? Se nel flusso con cui stiamo lavorando, esiste una zona con una pressione pari o minore della tensione di vapore del liquido a quella temperatura, allora si ha la formazione di **bolle di vapore**. Il possibile problema vero e proprio sorge quando le bolle di vapore vengono trascinate insieme al liquido e quest'ultimo va in una zona in cui la pressione aumenta. Questo **incremento di pressione schiaccia le suddette bolle di vapore**. Questo schiacciamento avviene con incrementi locali di pressione molto elevati. Di per sé stessa, la forza che deriva da questo schiacciamento (sempre se la bolla viene schiacciata su una parete metallica) non sarebbe un carico così elevato (OSS: *Nelle dispense si parla di alcune centinaia di atmosfere, viene detto inoltre che si tratta di pressioni istantanee, dovute al fatto che le bolle di vapore si condensano istantaneamente, dal momento che la pressione a cui esse sono soggette aumenta*). Il vero problema è che si tratta di un **carico dinamico**, nel senso che questo fenomeno avviene con una **frequenza anche relativamente elevata**. Laddove c'è questo fenomeno c'è un "martellamento della superficie", e continuando con l'esposizione a questo fenomeno, si ha poi la possibile comparsa di **fratture nel materiale della condotta**.

È un fenomeno che dipende dall'**idrodinamica e dalla natura del fluido**. La resistenza a questo fenomeno dipende anche dal materiale di cui è fatta la pompa (OSS MIA: *o la condotta, anche se in generale il massimo della pressione lo si raggiunge all'uscita della pompa, ragionevolmente*). Ad esempio, per avere materiali più resistenti a questo fenomeno si può pensare all'acciaio inossidabile invece che l'ottone, di cui di solito è fatta la carcassa della pompa. La scelta dei materiali, per essere più precisi, deve tenere conto di un effetto chimico-termico, e non tanto delle proprietà meccaniche (come limite elastico etc.).

(OSS: *dalle dispense questo concetto è un po' diverso. Viene in particolar modo detto che non è ben chiaro il motivo per il quale la cavitazione provoca corrosione, ma viene detto che la spiegazione più accreditata è quella del fenomeno termico che abbiamo descritto. Altre spiegazioni fanno appello a fenomeni di erosione chimica del materiale; questo però non appare un meccanismo fondamentale, vista la rapida distruzione del vetro, materiale chimicamente inerte in presenza di cavitazione.*)
 Un'altra spiegazione è che le elevate pressioni che si sviluppano nella condensazione delle bolle di vapore, portano ad elevate temperature locali e che l'erosione sia dovuta all'azione combinata delle alte pressioni e delle alte temperature; tale ipotesi pare avvalorata dal fatto che l'acciaio inossidabile, materiale che presenta buona resistenza ad alta temperatura, resiste bene all'erosione da cavitazione.)

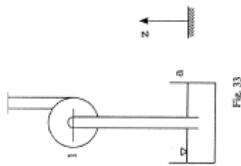
In generale, gli effetti della cavitazione possono essere:

- Danneggiamento delle pareti solide (usualmente chiamato corrosione da cavitazione o "pitting")**
- Rumori generati su largo spettro**

- Vibrazioni**
- Caduta nelle prestazioni idrauliche**

(OSS MIA: *Su SEIMAFI viene anche detto che l'evaporazione del liquido fa sì che il suo volume specifico si riduca. Essendo le tubazioni progettate per una certa portata volumetrica (che deve rimanere sempre la stessa), un ulteriore risultato complessivo della cavitazione è una riduzione della portata massica*)
 Vediamo adesso la cavitazione dal punto di vista **idrodinamico**. Considereremo lo schema riportato sotto, con una pompa che preleva acqua da un bacino di aspirazione.

(OSS: *Bisogna ricordare che questo effetto può essere presente anche in uscita girante dalle turbine.*)



Vogliamo che nel punto in cui raggiungiamo la **pressione minima**, questa sia al di sopra od al limite uguale alla **tensione di vapore**. Se andiamo a vedere il condotto di aspirazione, la pressione, dal bacino di aspirazione, tende a ridursi man mano che si sale verso la pompa. Quindi in 1 (ingresso pompa) ho la pressione minima.

In realtà la pressione minima non è in 1, ma si ha ancora un **ulteriore riduzione di pressione tra 1 e la girante della turbopompa**. Praticamente questo succede perché **sulla girante della turbopompa c'è una distribuzione di pressione**, ed in questa distribuzione c'è un punto in cui la pressione è minima. Quindi, al fine di evitare cavitazione, in realtà p1 dovrà essere più grande di una pressione maggiore della sola pv. Questa pressione maggiore differisce da pv per una quantità Δp.

Δp dipende normalmente da una velocità al quadrato, ed è la velocità relativa al profilo. Il ρ "mette apposto le unità di misura", infatti Δp/ρ ha le stesse unità di misura della velocità al quadrato.

(OSS MIA: *Da SEIMAFI viene detto che questa riduzione di pressione è dovuta ad un'accelerazione che il flusso deve subire al fine di cambiare direzione in corrispondenza del leading edge della pala, e poter dunque seguire il suo profilo*)

(OSS MIA: *w' è la velocità relativa in ingresso girante*)

$$\Delta p = \lambda \rho \frac{w'^2}{2}$$

$$p_1 > p_v + \Delta p$$

$$p_1 > p_v + \lambda \rho \frac{w'^2}{2}$$

$$p_1 - p_v > \lambda \rho \frac{w'^2}{2}$$

Adesso si dividono entrambi i membri per ρ e si aggiunge ad entrambi l'energia cinetica di ingresso del fluido nella pompa
 Si fa poi

$$\frac{p_1 - p_v}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} > \frac{c_2^2}{2} + \lambda \frac{w'^2}{2}$$

Il secondo termine viene indicato come gH₀

$$\frac{p_1 - p_v}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} > gH_0$$

(Ma c1 e c' sono la stessa cosa? Cosa indica il pedice ' ? Forse 1 indica ingresso macchina, ' indica invece ingresso girante)

Se vediamo anche gHu

$$g H_u = L_i - L_{w,p} = (\psi - \zeta) \frac{u^{*2}}{2} \propto u^{*2}$$

Infatti, se sono in condizioni di similitudine fluidodinamica, i **parametri adimensionali** rimangono gli stessi, pertanto posso considerare quella proporzionalità. (OSS MIA: *Chiaramente, per quest'ultima proporzionalità, abbiamo anche dovuto usare l'ipotesi di similitudine geometrica, dal momento che il rapporto tra la velocità periferica di uscita con quella di ingresso è pari al rapporto tra il raggio in ingresso girante e quello in uscita*)

In condizioni di similitudine geometrica e fluidodinamica, sia h0 che Hu dipendono dalla sola velocità periferica. Se pertanto faccio il rapporto tra le due grandezze, ricavo il **Parametro di Thoma**, che per famiglie di macchine in similitudine fluidodinamica (OSS MIA: e *geometrica*) è un valore costante.

$$\sigma = \frac{h_0}{H_u}$$

(OSS: *Dalle dispense, il parametro di Thoma cambia solo mutando classe di macchine e/o condizioni di similitudine*)

Si fa poi un'estensione; dal momento che anche il numero di giri caratteristico dipende dalla classe di macchina e/o dalle condizioni di similitudine fluidodinamica, allora si vede che le condizioni di variabilità di Thoma sono le stesse che si hanno per quanto riguarda il numero di giri caratteristico. Si fa vedere che

$$\sigma = \kappa \cdot n_c^{4/3}$$

Parlare di una turbopompa di cui abbiamo un certo nc significa determinare immediatamente il parametro di Thoma. Se abbiamo Hu, **ciò si traduce automaticamente nel conoscere h0 e dunque l'altezza massima di installazione.**

Alla costante k si può assegnare un valore intorno a 0,2 x 10^3 per nc misurato in giri/min e per turbopompe ad un solo ingresso di normale costruzione.

Questa relazione si può usare così com'è oppure si possono fare dei passaggi algebrici per ricavare il **numero di giri caratteristico per la cavitazione** (OSS MIA: *Riguardo quanto sotto, S NON è letteralmente il numero di giri caratteristico per la cavitazione, ma semplicemente una relazione che deve essere verificata affinché ci sia cavitazione. Il numero S è un numero detto "numero di giri caratteristico per la cavitazione" anche se non è letteralmente quello che il nome direbbe che sia*)

$$\frac{1}{3.65 \cdot \kappa^{3/4}} = \frac{n_c \sqrt{\sigma}}{h_0^{3/4}} = S$$

(OSS: *Questi passaggi algebrici consistono, sostanzialmente, nel sostituire le seguenti relazioni:*

$$\sigma = \kappa \cdot n_c^{4/3} \quad \sigma = \frac{h_0}{H_u}$$

e inserendole nella

$$n_c = \frac{n \sqrt{\frac{1}{735.4 \rho_p} \rho Q H_u}}{H_u^{5/4}} \cong 3.65 \cdot \frac{n \sqrt{Q}}{H_u^{3/4}}$$

) Il parametro s, in base alla definizione data, e per k=0,2 x 10^3 dovrebbe trovarsi nell'intorno di 167

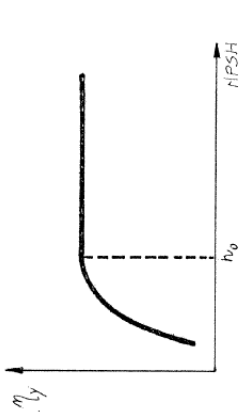


Fig. 35

Ripetiamo il valore di h0, nell'ipotesi che stiamo considerando, rimane costante. Quando la disuguaglianza che garantisce di evitare la cavitazione (ho < NPSH) non è soddisfatta, allora bisogna avere una caduta di rendimento come disegnato.

In realtà, sperimentalmente, in alcune turbopompe si può avere una situazione che sembrerebbe un controsenso. Praticamente, in queste turbopompe si vede che può esserci anche **un lieve incremento di rendimento per valori di NPSH immediatamente inferiori ad h0** (OSS MIA: *si tratta di un brevissimo picco, che per degli NPSH un pochino più bassi tende subito a decadere*), dovuto al fatto che la formazione delle bolle (causate dalla cavitazione) va inizialmente a ridurre **le perdite per attrito viscoso**. Tuttavia, se si scende con l'NPSH anche soltanto un po' di più, il rendimento decresce come ci si aspetterebbe.

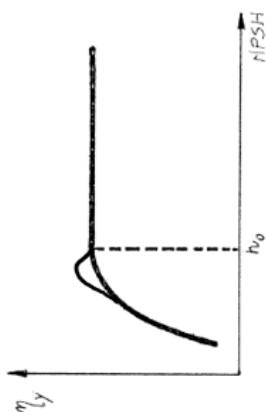


Fig. 35

(OSS MIA: *Sulle dispense viene detto che il successivo decadimento di rendimento è dovuto alla presenza di bolle di vapore che influenzano il flusso, deviando la corrente dalle direzioni prestabilite in sede di progetto e quindi facendo decadere il rendimento idraulico. Quindi è questa la giustificazione che viene data al decremento di rendimento*)

Similitudini:

Vediamo ora se sia possibile correlare il carico minimo ammissibile h0 alla bocca di una pompa con quello di un'altra pompa geometricamente simile all'originale e funzionante in condizioni di similitudine con questa. Si ricorda in particolar modo che similitudine geometrica e fluidodinamica impongono la costanza dei rapporti tra le velocità di ingresso.

Andando nuovamente a considerare la definizione di h0 e mettendoci in condizioni di **similitudine fluidodinamica** tra due o più macchine, allora il rapporto tra la velocità relativa di ingresso e la velocità periferica in ingresso, così come il rapporto tra la velocità assoluta in ingresso e la velocità periferica in ingresso, sono gli stessi per le due o più macchine. Quindi potremo scrivere

$$g h_0 = \frac{c_1^2}{2} + \lambda \frac{w^{*2}}{2} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{c_1}{u} \right)^2 \left(\frac{c_1}{u} \right)^2 + \lambda \left(\frac{w^*}{u} \right)^2 \right] u^{*2} \propto u^{*2}$$

INTRODUZIONE

Spesso è utile poter trasferire potenza da un organo meccanico ad un altro senza che tra i due vi siano rapporti di velocità di rotazione rigidamente prefissati; in tal caso una trasmissione puramente meccanica può essere molto complicata.

Si dimostrano invece molto più adatte **le trasmissioni idrauliche**. Queste possono suddividersi in **trasmissioni idrodinamiche** e **trasmissioni idrostatiche**.

Nelle trasmissioni idrostatiche la trasmissione di potenza è effettuata comprimendo il liquido in una **pompa volumetrica** e sfruttandone la pressione in un motore che sarà anch'esso una macchina **volumetrica**.

Al contrario nella **trasmissione idrodinamica** si fa ricorso a **turbomacchine** (turbopompa e turbina).

Al fine di trasmettere potenza, nel primo caso si sfrutta dunque la pressione del liquido (azione idrostatica), nel secondo invece si sfruttano le azioni dinamiche del fluido.

Vedremo un'applicazione di pompe e turbine collegate, in quelle che si chiamano **trasmissioni idrodinamiche**. Vediamole prima in generale. In queste lo scopo è trasmettere da un organo ad un altro una certa coppia ad una certa frequenza. Uno dei modi abbastanza comuni per questo scopo è utilizzare un giunto meccanico. Il giunto meccanico è **relativamente rigido** e se sull'utenza abbiamo un imprevisto, si blocca l'albero. In questo caso o si rompe il giunto o l'albero.

Viceversa, la trasmissione idraulica **non implica un collegamento rigido tra utenza e motore**, come avremo modo di vedere. Si tratta di un liquido interposto tra una macchina e l'altra che trasmette energia. Nella trasmissione idrostatica si incrementa il livello di pressione di un liquido (che può essere acqua od anche olio) e poi si utilizza questo maggior livello di pressione in un motore.

Trasmissioni idrodinamiche od oleodinamiche in realtà utilizzano le azioni che opportune pale trasmettono ad un liquido (turbopompa) e questo liquido, nell'attraversare una turbina, le trasmette ad organi mobili collegati alla stessa. **Non c'è dunque un collegamento rigido tra le due macchine** (turbina e turbopompa), ma si trasmettono energia.

TRASMISSIONI IDRAULICHE

Se analizziamo su un diagramma il rendimento idraulico, ho un andamento del tipo

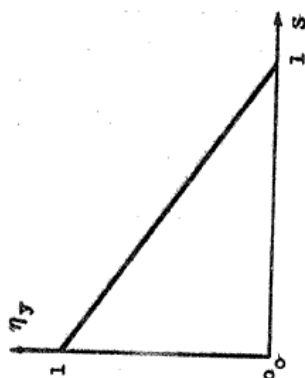


Fig. 93

Nell'ambito di una teoria unidimensionale è facile tracciare i triangoli delle velocità in entrata ed in uscita dalla pompa e dalla turbina, tenendo presente che **le pale sono puramente radiali (OSS MIA: Pale radiali significa che il fluido, quando le percorre, cambia la sua distanza dall'asse di rotazione)**, che la turbina ruota ad una velocità angolare inferiore a quella della pompa, che la velocità assoluta all'uscita dalla turbina uguaglia quella in entrata alla pompa, mentre quella in uscita dalla pompa uguaglia quella in entrata alla turbina; si ottengono così i triangoli delle velocità riportati in fig. 94, con riferimento ai simboli di fig. 92.

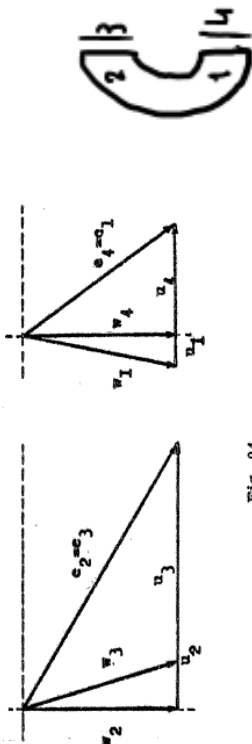


Fig. 94

$$u_2 = \omega_p r_2$$

$$u_3 = \omega_t r_3$$

(I triangoli di velocità a sinistra rappresentano l'uscita dalla pompa e l'ingresso nella turbina, quelli a destra, invece, l'uscita dalla turbina e l'ingresso nella pompa)

Nel piano del disegno in fig.92 **le pale sono con uscita assiale (OSS MIA: ossia uscita parallela all'asse di rotazione delle pale)**. Pertanto, possiamo dire che la w_2 è diretta come in figura. Va composta con la velocità periferica u_2 .

Adesso analizziamo la situazione in ingresso turbina. La velocità relativa di ingresso in turbina non è assiale, ma ha una componente tangenziale (OSS MIA: questa deriva direttamente dal fatto che deve essere verificato $c_3=c_2$, e credo sia verificato soltanto quando $A_2=A_3$), quindi significa che avrà un urto all'ingresso della turbina, perché le pale sono semplicemente assiali.

All'uscita della turbina, risulta che

$$A_2 \cong A_3 \Rightarrow c_a = \cos t$$

(OSS MIA: Ossia che le componenti assiali di velocità si conservano tra uscita pompa ed ingresso turbina soltanto se la sezione di passaggio del fluido rimane uguale.)

Adesso facciamo l'equilibrio dei momenti sulla sola pompa. Essa dovrà esercitare un'azione sul flusso C_p (e quindi subirà la sua reazione) e sarà a sua volta mossa da una coppia motrice (che è praticamente quella che le trasmette il motore). La pompa verrà dunque **inizialmente accelerata**.

Un discorso analogo vale per la turbina ed il motore a cui essa è collegata. Dal momento che la turbina subisce una coppia pari a quella della pompa, allora questa viene trasmessa direttamente all'utilizzatore (essendo motore e turbina collegati solidalmente). Tuttavia, anche l'albero dell'utilizzatore avrà una certa inerzia.

In dinamico dobbiamo scrivere

$$C_M - C_p = I_p \frac{d\omega_p}{dt}$$

$$C_T - C_R = I_T \frac{d\omega_t}{dt}$$

I_T è l'inerzia dell'albero collegato alla turbina (e la turbina stessa)

I_p è l'inerzia dell'albero collegato alla pompa (e la pompa stessa)

C_M Coppia motrice

C_R Coppia resistente (dell'utenza)

ω_p velocità angolare della pompa

ω_t velocità angolare della turbina

Poi, raggiunto l'equilibrio, abbiamo forza di inerzia trascurabile, ossia $cp=cm$ (OSS: in realtà $ct=cp$ vale sempre, ma non vale sempre $cmotrice=cp$) (OSS MIA: $E Ct=Cp$). In condizioni di **equilibrio**, quindi, **tutte le coppie hanno lo stesso valore**

Se tutte le coppie hanno lo stesso valore, cosa succede alle velocità angolari?

$$P_p = C_p \omega_p ; P_t = C_t \omega_t$$

Abbiamo già il vincolo che le coppie sono uguali.

Per un discorso energetico (OSS MIA: praticamente per via delle perdite di energia nel passaggio del liquido, ossia per via delle resistenze passive) sicuramente

$$\omega_p > \omega_t$$

allora si introduce uno **scorrimento del giunto s**, definito come

$$s = \frac{\omega_p - \omega_t}{\omega_p} = 1 - \frac{\omega_t}{\omega_p}$$

Lo scorrimento è compreso tra

$$s = 0 \quad (\omega_p = \omega_t)$$

$$s = 1 \quad (\omega_t = 0)$$

Noi, nelle condizioni nominali, tendiamo a lavorare in prossimità di $s=0$.

Tuttavia lo scorrimento **non potrà mai essere uguale a 0**, e vedremo il motivo.

Definiamo un **rendimento idraulico del giunto** come

$$\eta_y = \frac{P_t}{P_p} = \frac{C_t \cdot \omega_t}{C_p \cdot \omega_p} = 1 - s$$

(OSS: E' il rapporto tra la potenza interna della turbina e quella assorbita interamente dalla pompa)