

TURBOMACCHINE OPERATIVI ASSIALI

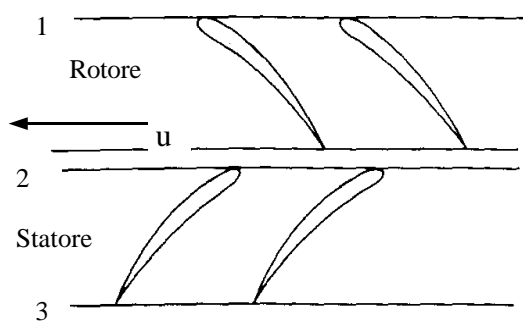
MACCHINE OPERATRICI ASSIALI

Il gruppo delle turbomacchine operatrici assiali riveste una grande importanza sia sotto l'aspetto scientifico che quello industriale in quanto trattasi di macchine importanti sia per le loro applicazioni che per la difficile storia che ha accompagnato la loro evoluzione sul mercato. Le macchine operatrici assiali si distinguono in compressori e pompe assiali. Nel caso delle pompe assiali ci troviamo di fronte ad un settore di utilizzazione abbastanza contenuto dato che le macchine assiali, come la teoria della similitudine ci insegna, si prestano allo smaltimento di elevatissime portate sia che esse siano motrici che operatrici per aeriformi o per liquidi. Più una macchina è assiale, ossia più il grado di assialità di una macchina è elevato, più essa si presta per l'elaborazione di grandi portate di fluido sino ad arrivare ad immense portate in macchine ad elevatissimo numero di giri specifico, cioè macchine molto veloci, nel senso della teoria della similitudine e adatte a funzionare con salti di pressione in quota sempre più bassi. Nel caso di macchine operatrici abbiamo basse prevalenze mentre nel caso delle macchine motrici piccoli salti di pressione. In sostanza il campo delle turbopompe assiali interessa soprattutto il campo delle macchine idrovore ove si richiedono portate molto grandi ma con prevalenze modestissime. Un esempio di pompa assiale lo abbiamo incontrato negli impianti a vapore ove il condensatore per vivere ha bisogno di una sorgente fredda, cioè di una pompa che invii l'acqua di refrigerazione all'interno dei tubi del condensatore per poter fare sì che lo scambio termico abbia luogo ai fini della condensazione del vapore. In questo caso le portate sono enormi, dato che per ogni Kg di vapore condensato occorrono 50-55 Kg di acqua, dell'ordine delle migliaia di tonnellate/ora di acqua. Nel caso della pompa di circolazione per il condensatore andiamo bene perché la prevalenza è modestissima in quanto è solo la prevalenza perduta a causa delle perdite di carico, e quindi ci troviamo di fronte al caso di una portata elevatissima e di una prevalenza bassissima. Nel caso dei compressori assiali il discorso è più ampio in quanto possiamo avere sia macchine piccole di bassa tecnologia come piccoli ventilatori assiali, piccole soffianti assiali ma anche macchine di altissimo livello che interessano tutto sommato pochi settori dell'industria, per esempio compressori ai quali è richiesta l'elaborazione di portate molto elevate. Naturalmente essendo macchine assiali il Δp , cioè la variazione di pressione o rapporto tra la pressione a monte e valle complessiva, può essere anche molto elevato, dell'ordine di qualche bar fino a dieci bar. Questo settore è molto importante in quanto si tratta di macchine alle quali sono richieste prestazioni elevate perché anche se i rendimenti non sono elevati non decade la giustificazione della loro presenza, la possibilità di inserirle là dove è richiesta una stabilità e una correttezza di funzionamento ovvero là dove si esige la mancanza di distacco di vena di fluido sulla palettatura, in particolare sull'estradosso, per evitare dei fenomeni dannosissimi e deleteri per la vita stessa della macchina dovuti a stallo o pompaggio della macchina. Queste macchine costituiscono uno dei capitoli più prestigiosi delle turbomacchine, come per esempio il compressore dell'impianto a gas che essendo una macchina pregiata, di rendimento particolarmente elevato, essenziale per l'impianto a gas che perderebbe la propria ragione di esistere proprio per motivi di potenza installabile e di rendimento ottenibile. Il settore degli impianti a gas è il principale destinatario di questi grandi compressori assiali ai quali è richiesta una elevatissima portata e un Δp di un certo rilievo intorno ai dieci bar. Dato che in ogni stadio il compressore assiale è capace di produrre Δp molto limitati, è chiaro che il numero di stadi di cui devono essere composte queste macchine è di regola in numero molto elevato. Altro settore in cui si richiedono macchine di questo tipo, con portate elevatissime anche se con ordine di grandezza leggermente inferiore, è il settore delle grandi turbosoffianti degli impianti siderurgici dove si richiedono le stesse prestazioni.

Gli studi si sono sviluppati essenzialmente sul piano teorico facendo leva sulla teoria alare, cioè si è partiti dallo studio di un' ala e si è provato a sviluppare profili alari, soprattutto per applicazioni turbomacchinistiche.

STUDIO DELLO STADIO GENERICO DI UN COMPRESSORE ASSIALE

Vogliamo vedere una panoramica completa di queste macchine analizzando lo stadio generico del compressore assiale, mettendo in evidenza le sue caratteristiche, le sue prestazioni, in rapporto al grado di reazione che come vedremo è variabile in una vasta gamma di valori. Le prestazioni della macchina vanno intese non solo nel senso del rendimento dello stadio ma anche in rapporto alla possibilità di mantenere un corretto funzionamento fluidodinamico cioè assenza di distacchi di vena. Lo stadio generico di un compressore assiale si compone di 2 elementi, un elemento rotorico e uno statorico. Salvo una eccezione, che incontreremo, i due elementi sono disposti in questo ordine: prima il rotore e poi lo statore, per cui, a prescindere da caratteri personali dello stadio correlati con il grado di reazione, possiamo individuare una sezione cilindrica del compressore assiale come in figura: Le prime due sezioni 1,2 corrisponderanno all' ingresso e all' uscita del rotore, la 2 e la 3 corrisponderanno all' ingresso e all'



Prima di iniziare ad analizzare i vari tipi di macchine, in relazione al grado di reazione vediamo di porre l'accento sulle relazioni fondamentali che derivano dalla teoria monodimensionale delle turbomacchine.

uscita dallo statore.

Noi immaginiamo che la velocità rotorica e quindi la velocità periferica u sia orientata da destra verso sinistra.

Nella rappresentazione della sezione cilindrica, potremo avere una palettatura del tipo indicato in figura prescindendo per ora dal grado di reazione.

Abbiamo una schiera palare rotorica ed una statorica. Scegliamo sempre di mantenere la direzione della velocità periferica rotorica da destra verso sinistra per rendere tutte le figure di questo genere meglio confrontabili tra loro.

Prescindendo per ora dalla necessità di studiare queste macchine su di un piano evoluto, cioè su di un piano bidimensionale, possiamo dire che per quanto riguarda i salti entalpici rotorici e statorici si ha:

Dalla equazione della energia $dQ + dL = dh + cdc + gdz \rightarrow dL = dh + cdc$ ($dQ = 0, gdz \cong 0$)

$$\text{Rotore : } P = |L| = \int_1^2 dh + \int_1^2 cdc = \Delta h_{rot} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \xrightarrow{\text{dalla terza formula di Eulero}} \Delta h_{rot} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

Essendo w_1, w_2 le velocità assolute d'ingresso e di uscita dal rotore.

$$\text{Statore : } dh + cdc = 0 \Rightarrow \int_2^3 dh + \int_2^3 cdc = 0 \Rightarrow \Delta h_{stat} = h_3 - h_2 = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2}$$

$$\text{Possiamo anche scrivere con ottima approssimazione } \Delta h_{stat} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

dato che la velocità assoluta del fluido all'uscita dello statore coincide con la velocità di ingresso dello stesso nello stadio successivo.

La differenza è minima anche per il fatto che ciascun stadio di questa macchina, per esempio di un compressore assiale, prevede necessariamente ad un Δp molto modesto, cioè **la variazione positiva di entalpia è molto contenuta, dato che, per evitare distacchi di vena, si rende necessario operare con disegni palari sia statorici che rotorici caratterizzati da piccoli angoli di deviazione** e di conseguenza le pale sono caratterizzate da una modesta deviazione complessiva del profilo medio quindi da un modesto numero di deviazioni del moto del fluido.

La caduta entalpica $\Delta h_{tot} = \Delta h_{rot} + \Delta h_{stat}$

Per quanto riguarda la potenza specifica P che è positiva, dato che per noi il lavoro è positivo quando viene esercitato sul fluido, come per l'appunto avviene nelle macchine operatrici.

Utilizzando la terza formula di Eulero cioè quella dei soli termini cinetici :

$$P = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad \text{ove il termine } \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = 0 \quad \text{essendo la macchina assiale}$$

$$\text{otteniamo} \quad P = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

Se confrontiamo la potenza specifica con il salto entalpico totale troviamo l'espressione che abbiamo trovato per le macchine motrici.

La potenza specifica ovvero la potenza per unità di portata o il lavoro per unità di massa

$$P = \Delta h_{tot} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} \cong \Delta h_{rot} + \Delta h_{stat} \quad \text{in quanto la differenza tra } c_3 \text{ e } c_1 \text{ è modestissima}$$

e a maggior ragione la differenza dei quadrati è minima.

Questa relazione ci dice che il lavoro speso complessivamente per unità di massa è dato dal guadagno complessivo di entalpia Δh_{tot} del fluido tra rotore e statore più la variazione di energia cinetica

Nel caso dei compressori assiali poi dato per l'appunto che sono molto modesti i Δp , per le esigenze fluidodinamiche particolari di queste macchine, (teniamo presente che, nel compressore, il fluido incontra nel suo percorso pressioni sempre più elevate). L'insidia di distacchi di vena è purtroppo molto accentuata, più presente che non nelle turbomacchine motrici. Per il modesto Δp alle quali il fluido è soggetto in queste macchine, si può porre il salto entalpico subito dal fluido, nell'elemento rotorico e nell'elemento statorico, proporzionale direttamente al Δp , con buona approssimazione senza commettere errori gravi. Per giustificare questo basta che ricordiamo l'equazione dell'energia termica e meccanica, che possiamo richiamare in questa sede

$$dQ + dL = dh + cdc \quad (1) \quad dL = \frac{dp}{\rho} + cdc + dL_p \quad (2)$$

dh : salto entalpico generico in quanto la relazione la possiamo scrivere sia per un percorso statorico che rotorico, tenendo conto che $dQ = 0$, $gdz \cong 0$

$$\text{Per lo statore } dL = 0 \xrightarrow{1-2} dh = \frac{dp}{\rho} \quad \text{Per il rotore } \xrightarrow{\text{uguagliando le relazioni 1 e 2}} dh = \frac{dp}{\rho} + dL_p$$

dL_p : dati i modesti dT lo possiamo trascurare ai fini di un bilancio energetico sufficientemente preciso ma non precisissimo

In altri termini l'equazione dell'energia ci dice che per questo tipo di macchine possiamo

$$\text{approssimare } dh \cong \frac{dp}{\rho}$$

Integrando calcoliamo la variazione di entalpia all'interno di un elemento statorico o rotorico.

Possiamo scrivere con buona approssimazione :

$$\Delta h_{\text{rot}} \cong \frac{\Delta p_{\text{rot}}}{\rho}$$

$$\Delta h_{\text{stat}} \cong \frac{\Delta p_{\text{stat}}}{\rho}$$

Questa approssimazione è lecita perché essendo modesti i Δp , essendo cioè moderatamente estese le trasformazioni termodinamiche del fluido, nell'ambito di un singolo statore o di un singolo rotore o meglio ancora nell'ambito di un singolo stadio la variazione di densità che il fluido subisce è tanto modesta che si può confondere l'integrale di dp/ρ :

$$\int \frac{dp}{\rho} \cong \frac{\Delta p}{\rho_{\text{medio}}}$$

Intendiamo con ρ un ρ_{medio} di stadio che soddisfa il calcolo, quindi in definitiva possiamo anche

$$\text{scrivere } \Delta h_{\text{rot}} = \frac{p_2 - p_1}{\rho}$$

$$\Delta h_{\text{stat}} = \frac{p_3 - p_2}{\rho}$$

Possiamo anche scrivere che $\Delta p_{\text{tot}} = \Delta p_{\text{stat}} + \Delta p_{\text{rot}}$

Rispetto ad una macchina caratterizzata da salti entalpici più elevati e quindi integrali di dp/ρ più spinti, possiamo dire che per queste macchine possiamo confondere la variazione di entalpia finita con la variazione di pressione finita per una densità rappresentativa nell'ambito dello stadio considerato. Anche il grado di reazione può essere espresso in maniera molto semplice in quanto esso come sappiamo non è altro che il rapporto tra il salto entalpico rotorico e il salto entalpico totale. Il grado di reazione potrà anche essere scritto in termini di Δp

$$R = \frac{\Delta h_{rot}}{\Delta h_{tot}} = \frac{\Delta p_{rot}}{\Delta p_{tot}}$$

Per la potenza specifica che abbiamo già espresso in termini di salto entalpico totale possiamo ora scrivere come:

$$P = \frac{\Delta p_{tot}}{r} \text{ perchè } P = \Delta h_t \text{ ed inoltre } \Delta p_t = \Delta h_t$$

Dalle altre 2 equazioni Euleriane della potenza specifica cioè:

$P = u\Delta c_u = u\Delta w_u$ possiamo anche scrivere:

$$\Delta p_{tot} = r\Delta h_{tot} \cong r \cdot P = r \cdot u\Delta c_u = r \cdot u\Delta w_u$$

Δc_u , Δw_u sono le variazioni di proiezione nella direzione della velocità periferica

Queste in definitiva sono le relazioni che provengono dalla teoria Euleriana, con le relative personalizzazioni per i compressori assiali dovute alla modesta entità dei Δh e dei Δp