

MOTORI PER AEROMOBILI

Cap. 4 RICHIAMI SULLE TURBOMACCHINE

1.1 Introduzione

Come ricordato nel corso di Propulsori Aerospaziali:

Le TURBOMACCHINE sono macchine (cioè convertitori di energia) in cui lo scambio di energia con il fluido avviene grazie alla rotazione di una ruota (detta rotore o girante) calettata su un albero, munita alla periferia di pale, e alloggiata in una cassa (detta statore) che può essere anch'essa munita di pale.

Quindi le TURBOMACCHINE sono componenti in cui:

- avviene uno scambio di energia tra fluido e macchina;
- lo scambio avviene in un organo rotante ma il processo si può considerare stazionario;
- l'organo principale per lo scambio energetico è il rotore formato da un disco e una palettatura.

Scopo dello studio delle turbomacchine è:

- realizzare sistemi in cui lo scambio energetico sia il più efficiente possibile;
- studiare configurazioni che permettono elevati scambi energetici con dimensioni, peso e ingombro contenuti.

1.2 Classificazione

Le turbomacchine vengono classificate in diversi modi. Principalmente in base a:

- **Tipo di scambio energetico**

- a) **OPERATRICI** ($L > 0$)

(macchina cede energia a fluido)

Pompe, Ventilatori, Compressori

- b) **MOTRICI** ($L < 0$)

(fluido cede energia a macchina)

Turbine idrauliche, a gas, a vapore

- **Direzione principale del flusso**
(geometria della girante)

- a) **ASSIALI**

- b) **RADIALI** (Centripete o Centrifughe)

- c) **MISTE**

- **Modalità di scambio energetico**

- a) **AD AZIONE**

Il salto di pressione statica viene elaborato tutto nello statore (nel rotore varia l'energia cinetica del fluido)

- b) **A REAZIONE**

Il salto di pressione statica viene elaborato in parte nello statore e in parte nel rotore

- **Tipo di fluido**

- a) **COMPRESSIBILE**

- b) **INCOMPRESSIBILE**

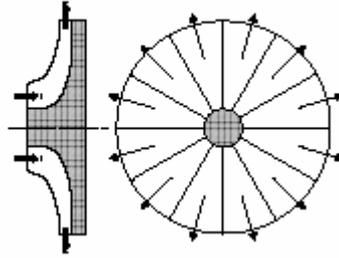


Fig. 4.1 Turbomacchina Radiale Centrifuga

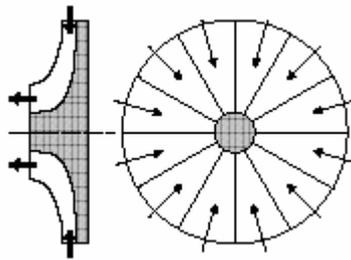


Fig. 4.2 Turbomacchina Radiale Centripeta

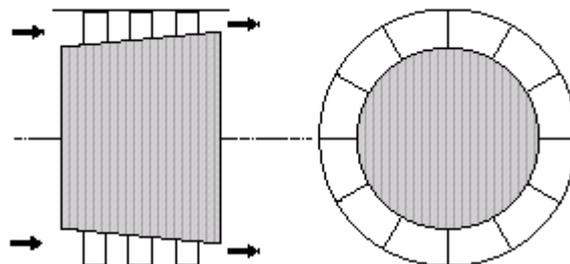


Fig. 4.3 Turbomacchina Assiale



Fig. 4.4 Giranti di compressori centrifughi

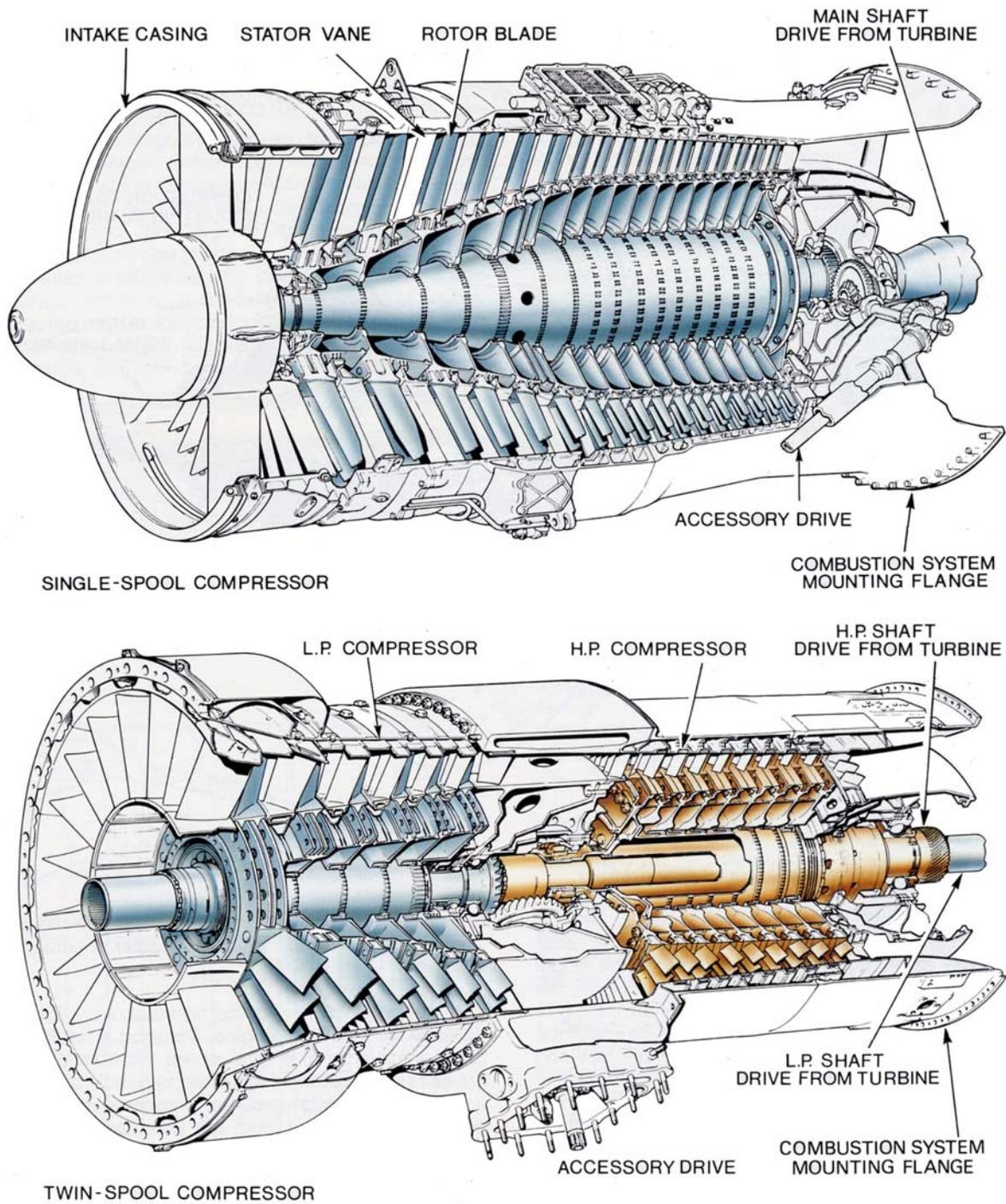


Fig. 4.5 Compressori assiali

1.3 Stadio di una Turbomacchina

Le turbomacchine scambiano energia con il fluido attraverso uno o più stadi. Per stadio si intende l'insieme di una ruota palettata e uno statore. Nelle macchine pluristadio più rotori sono calettati sullo stesso albero. Ciò può essere utile o necessario per ottenere elevati rapporti di pressione.

- **STADIO** = componente fondamentale della turbomacchina costituito da
STATORE + ROTORE

ROTORE Scambio di energia

STATORE Trasformazione di energia (en. cinetica \longleftrightarrow pressione)

Per ora studiamo il singolo stadio. Successivamente vedremo pluristadio.

1.4 Lo scambio energetico

L'equazione di Eulero mette in relazione il rapporto di temperature (e quindi di pressione) attraverso una turbina o un compressore con la velocità di rotazione della macchina e la variazione del momento della quantità di moto della portata unitaria.

- Se il momento della quantità di moto aumenta quando il flusso attraversa un rotore si ha $\Delta h_0 > 0$, quindi il lavoro viene fatto sul fluido: si tratta di una macchina operatrice (compressore).
- Se il momento della quantità di moto diminuisce quando il flusso attraversa un rotore si ha $\Delta h_0 < 0$, quindi il lavoro viene fatto dal fluido: si tratta di una macchina motrice (turbina).

Se la turbomacchina ruota con velocità angolare ω la potenza scambiata tra macchina e fluido è:

$$\mathbb{L} = C \cdot \omega$$

di conseguenza:

$$L = \Delta h_0 = h_{02} - h_{01} = \frac{\mathbb{L}}{\dot{m}} = \frac{C \omega}{\dot{m}} = \omega r_2 u_{t2} - \omega r_1 u_{t1}$$

$U = \omega r$ velocità di rotazione del disco alla distanza r

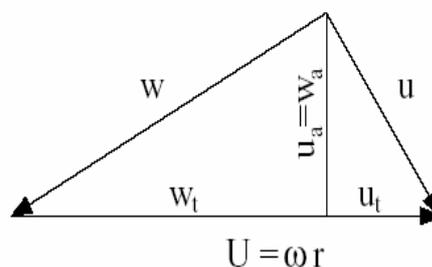
Equazione di Eulero per le Turbomacchine:

$$\Delta h_0 = U_2 u_{t2} - U_1 u_{t1}$$

Questa equazione mette in relazione la potenza fornita al flusso o ceduta da esso alle caratteristiche di un rotore.

1.5 I triangoli di velocità

- Altra valutazione dello scambio energetico
- Permettono analisi del comportamento del flusso nel sistema di riferimento del rotore



Si trascurano le componenti radiali. Si indica con w la velocità relativa e con U la velocità di trascinamento del sistema solidale al rotore, che, ad una distanza r dall'asse e se la velocità di rotazione è ω è pari a $U = \omega r$. Si ha quindi

$$\mathbf{u} = \mathbf{U} + \mathbf{w}$$

Nota: La componente tangenziale di velocità assoluta è presa positiva se nella stessa direzione della rotazione mentre la componente tangenziale della velocità relativa è presa positiva se in direzione opposta alla rotazione.

Di qui si ottiene

$$\Delta h_0 = \frac{1}{2}(u_2^2 - u_1^2) + \frac{1}{2}(U_2^2 - U_1^2) - \frac{1}{2}(w_2^2 - w_1^2) \Rightarrow h_2 - h_1 = \frac{1}{2}(U_2^2 - U_1^2) - \frac{1}{2}(w_2^2 - w_1^2)$$

- $\frac{1}{2}(u_2^2 - u_1^2) \propto \Delta$ di energia cinetica assoluta attraverso il rotore;
- $\frac{1}{2}(U_2^2 - U_1^2) \propto \Delta$ di pressione attraverso il rotore dovuta alle forze centrifughe;
- $\frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2) \propto \Delta$ di pressione attraverso il rotore dovuta al moto relativo.

$$\Delta h = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) = c_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = c_p T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

1.6 Il grado di reazione

Parametro adimensionale che valuta l'effetto di reazione. In generale si può definire il grado di reazione di una turbomacchina come il rapporto tra la variazione di entalpia statica nel rotore e la variazione di entalpia totale nello stadio:

$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_{02} - h_{01}}$$

$R = 0$

MACCHINA AD AZIONE (O IMPLUSO)

Nel rotore non vi è variazione di pressione statica.

$0 < R < 1$

MACCHINA A REAZIONE

La variazione di pressione statica avviene sia nel rotore sia nello statore.

$R = 1$

MACCHINA A REAZIONE PURA

Nello statore non vi è variazione di pressione statica, ma solo una variazione della direzione del flusso.

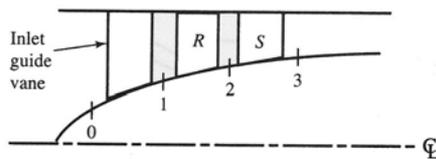
Ricordando che:

$$h_2 - h_1 = \frac{1}{2}(U_2^2 - U_1^2) + \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2)$$

si ha anche:

$$R = \frac{(U_2^2 - U_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)}{2\Delta h_0}$$

- Per riassumere alcune espressioni, con riferimento alla figura, che schematizza uno stadio, si ha:



- 1-3 ingresso-uscita stadio
- 1-2: ingresso-uscita rotore
- 2-3: ingresso-uscita statore

- **Salto entalpico totale nello stadio (ripetuto):**

$$\Delta h_0 = h_{03} - h_{01} = (h_3 - h_1) + \left(\frac{u_3^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} \right) = h_3 - h_1$$

$$\Delta h_0 = h_{03} - h_{01} = (h_{02} - h_{01}) + (h_{03} - h_{02}) = (h_2 - h_1) + \left(\frac{u_2^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} \right)$$

$$\Delta h_0 = h_{03} - h_{01} = h_{02} - h_{01} = \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \right) + \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{2} \right) + \left(\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \right)$$

$$\Delta h_0 = h_{03} - h_{01} = h_{02} - h_{01} = U(u_{t2} - u_{t1})$$

- **Salto entalpico statico nel rotore:**

$$h_2 - h_1 = C_p T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

$$h_2 - h_1 = \frac{1}{2}(U_2^2 - U_1^2) + \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2)$$

- **Grado di reazione dello stadio (ripetuto):**

$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_{03} - h_{01}}$$

$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_{02} - h_{01}}$$

$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1}$$

$$R = \frac{(U_2^2 - U_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)}{2\Delta h_0}$$

1.7 Macchina pluristadio

COMPRESSORE

Ciascuno stadio può essere considerato come un compressore, caratterizzato da un certo rapporto di compressione e rendimento adiabatico. La macchina pluristadio dovrà tener conto che le condizioni di uscita da uno stadio sono quelle di ingresso del successivo e che tutti gli stadi sono calettati sullo stesso albero.

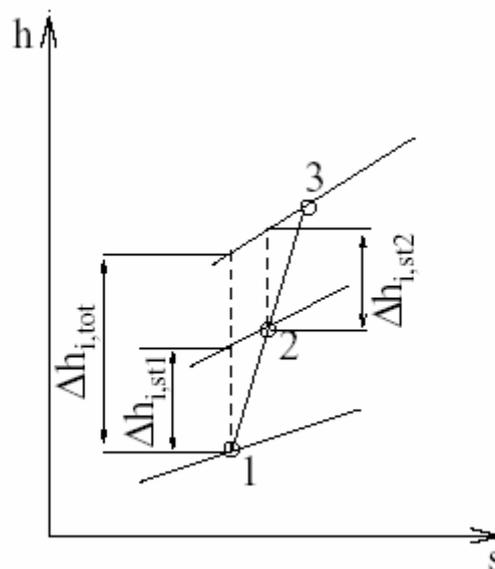


Fig. 4.4

Considerando un compressore composto da due stadi di uguale rendimento, si ha:

- Rendimento del compressore $\eta_c = \frac{\Delta h_{itot}}{\Delta h_c}$

- Rendimento degli stadi $\eta_{st1} = \eta_{st2} = \eta_{st} = \frac{\Delta h_{ist1}}{\Delta h_{st1}} = \frac{\Delta h_{ist2}}{\Delta h_{st2}}$

Essendo:

$$\Delta h_c = \Delta h_{st1} + \Delta h_{st2}$$

si ottiene:

$$\frac{\Delta h_{i,tot}}{\eta_c} = \frac{\Delta h_{ist1} + \Delta h_{ist2}}{\eta_{st}}$$

Essendo $\Delta h_{i,tot} < \Delta h_{i,st1} + \Delta h_{i,st2} \Rightarrow \eta_c < \eta_{st}$

Nota: se stadi uguali (η_{st} uguali) $\beta_{tot} \uparrow \Rightarrow \eta_c \downarrow$

(effetto della temperatura di inizio compressione in ogni stadio)

TURBINA

Procedendo analogamente \Rightarrow conclusioni opposte: $\eta_t > \eta_{st}$ e $\beta_{tot} \uparrow \Rightarrow \eta_t \uparrow$.

1.8 Rendimento politropico

Quando si effettuano calcoli di cicli che comportano un intervallo abbastanza ampio di rapporti di compressione, magari cercando di determinare il rapporto di compressione migliore per una data applicazione, è lecito domandarsi se sia ragionevole mantenere valori tipici costanti per i rendimenti adiabatici del compressore e della turbina.

Infatti, si è appena visto che η_c e η_t variano quando varia il rapporto di compressione.

Queste considerazioni hanno portato all'introduzione del concetto di *rendimento politropico* η_p , che è definito come l'efficienza isentropica di uno stadio elementare attraverso il quale avviene una variazione di pressione infinitesima.

- Nel caso di *stadio finito* si ha:

$$\eta_c = \frac{T_{02i} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} = \frac{T_{01} \left[(p_{02}/p_{01})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}{T_{02} - T_{01}}$$

- Nel caso di *stadio infinitesimo* si ha:

$$p_{02} = p_{01} + dp$$

$$T_{02} = T_{01} + dT$$

da cui:

$$\eta_{pc} = \frac{T_{01} \left\{ \left[\frac{(p_{01} + dp)}{p_{01}} \right]^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right\}}{dT} \Rightarrow \eta_{pc} \frac{dT}{T_{01}} = \left(1 + \frac{dp}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1$$

Sviluppando in serie e trascurando gli infinitesimi di ordine superiore, si ha:

$$\left(1 + \frac{dp}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1 + \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{dp}{p_{01}} + \dots$$

e sostituendo:

$$\frac{dT}{T_{01}} = \frac{1}{\eta_{pc}} \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{dp}{p_{01}}$$

Integrando tra gli stati 01 e 02 con η_{pc} costante, si ottiene:

$$\ln \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} \right) = \frac{\gamma-1}{\gamma \eta_{pc}} \ln \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right) \Rightarrow \frac{T_{02}}{T_{01}} = \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma \eta_{pc}}}$$

Il rendimento politropico η_{pc} ed il rendimento adiabatico η_c possono essere utilmente correlati; infatti si ha:

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\left(\frac{T_{02}}{T_{01}} \right) - 1}$$

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma \eta_{pc}}$$

da cui si ottiene:

$$\eta_c = \frac{(p_{02}/p_{01})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{(p_{02}/p_{01})^{(\gamma-1)/\gamma \eta_{pc}} - 1}$$

Analogamente per la turbina si trova:

$$\eta_t = \frac{1 - \left(\frac{1}{p_{03}/p_{04}}\right)^{\eta_{pt}(\gamma-1)/\gamma}}{1 - \left(\frac{1}{p_{03}/p_{04}}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}}$$

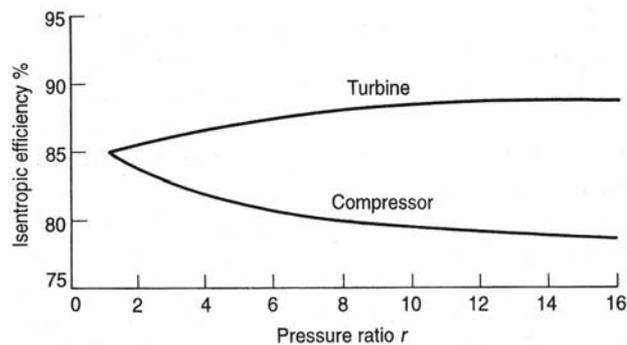


Fig. 4.5

In Fig. 4.5 si nota come η_c e η_t variano con il rapporto di compressione, per un valore costante di η_{pc} e pari a 0.85.

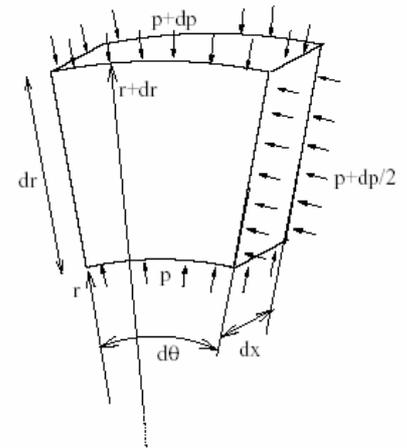
In definitiva quindi, quando si effettuano calcoli che comprendono un intervallo di rapporti di compressione, è ragionevole assumere costante il rendimento politropico e non i rispettivi rendimenti adiabatici.

Quando si effettuano calcoli su un singolo ciclo, è più appropriato usare i rendimenti adiabatici.

1.9 Equilibrio radiale

Finora abbiamo trascurato le variazioni in direzione radiale nell'anello del compressore e ci siamo riferiti al raggio medio. Nel progetto reale bisogna tener conto di variazioni radiali di:

- Velocità di rotazione ($U = \omega r$)
- Componente di velocità assiale (u_a)
- Componente di velocità tangenziale (u_t)
- Pressione statica



Tali variazioni possono essere generate dalle forze centrifughe. Infatti la forza centrifuga che agisce su un elemento di fluido di massa dm è $dF_c = \omega^2 r dm$ e l'equilibrio in direzione radiale si scrive $dF_c + dF_p = 0$ dove:

$$dF_p = prd\theta dx - (p + dp)(r + dr)d\theta dx + 2pdrdx d\theta / 2 \simeq -rdpd\theta dx$$

$$0 = dF_c + dF_p = \omega^2 r \underbrace{\rho r d\theta dr dx}_{dm} - rdpd\theta dx \Rightarrow \rho \omega^2 r dr = dp \Rightarrow \frac{dp}{dr} = \frac{\rho u_t^2}{r}$$

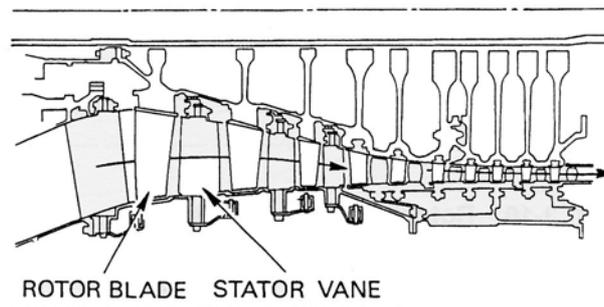
$$\boxed{\frac{dp}{dr} = \frac{\rho u_t^2}{r} = \rho \omega^2 r}$$

1.10 Flusso a vortice libero

Si è visto che l'equilibrio radiale in una turbomacchina consente di considerare il flusso praticamente bidimensionale.

In realtà ciò è contrastato, oltre che dalle forze centrifughe, anche dalla geometria della macchina.

Infatti si nota come ad esempio in un compressore, il rapporto *radice/apice* delle palettature (*hub/tip ratio*) vari considerevolmente tra l'ingresso e l'uscita della macchina, a causa del restringimento delle sezioni di passaggio.



In una turbomacchina aeronautica si passa ad esempio da valori di circa **0.4 nei primi stadi** a valori anche maggiori di **0.8 negli ultimi stadi**.

Quando si verificano queste variazioni del rapporto *radice/apice*, le linee di flusso non giacciono su una superficie di rivoluzione parallela all'asse della macchina ed il flusso ha una componente radiale di velocità.

Con un basso valore del rapporto *hub/tip* (ad es. nei primi stadi), la differenza di velocità tangenziale tra radice ed apice è notevole e questo modifica i triangoli di velocità lungo la pala.

Ne consegue che i triangoli a raggio medio non sono affatto rappresentativi di quello che succede alla radice ed all'apice della palettatura.

Per una buona efficienza è necessario che il flusso segua il più possibile il profilo della palettatura a tutti i raggi e le palette devono perciò essere *svergate* dalla radice all'apice, per soddisfare la variazione degli angoli del flusso.

In condizioni di equilibrio radiale ($u_r = 0$) si fa l'ipotesi di h_0 e s costanti con il raggio:

$$\frac{dh_0}{dr} = \frac{dh}{dr} + u_a \frac{du_a}{dr} + u_t \frac{du_t}{dr} = 0$$

ma essendo $ds = 0$ dalla $dh = Tds + dp/\rho$ si ha (ricordando eq. radiale):

$$\frac{dh}{dr} = \frac{dp}{\rho dr} = \frac{u_t^2}{r}$$

e quindi

$$\frac{u_t^2}{r} + u_a \frac{du_a}{dr} + u_t \frac{du_t}{dr} = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{u_t}{r} d(u_t r) + u_a du_a = 0$$

Quest'ultima è soddisfatta se

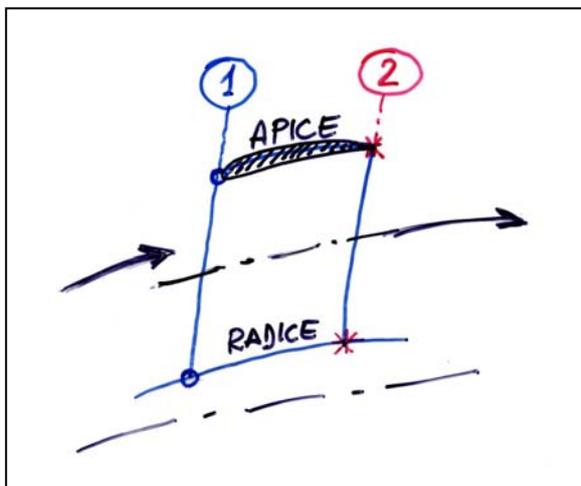
$$\begin{cases} u_t r = \text{costante} \\ u_a = \text{costante} \end{cases} \quad (\text{Flusso a vortice libero})$$

Vi è poi un'altra particolarità di notevole interesse. Lo scambio energetico specifico, nel caso ad esempio di macchina assiale e ponendosi a raggio medio, vale:

$$\Delta h_0 = U(u_{t_2} - u_{t_1}) = \omega(u_{t_2} r - u_{t_1} r)$$

che, in condizioni di flusso a vortice libero ($u_t r = \text{cost}$) equivale ad affermare che lo scambio energetico non varia lungo il raggio della pala:

$$\frac{\partial h_0}{\partial r} = 0$$



$$u_t r = \text{cost}$$

$$(u_{t1} r)_{\text{rad}} = (u_{t1} r)_{\text{ap}}$$

$$(u_{t2} r)_{\text{rad}} = (u_{t2} r)_{\text{ap}}$$

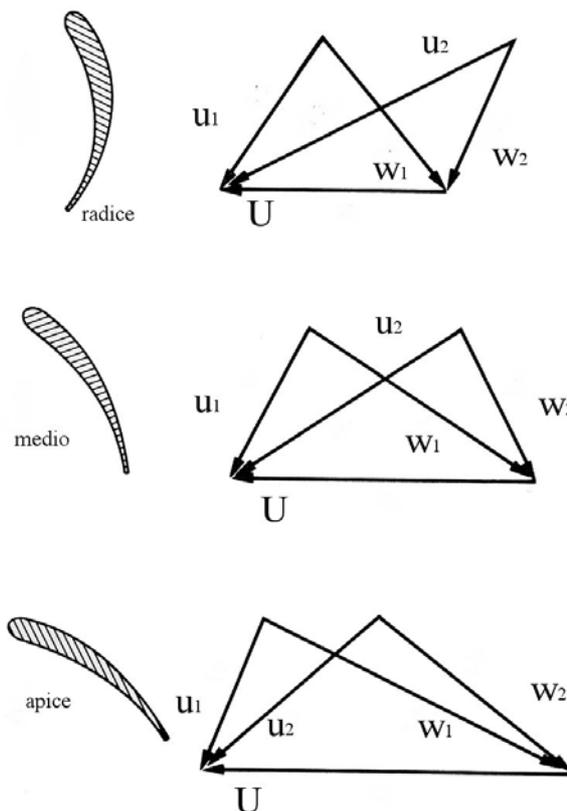
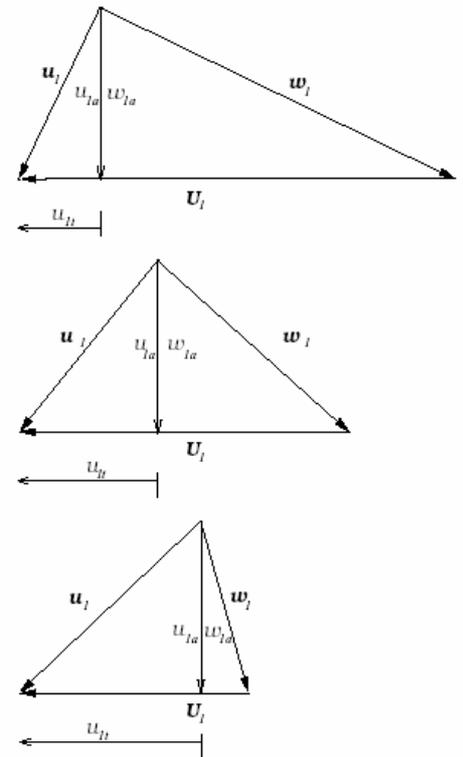
Costruttivamente, per progettare una palettatura secondo il criterio del vortice libero, occorre realizzare palette *svergolate*.

Svergolamento = variazione del profilo della paletta in direzione radiale, necessaria per soddisfare le condizioni di equilibrio radiale mantenendo buone prestazioni dalla radice all'apice.

VORTICE LIBERO

$r u_t = \text{costante} \Rightarrow u_t$ diminuisce con r mentre u_{ax} è costante. u_t/u_{ax} è la tangente dell'angolo con cui il flusso arriva nel rotore e questo varia al variare di r .

Dai triangoli di velocità si vede che il contemporaneo aumento di U e riduzione di u_t con il raggio porta a w sempre più inclinate. Quindi difficoltà costruttive, e le forti variazioni di $w_1 \Rightarrow$ forti variazioni di $M_{1,r}$. Per queste ragioni si impiegano soluzioni diverse (compromesso geometria eq. radiale).



1.11 Caratteristiche dei compressori

Le “curve caratteristiche” o “mappe” dei compressori sono diagrammi che descrivono le prestazioni della macchina.

Sono ricavate sperimentalmente e riportano, al variare del numero di giri, il rapporto di compressione ed il rendimento adiabatico (o isentropico) al variare della portata.

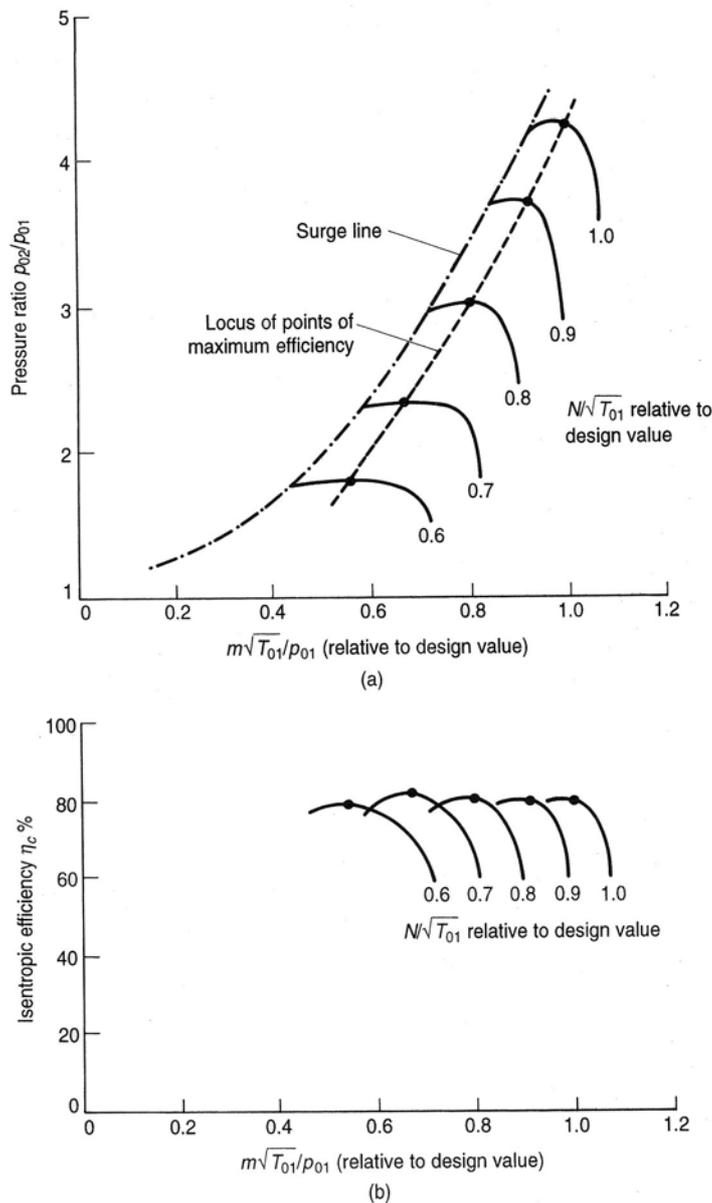


Fig. 4.6

Le curve di Fig. 4.6a sono “confinate” tra la linea del “surge” a sinistra e la linea del “choking” a destra (in figura non compare)

Ad ogni numero di giri, la portata viene variata tra due limiti, uno inferiore (*surge limit*) ed uno superiore (*choking limit*).

La “*surge line*” rappresenta il luogo dei punti di caratteristica massima, oltre la quale non è opportuno spingersi per evitare fenomeni di instabilità, associati ad una rapida diminuzione del rapporto di compressione ed a violente pulsazioni aerodinamiche che si ripercuotono sull’intera macchina con possibilità di inversione del flusso.

Oltre questa linea, ogni scostamento da una condizione di funzionamento stabile viene amplificata, mentre prima della linea il sistema è in grado di correggere i disturbi, riportandosi verso un punto di funzionamento stabile.

Verso destra nel grafico si raggiunge un limite alla portata per ogni numero di giri (*choking*).

La linea centrale in Fig. 4.6° rappresenta il luogo dei punti di efficienza massima e lungo di essa si trovano i punti di funzionamento di progetto.

Ricorrendo all’analisi dimensionale si può ridurre il numero delle variabili da prendere in considerazione e convenzionalmente questo viene ottenuto esprimendo il rapporto di compressione ed il rendimento in funzione della “*portata corretta \dot{m}_c* ” e del “*numero di giri corretto N_c* ”.

$$\dot{m}_c = \dot{m} \frac{\sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \quad \text{oppure} \quad \dot{m}_c = \dot{m} \frac{\sqrt{\frac{T_{01}}{(T_{01})_{ref}}}}{\frac{p_{01}}{(p_{01})_{ref}}}$$

$$N_c = \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \quad \text{oppure} \quad N_c = \frac{N}{\sqrt{\frac{T_{01}}{(T_{01})_{ref}}}}$$

con: $(T_{01})_{ref} = 288.15 \text{ K}$
 $(p_{01})_{ref} = 101.325 \text{ kPa}$

1.12 Stallo rotante

Come noto, lo stallo consiste in una separazione dello strato limite generalmente dovuta ad eccessive variazioni dell’angolo di incidenza rispetto a quello di progetto.

La conseguenza di questa separazione ad alti angoli di incidenza è, per un profilo, una rapida diminuzione della portanza ed un grande aumento della resistenza aerodinamica.

Anche nei compressori può verificarsi lo stallo, oltretutto favorito dal Δp contrario.

Può insorgere per fenomeni di distorsione del flusso, dovuti ad esempio ad irregolari distribuzioni della pressione, della temperatura o della velocità all’ingresso del compressore, sia per numero di giri N bassi (all’avviamento), sia per N alti (caratteristiche ripide), comunque per funzionamento “*fuori progetto*”.

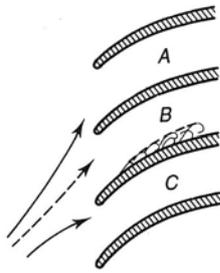


Fig. 4.7

Nei compressori lo stallo generalmente inizia in una o più pale e non in tutto il rotore contemporaneamente.

La pala stallata provoca delle modificazioni nel flusso, tali da sovraccaricare la pala adiacente, in direzione opposta a quella di rotazione.

Entra così in stallo la pala adiacente, mentre la precedente si scarica, e la velocità di propagazione è circa la metà della velocità di rotazione.

Questo fenomeno può indurre forti vibrazioni che possono portare a rotture per fatica ed eventualmente al surge.

1.13 Starting problem (avviamento)

Durante l'avviamento della macchina il numero di giri è più basso del dovuto e l'aumento di pressione, e quindi di densità, attraverso ogni stadio, è lontano da quello che dovrebbe essere in condizioni di progetto.

Come conseguenza si ha che, per garantire la portata, la velocità assiale del flusso aumenta grandemente per compensare la contrazione della sezione di passaggio.

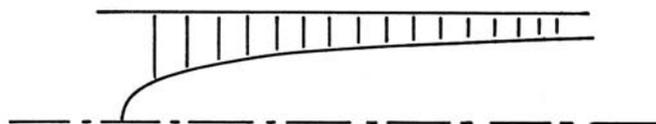
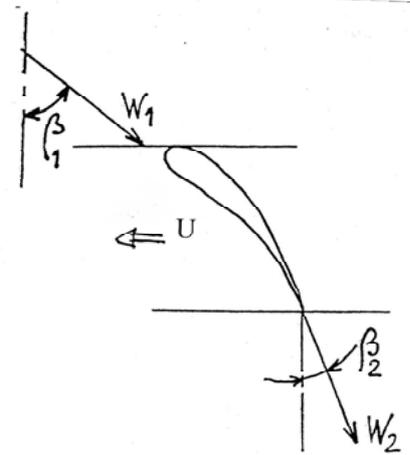
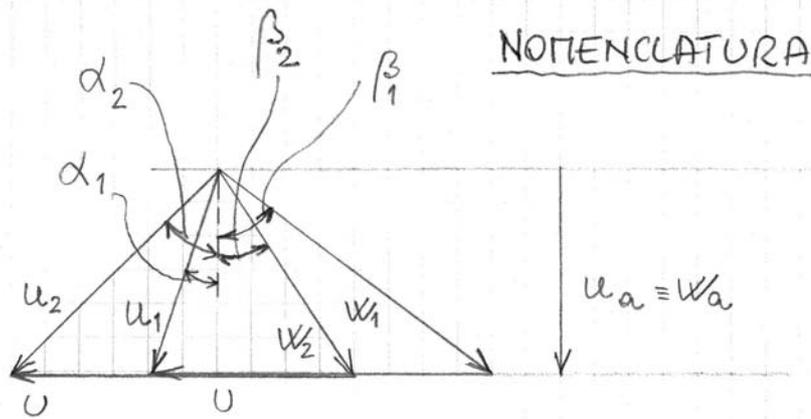


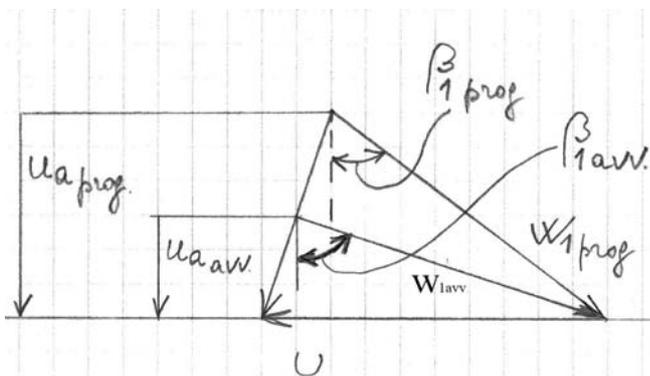
Fig. 4.8

L'aumento di velocità può essere così grande da portare al choking degli ultimi stadi ed indurre il fenomeno cosiddetto del "windmilling", nel quale sostanzialmente è il flusso che tende a comandare gli ultimi stadi, facendo diminuire l'incidenza.

Lo stallo degli ultimi stadi provoca una contropressione che si ripercuote sui primi stadi, nei quali la velocità assiale è inferiore a quella di progetto e l'incidenza aumenta, facendo avvicinare lo stallo.

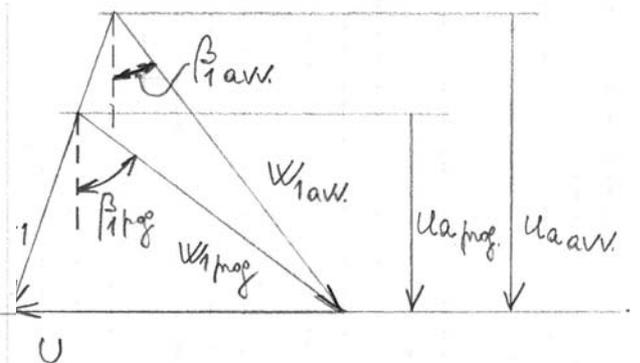


TRIANGOLI ALL'AVVIAMENTO



PRIMO STADIO
(STALLO)

$$\beta_{1avv} > \beta_{1prog}$$



ULTIMO STADIO
(CHOKING)

$$\beta_{1avv} < \beta_{1prog}$$

• **Rimedi**

- Valvola di bypass (*bleed valve*) posta in una zona opportuna del compressore, per scaricare parte della portata e ridurre la velocità assiale negli ultimi stadi.
- Statori ad angoli di incidenza variabili (*variable angle stator*), che consentono di ridurre l'incidenza dei primi stadi rotorici.
- Propulsori a più alberi, così da consentire velocità di rotazione diverse: gli stadi di alta pressione collegati con la turbina di alta, possono ruotare ad una velocità maggiore di quella degli stadi di bassa pressione che sono collegati alla turbina di bassa.
- Combinazione di tutte e tre le tecniche.