

## MOTORI PER AEROMOBILI

### Cap. 6 COMPRESSORE ASSIALE

#### 1.1 Introduzione

Anche in questo caso è opportuno richiamare alcuni concetti già visti nel corso di Propulsori Aerospaziali.

Si è visto nel calcolo dei cicli l'importanza di operare con alti rapporti di compressione (ed alte temperature massime) per migliorare le prestazioni ed in particolare il consumo specifico.

Il compressore assiale consente di ottenere rapporti di compressione maggiori di quelli possibili col centrifugo, per la maggiore facilità di accoppiamento degli stadi (anche se l'aumento di pressione per stadio è inferiore al centrifugo).

A pari area frontale, l'assiale consente portate d'aria maggiori del centrifugo.

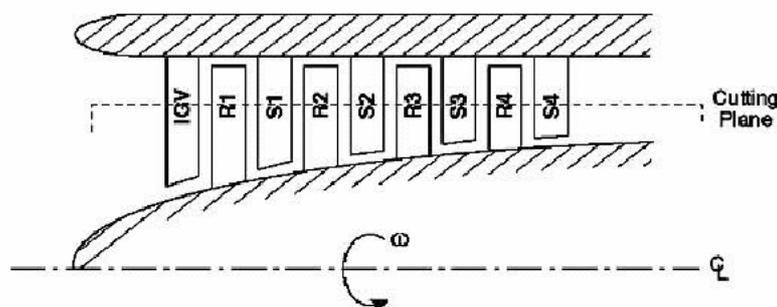
La progettazione è difficile (e parzialmente ancora empirica) soprattutto per i gradienti di pressione contrari che il flusso incontra procedendo assialmente.

I miglioramenti dal punto di vista aerodinamico hanno consentito di aumentare continuamente i rapporti di compressione per stadio e questo ha permesso di diminuire il numero di stadi necessari e di ridurre il peso e le dimensioni dei motori.

Indicativamente, si è passati da  $\beta = 10$  con 17 stadi (1958), a  $\beta = 41$  con 15 stadi (1995).

Le tecniche di progettazione sempre più spinte in campo aeronautico hanno portato a Mach di ingresso al compressore sempre più elevati (anche transonici in alcuni punti delle palettature) ed a deviazioni del flusso nel rotore sempre maggiori (difficoltà costruttive).

Sebbene i compressori subsonici siano i più impiegati, i transonici iniziano ad essere realizzati, mentre i supersonici sono ancora allo stadio sperimentale.



In genere multistadio e caratterizzato da  $u_a \sim$  costante. Nell'analisi si considererà  $u_a =$  costante.

Si studia il singolo stadio: R+S

Fig. 6.1

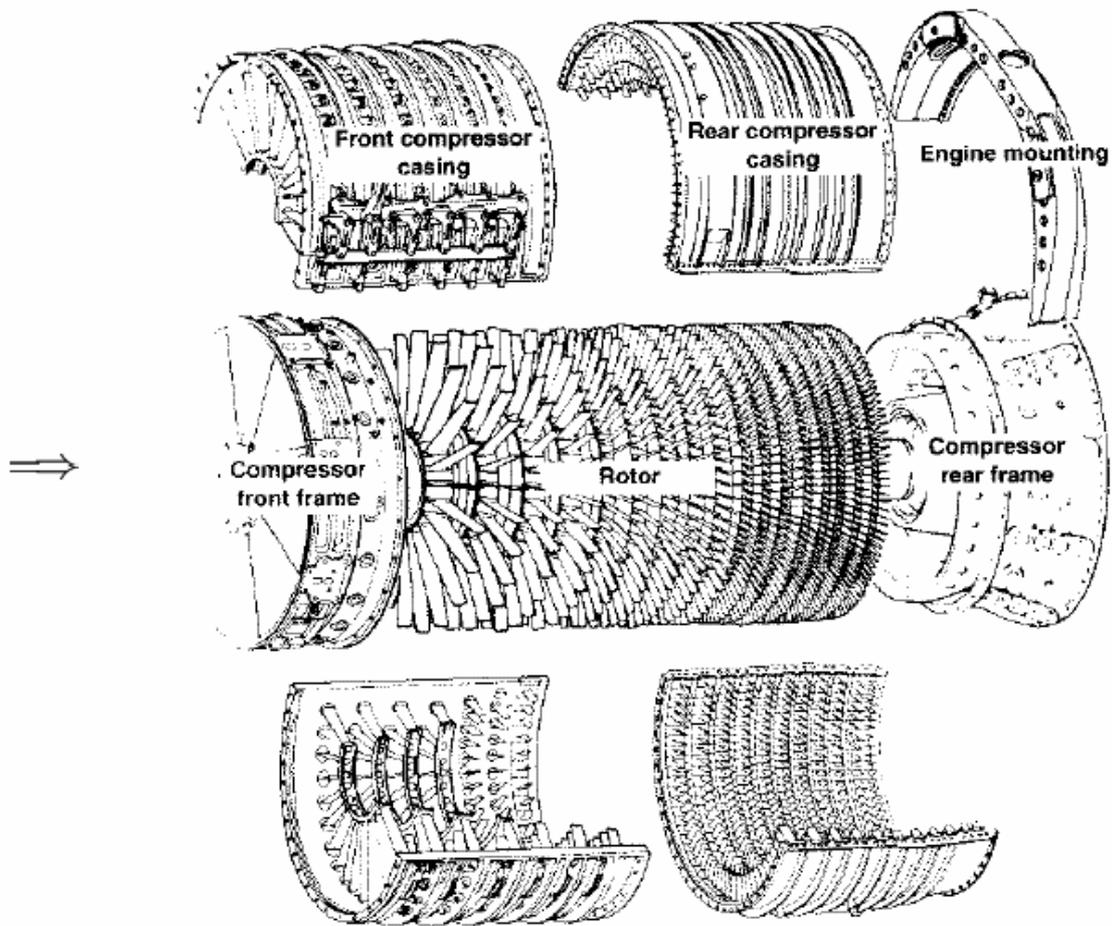


Fig. 6.2

Il fluido di lavoro (aria, nell'applicazione aeronautica) è solitamente accelerato nel rotore e poi rallentato nei canali statorici, dove l'energia cinetica ceduta dal rotore è convertita in pressione statica.

In Fig. 6.3 è mostrato qualitativamente un confronto tra tipiche palettature rotoriche di una turbina e di un compressore, da cui si nota come in turbina il flusso tolleri deviazioni molto maggiori (gradienti di pressione favorevoli).

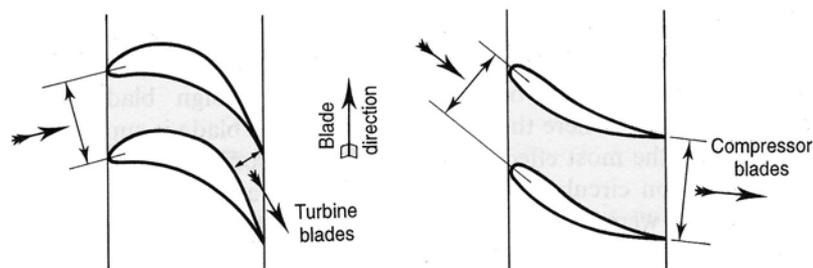


Fig. 6.3

### 1.2 I triangoli di velocità

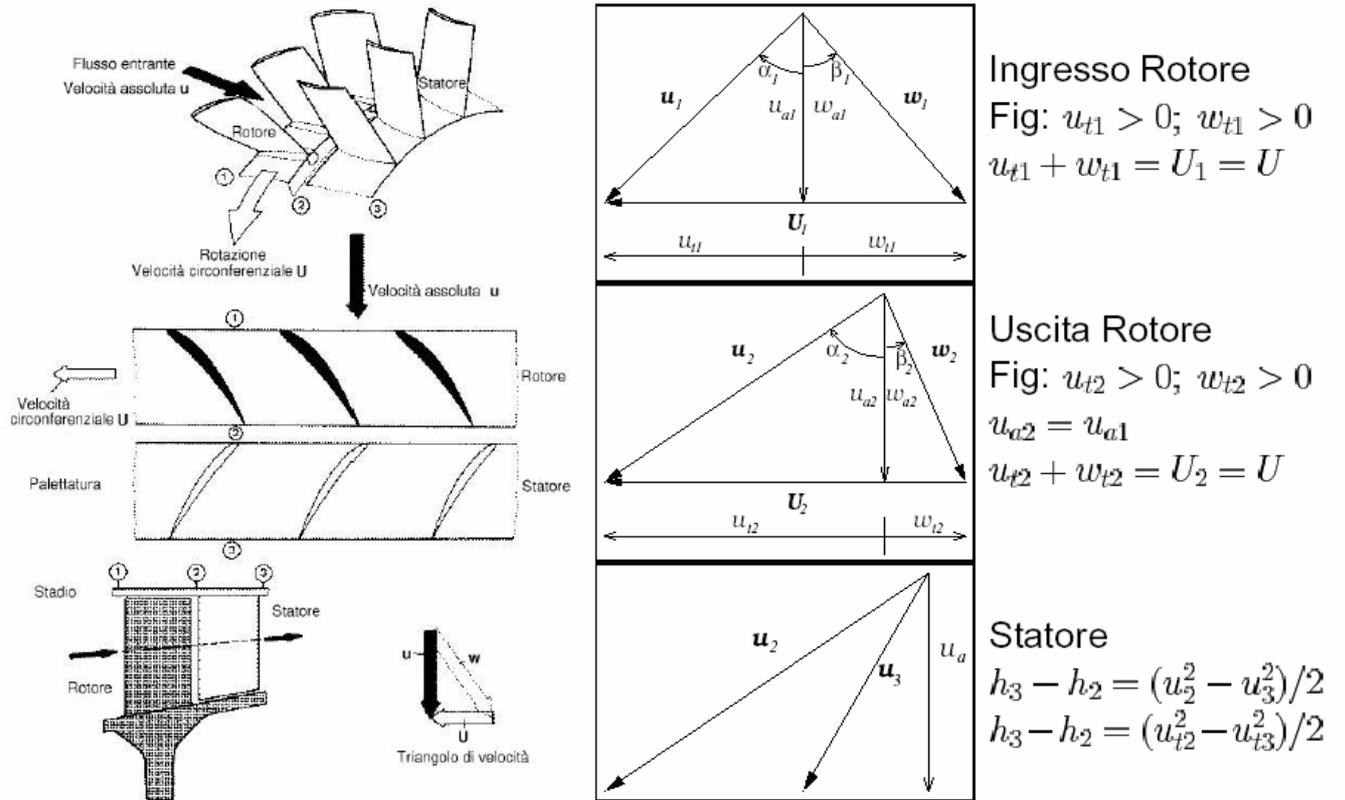


Fig. 6.4

Si ricorda che nello "stadio ripetuto"  $u_3 = u_1$ .

### 1.3 Scambio energetico e rapporto di compressione

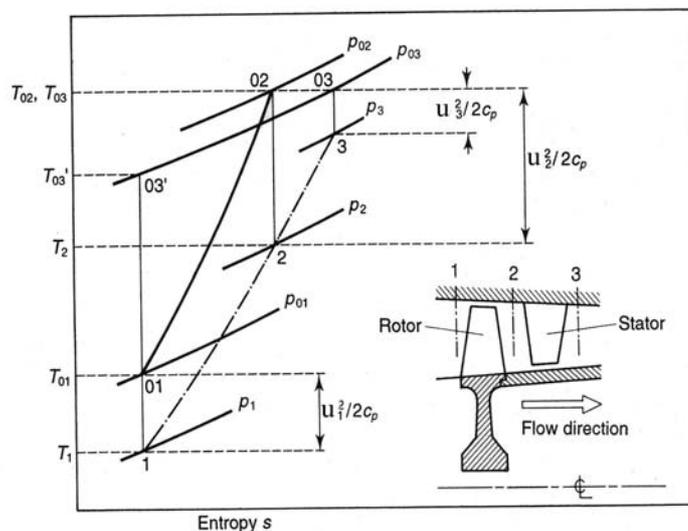


Fig. 6.5

Con riferimento alle Fig. 6.4 e 6.5, ricordiamo alcune espressioni tipiche del lavoro scambiato nel rotore  $\Delta h_0$  e del grado di reazione R, nel caso particolare di macchina assiale:

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

$$R = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2\Delta h_0} = \frac{w_{t_1}^2 - w_{t_2}^2}{2U(w_{t_1} - w_{t_2})} = \frac{w_{t_1} + w_{t_2}}{2U}$$

e, con riferimento agli angoli:

$$\begin{aligned} u_{t_1} &= u_a \tan \alpha_1 & w_{t_1} &= u_a \tan \beta_1 \\ u_{t_2} &= u_a \tan \alpha_2 & w_{t_2} &= u_a \tan \beta_2 \end{aligned}$$

si hanno le seguenti relazioni:

$$\begin{aligned} \Delta h_0 &= Uu_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) = Uu_a (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \\ R &= \frac{u_a}{2U} (\tan \beta_1 + \tan \beta_2) \end{aligned}$$

ed anche, eliminando  $w_{t_2}$  dalle relazioni di  $\Delta h_0$  ed R:

$$\Delta h_0 = 2U^2 \left( \frac{w_{t1}}{U} - R \right) = 2U^2 \left( \frac{u_a}{U} \tan \beta_1 - R \right) = 2U^2 \left( 1 - \frac{u_a}{U} \tan \alpha_1 - R \right)$$

Per quanto riguarda il rapporto di compressione dello stadio, riferendosi alla Fig. 6.5 e ricordando che:

$$\eta_c = \frac{T_{03'} - T_{01}}{T_{03} - T_{01}} \quad \text{e che} \quad \Delta h_0 = C_p (T_{03} - T_{01})$$

si ottiene:

$$\frac{p_{03}}{p_{01}} = \left[ 1 + \frac{\eta_c \Delta h_0}{C_p T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Si può notare che per avere un elevato rapporto di compressione per stadio (utile per ridurre il numero degli stadi), occorre abbinare:

- Alta velocità di rotazione  $U$
- Alta velocità assiale  $u_a$
- Alta deviazione del flusso nel rotore  $(\beta_1 - \beta_2)$

### **1.4 Fattori che influenzano il rapporto di compressione dello stadio**

✚ Per quanto riguarda la velocità di rotazione, essa influenza (come nel compressore radiale) gli sforzi centrifughi  $\sigma_{ct}$ , i quali dipendono anche dal materiale e dalle dimensioni delle palette.

Si può vedere che gli sforzi centrifughi dipendono dalla densità del materiale con cui sono costruite le palette, dal quadrato della velocità tangenziale all'apice (*tip speed*) e inversamente dal rapporto dei raggi alla radice ed all'apice (*hub/tip ratio*).

Infatti, ricordando l'espressione che esprime la forza centrifuga su di un elemento di fluido, si può scrivere:

$$\sigma_{ct} = \frac{\rho_p \omega^2}{a_r} \int_r^a a r dr$$

Dove  $\rho_p$  è la densità del materiale con cui è costruita la  
paletta  
 $\omega$  è la velocità angolare  
 $a$  è la sezione trasversale della paletta  
 $a, r$  apice e radice della paletta

Supponendo che la sezione della paletta sia costante lungo il raggio, si ha:

$$\sigma_{ct} = \rho_p (2\pi N)^2 \frac{r_a^2 - r_r^2}{2}$$

e, ricordando l'espressione della velocità tangenziale all'apice  $U_{ta} = 2\pi N r_a$  si ottiene:

$$\sigma_{ct} = \frac{1}{2} \rho_p U_{ta}^2 \left[ 1 - \left( \frac{r_r}{r_a} \right)^2 \right]$$

da cui si nota che gli sforzi centrifughi sono proporzionali al quadrato della velocità periferica all'apice della paletta (e quindi anche al quadrato del raggio all'apice) ed al rapporto *radice/apice*.

Si deduce quindi che le palettature di maggiori dimensioni (fan o primi stadi del compressore) sono maggiormente sollecitate (almeno dal punto di vista degli sforzi centrifughi) delle palette di piccole dimensioni (ultimi stadi), le quali sono maggiormente sollecitate a fatica.

Valori tipici di *hub/tip ratio* vanno da 0.4 per i primi stadi a 0.8 per gli ultimi stadi.

Valori tipici di *tip speed* sono attorno ai 350 m/s, fino a valori dell'ordine di 450 m/s.

In pratica però la sezione della paletta non è costante ma diminuisce lungo il raggio e l'integrale andrebbe valutato numericamente o graficamente.

Tuttavia, ipotizzando una variazione lineare della sezione lungo il raggio, si può dedurre un'espressione analitica del tipo:

$$\sigma_{ct} = \frac{1}{2} \rho_p U_{ta}^2 (1-b^2) K$$

Dove:  $b = r_r/r_a$  è il rapporto *radice/apice*

$d = a_a/a_r$  è il rapporto tra le sezioni all'apice e alla radice

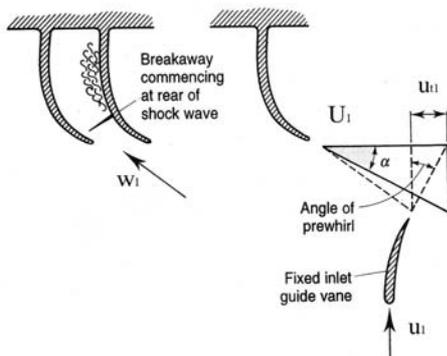
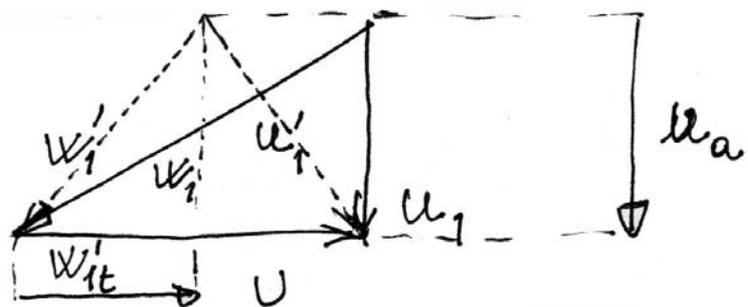
$$K = 1 - \left[ \frac{(1-d)(2-b-b^2)}{3(1-b^2)} \right] \approx 0.55 \div 0.65$$

✚ Una velocità assiale elevata, oltre a favorire il rapporto di compressione, consente una elevata portata d'aria per unità di sezione.

D'altra parte essa deve essere limitata per ragioni aerodinamiche, evitando di raggiungere Mach relativi ( $w_1/a$ ) troppo alti.

Per limitare il Mach relativo all'ingresso del primo stadio, molti compressori usano gli statori a geometria variabile (*IGV: Inlet Guide Vanes*), che consentono di deviare la velocità assoluta in ingresso, mantenendo costante la componente assiale  $u_{1a}$  e riducendo la velocità relativa  $w_1$ .

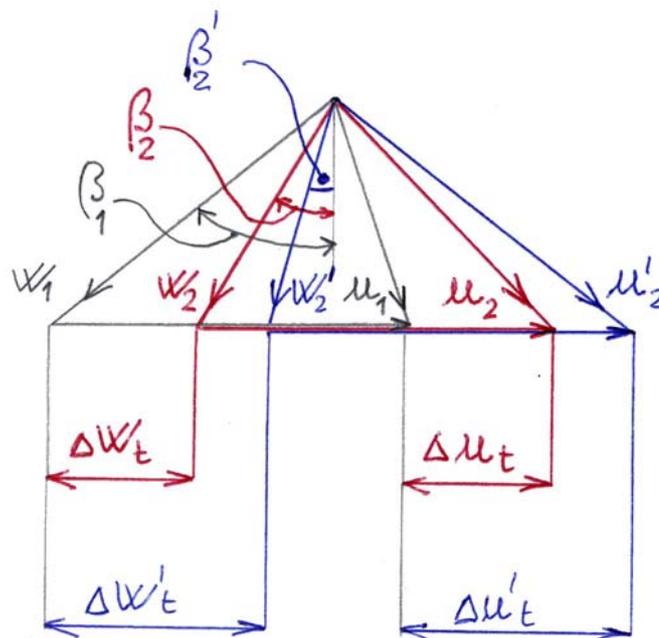
Negli stadi successivi il problema è minore perché, aumentando la temperatura, il Mach diminuisce.



Un'altra tecnica impiegata per ridurre la  $w_1$  è quella di costruire motori multi-albero (*multi-spool*).

Nei compressori aeronautici possono venire adottate velocità assiali fino a valori di circa  $150 \div 200$  m/s.

☚ Come si nota dai triangoli di velocità, l'entità della deviazione che la corrente subisce nel rotore, è data dalle direzioni dei vettori di velocità relativa  $w_1$  e  $w_2$  e la variazione della componente tangenziale responsabile dello scambio energetico è  $\Delta u_t = \Delta w_t$ .



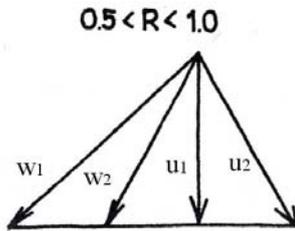
Considerando un valore prefissato di  $\beta_1$ , è evidente che un aumento della deviazione attraverso la diminuzione dell'angolo  $\beta_2$ , provoca una riduzione di  $w_2$  e quindi un aumento della diffusione nel rotore (aumenta la pressione statica).

Uno dei primi criteri adottati per valutare la massima diffusione tollerata senza incorrere in perdite eccessive, è il cosiddetto **numero di de Haller**, definito come  $w_2/w_1$ , che per la sua semplicità è ancora usato nella progettazione preliminare.

Per contenere le perdite, viene adottato un valore limite di **0.72**: valori inferiori causano perdite eccessive.

**Casi frequenti nei compressori assiali aeronautici**

- Ingresso assiale:**



$$\alpha_1 = 0 \Rightarrow u_{t1} = 0 \Rightarrow \Delta h_0 = U u_{t2} = U u_a \tan \alpha_2 = 2U^2 (1 - R)$$

- Ingresso assiale e  $R=0.5$**

$$\Delta h_0 = U^2$$

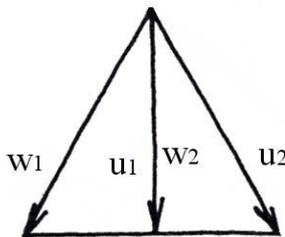
$$\alpha_1 = \beta_2 = 0$$

$$\alpha_2 = \beta_1$$

$\Rightarrow$

$$u_1 = w_2$$

$$u_2 = w_1$$



Triangoli Simmetrici

Palettature rotoriche e statoriche speculari

Canali rotorici e statorici divergenti

Aumento di pressione statica ugualmente ripartito tra rotore e statore

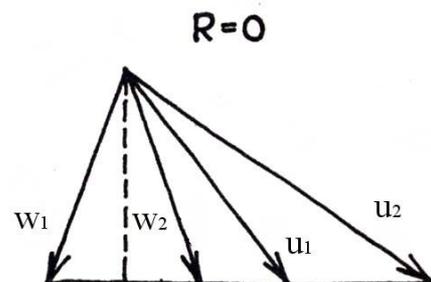
- $R=0$**

$$w_1 = w_2$$

Stadio ad "impulso" o "azione".

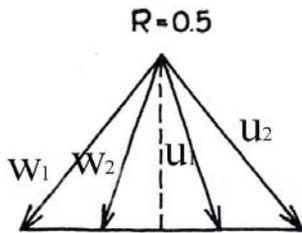
La variazione di pressione avviene tutta nello statore.

Canali rotorici a sezione costante.  
Canali statorici divergenti.



- **$R=0.5$  (ingresso generico)**

$$\begin{cases} \alpha_1 = \beta_2 \\ \alpha_2 = \beta_1 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} u_1 = w_2 \\ u_2 = w_1 \end{cases}$$



Triangoli Simmetrici

Palettature rotoriche e statoriche speculari

Canali rotorici e statorici divergenti  
( $w_2 < w_1$  e  $u_3 < u_2$  con  $u_3 = u_1$ )

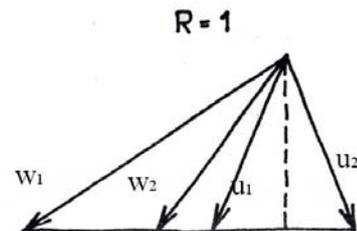
Aumento di pressione statica ugualmente ripartito tra rotore e statore

- **$R=1$**   $\alpha_1 = -\alpha_2$

$$u_1 = u_2$$

Tutto il salto di pressione è nel rotore  
(canali divergenti)

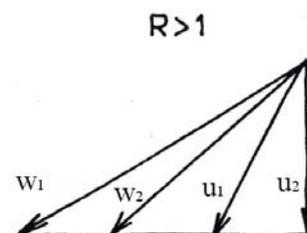
Lo statore serve solo per indirizzare il flusso (canali a sezione costante).



- **$R > 1$**

Si ha accelerazione nello statore  
( $u_3 > u_2$  con  $u_3 = u_1$ )

Canali statorici convergenti.

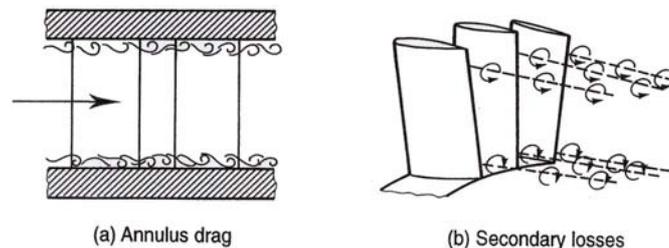


Dai casi precedenti si nota che all'aumentare del grado di reazione, aumenta la velocità relativa in ingresso al rotore  $w_1$  e quindi si aggravano i problemi connessi con Mach relativi elevati.

Il grado di reazione  $R$  può variare considerevolmente lungo il raggio (ved. vortice libero), specialmente per  $r/r_a$  piccoli (primi stadi).

### 1.5 L'effetto "blockage" nel compressore

A causa del gradiente di pressione contrario, lungo la sezione di passaggio del flusso (*compressor annulus*) l'aumento dello spessore dello strato limite e la presenza di scie (*flussi secondari*) riduce la sezione utile ed influenza la velocità assiale: di questo fatto si deve tenere conto nella progettazione.



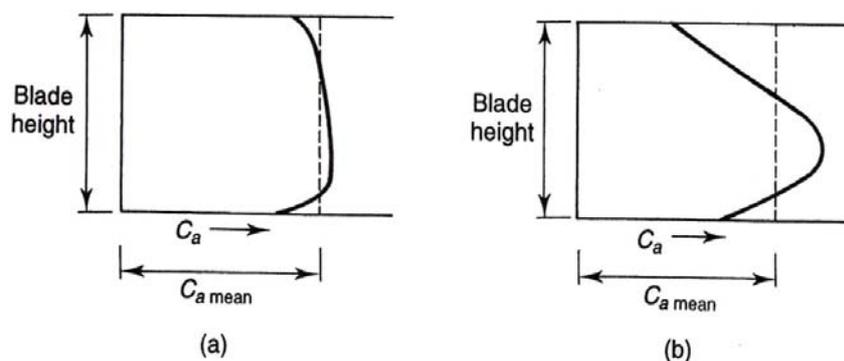
Il calcolo teorico è molto complicato, per cui è consuetudine ricorrere a fattori di correzione semi-empirici, basati su prove sperimentali.

Lo scambio energetico calcolato secondo la relazione:

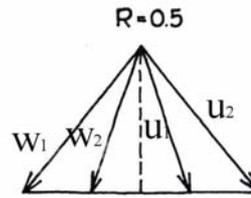
$$\Delta h_0 = U u_a (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

sovrastima quello riscontrato sperimentalmente e la spiegazione di ciò è dovuta alla distribuzione radiale della velocità assiale, che non è costante lungo l'annulus, perché varia la sezione.

Infatti, come mostrato nelle figure seguenti, la velocità assiale aumenta il suo scostamento da una distribuzione radiale costante, muovendosi dal primo stadio (a) verso gli stadi successivi, fino ad avere verso il quarto stadio l'andamento (b).



Il compressore generalmente viene progettato per una distribuzione radiale di  $u_a$  costante e l'aumento della velocità assiale nella zona centrale della sezione di passaggio (*annulus*) (ved. Fig.b) riduce la capacità di lavoro del compressore in questa zona, come si può dedurre dalla seguente relazione:



$$\Delta h_0 = U (w_{1t} - w_{2t}) \quad \text{con} \quad w_{1t} = U - u_a \tan \alpha_1 \quad \text{e} \quad w_{2t} = u_a \tan \beta_2$$

e, sostituendo:

$$\Delta h_0 = U [U - u_a (\tan \alpha_1 + \tan \beta_2)] \quad [*] \quad \text{da cui si evince che un aumento di } u_a \text{ fa diminuire } \Delta h_0, \text{ contrariamente a quanto si potrebbe pensare riferendosi alla relazione:}$$

$$\Delta h_0 = U u_a (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

Questa apparente contraddizione si può spiegare nel modo seguente.

Nello stadio di progetto, dove i valori di  $\beta_1$  e di  $\beta_2$  vengono scelti per fornire un opportuno  $\Delta h_0$ , nel rispetto del criterio di De Haller, è richiesta un'alta velocità assiale.

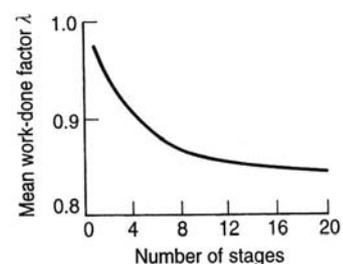
Una volta che il progetto è stato definito e gli angoli  $\alpha_1$ ,  $\beta_1$  e  $\beta_2$  sono fissati, allora l'equazione [\*] mostra che un aumento della velocità assiale ridurrà lo scambio energetico dello stadio.

La riduzione di  $u_a$  che si nota, in corrispondenza della radice e dell'apice (ved. Fig.b), non compensa il suo aumento nella zona centrale e complessivamente si ha una diminuzione della capacità dello stadio di compiere lavoro.

Questo effetto si accentua con l'aumento del numero degli stadi e di ciò se ne può tenere conto introducendo un **blockage factor**  $\lambda < 1$  che riduce lo scambio energetico:

$$\Delta h_0 = \lambda U u_a (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

In figura è mostrato l'andamento di  $\lambda$  all'aumentare del numero degli stadi.



### **1.6 Stima del numero di stadi**

Per valutare il numero di stadi si fa riferimento al salto di temperatura di ristagno dell'intero compressore ed al salto che si ha nel singolo stadio.

L'incremento di temperatura di ristagno di un singolo stadio può variare considerevolmente a seconda del tipo di progetto, ma orientativamente esso può variare tra 10 e 30K per stadi subsonici, fino a valori anche superiori a 45K per stadi transonici ad alte prestazioni.

Comunque una sua valutazione è possibile, ponendosi a raggio medio e calcolando la velocità tangenziale  $U$  e poi, ritenendo  $u_a$  costante ed  $u_1$  assiale, valutando la velocità relativa  $w_1$ .

La velocità relativa  $w_2$  e quindi la deviazione del flusso nel rotore, si stima col criterio di De Haller ed infine si valuta lo scambio energetico specifico (e quindi il  $\Delta T$ ) con la relazione di Eulero o con la  $\Delta h_0 = U u_a (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$