



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA



Dipartimento
di Ingegneria Industriale

I ventilatori centrifughi

Corso di Macchine 1

Agenda

- ▶ Ventilatori, soffianti e compressori
- ▶ Trasformazioni termodinamiche
- ▶ Ventilatori centrifughi
 - ▶ Caratteristiche
 - ▶ Tipologie di ventilatori
 - ▶ Grado di reazione
 - ▶ Prestazioni dei tipi di ventilatori
 - ▶ Criterio di scelta del ventilatore e curve caratteristiche
 - ▶ Aspetti costruttivi
- ▶ Note integrative



Ventilatori, soffianti e compressori

Ventilatori, soffianti e compressori



- I ventilatori, le soffianti e i compressori sono macchine operatrici rotodinamiche impiegate per incrementare l'energia specifica totale di fluidi comprimibili
- La distinzione tra le tre categorie è basata sul valore del rapporto di compressione $r_c = p_e^0/p_i^0$ tra le pressioni assolute presenti alla mandata e alla aspirazione, secondo il quale:
 - i ventilatori operano, all'incirca, con rapporti di compressione $r_c = p_e^0/p_i^0 \leq 1.1$
 - le soffianti per rapporti di compressione r_c compresi tra $1.1 < r_c \leq 1.3$
 - i compressori per rapporti di compressione superiori a quelli di un soffiante $r_c > 1.3$
- Per rapporti di compressione superiori si ricorre alla soluzione pluristadio costituiti da più soffianti disposte in serie

Ventilatori, soffianti e compressori



- Nei compressori **centrifughi radiali** con giranti prive di disco di ricoprimento si possono raggiungere velocità periferica intorno a 500 m/s e rapporti di compressione $r_c \approx 10$
- In questi casi, per contenere la **massa** della girante e le conseguenti forze centrifughe, il regime di rotazione dovrà raggiungere valori elevati, dell'ordine di 100.000 giri/min , per contenere le dimensioni della girante e quindi la sua massa
- Anche per queste ragioni, le giranti dei compressori sono di lega leggera (es. duralluminio) o di acciaio legato

Trasformazioni termodinamiche nei ventilatori, soffianti e compressori

Ventilatori, soffianti e compressori – Trasformazioni termodinamiche

- In una compressione isoentropica tra i medesimi valori di p_i^0 e p_e^0 l'incremento di entalpia totale richiesta sarebbe invece:

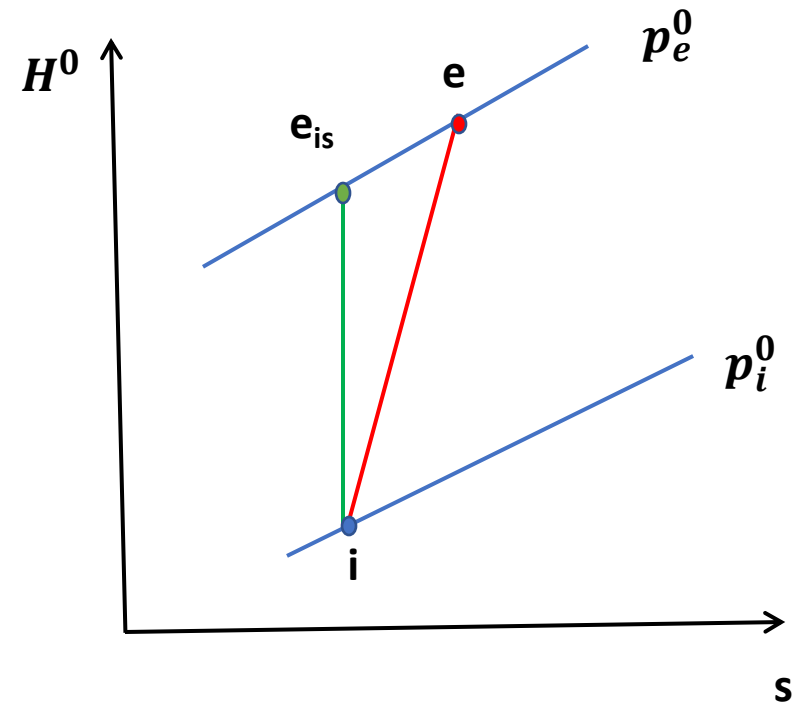
$$\Delta H_{is}^0 = H_{e\,is}^0 - H_i^0$$

- ΔH_{is}^0 è quindi il **lavoro di compressione minimo richiesto**
- Tale lavoro è legato al numero di pressione ψ dalla relazione:

$$\psi = \frac{\Delta H_{is}^0}{U_2^2}$$

mentre il rendimento isoentropico η_{is} è:

$$\eta_{is} = \frac{\Delta H_{is}^0}{\Delta H^0}$$



Ventilatori, soffianti e compressori – Trasformazioni termodinamiche

- La potenza P_{alb} richiesta all'albero per comprimere la portata di massa Q_m dalla pressione p_i^0 alla pressione p_e^0 è data da:

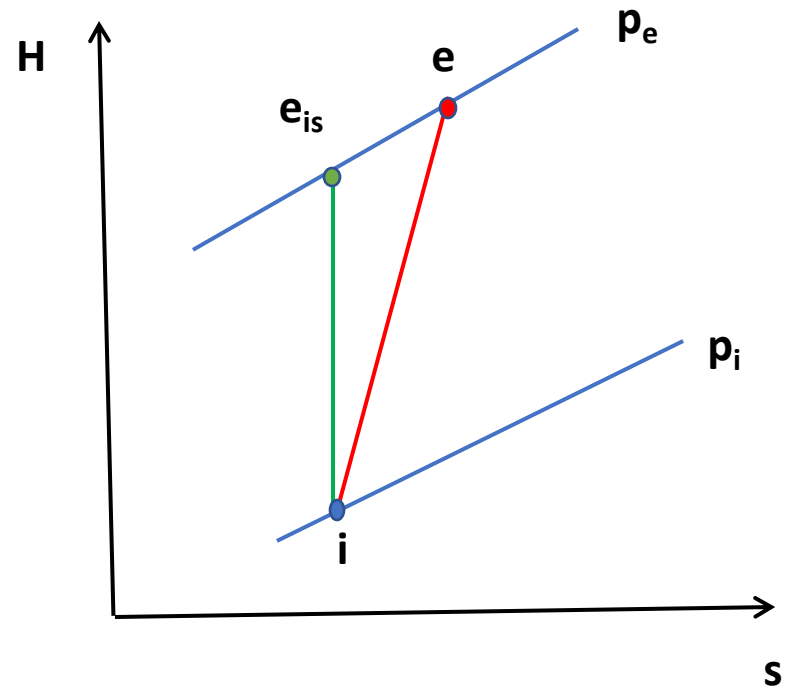
$$P_{alb} = \frac{Q_m \Delta H_{is}^0}{\eta} = \frac{Q_m \Delta H_{is}^0}{\eta_{is} \eta_v \eta_m}$$

dove:

$$\Delta H_{is}^0 = c_p T_i^0 \left[\left(\frac{p_e^0}{p_i^0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$\eta_{is} = \frac{\Delta H_{is}^0}{\Delta H^0} = \frac{H_{e_{is}}^0 - H_i^0}{H_e^0 - H_i^0} \quad \eta_v = \frac{Q_m}{Q_m + Q_{m_f}}$$

$$\eta_m = \frac{(Q_m + Q_{m_f}) \Delta H^0}{P_{alb}} = 1 - \frac{P_{mv}}{P_{alb}}$$



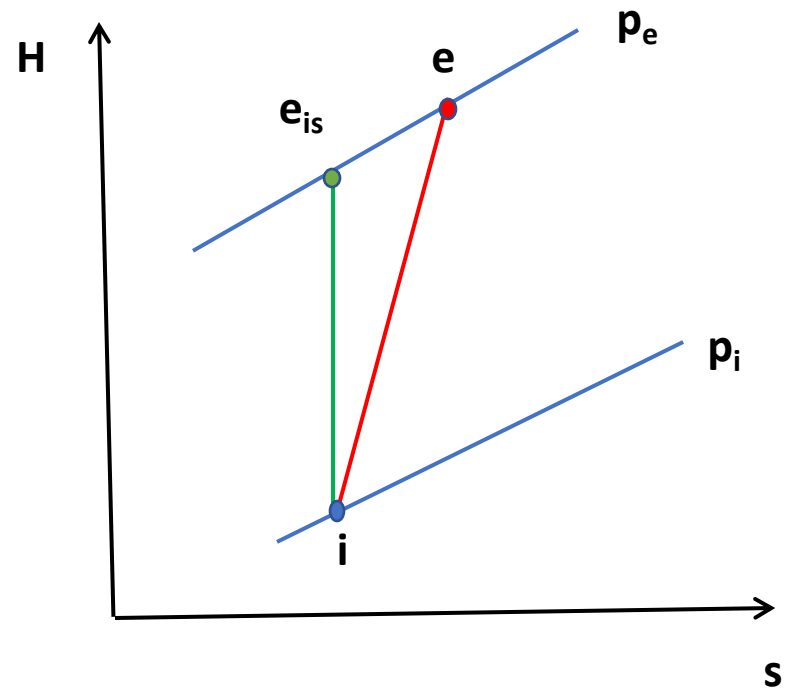
Ventilatori, soffianti e compressori – Trasformazioni termodinamiche

- Per una data portata di massa Q_m e un dato rapporto di compressione $r_c = p_e^0/p_i^0$, la potenza P_{alb} richiesta all'albero:

$$P_{alb} = \frac{Q_m \Delta H_{is}^0}{\eta} = \frac{Q_m \Delta H_{is}^0}{\eta_{is} \eta_v \eta_m}$$

è fortemente condizionata dalla comprimibilità del fluido

- A tal riguardo si confronti la potenza minima richiesta da una pompa e da un compressore per effettuare il medesimo rapporto di compressione



Ventilatori, soffianti e compressori – Trasformazioni termodinamiche

$$Q_m = 20 \text{ kg/s}, \quad p_i^0 = 1 \text{ bar}, \quad p_e^0 = 4 \text{ bar}$$

Pompa

Sia $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ (acqua), si ottiene:

$$\Rightarrow gh = \frac{p_e^0 - p_i^0}{\rho} = \frac{(4 - 1)10^5}{1000} = 300 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$\Rightarrow P_{alb,id} = Q_m \frac{p_e^0 - p_i^0}{\rho} = 20 \frac{(4 - 1)10^5}{1000} = 20 \cdot 300 = 6 \text{ kW}$$

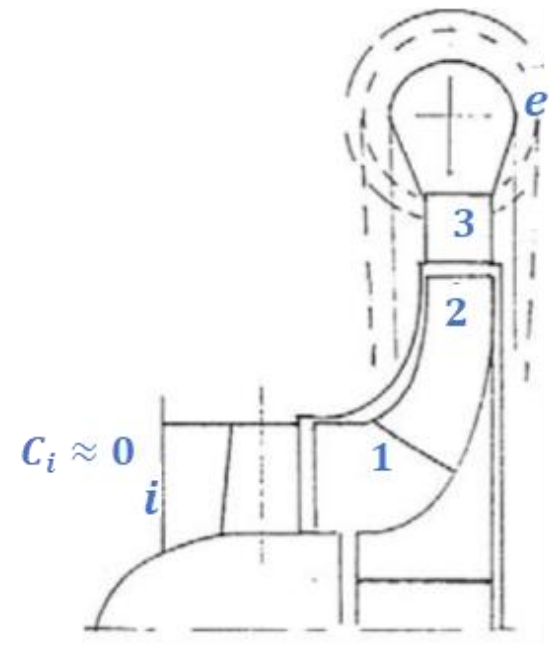
Compressore

$$Q_m = 20 \text{ kg/s}, \quad p_i^0 = 1 \text{ bar}, \quad p_e^0 = 4 \text{ bar}$$

Sia $T_i^0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $c_p = 1005 \text{ J/kg K}$, $k = 1,4$ (aria):

$$\Rightarrow \Delta H_{is}^0 = c_p T_i^0 \left[\left(\frac{p_e^0}{p_i^0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = 1005 \cdot 293,15 [4^{0,4/1,4} - 1] \cong 143 \text{ kJ/kg}$$

$$\Rightarrow P_{alb,id} = Q_m \Delta H_{is}^0 \cong 2864 \text{ kW} \cong 477 \cdot P_{alb,id_{pompa}}$$



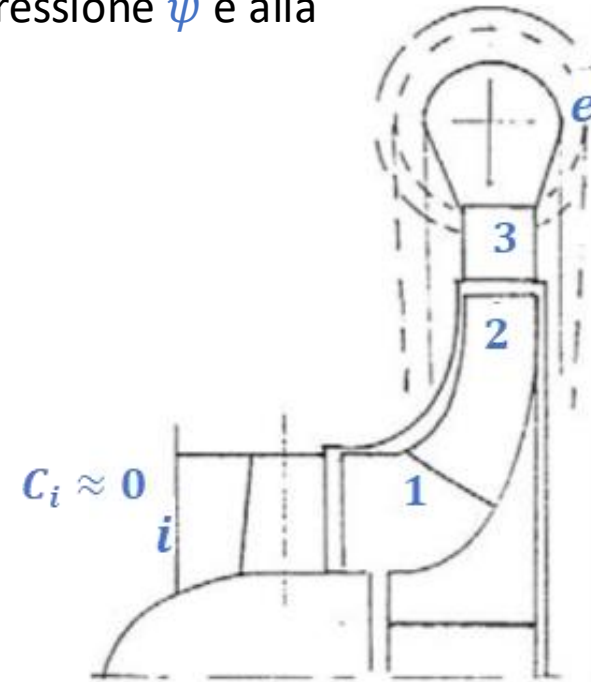
Ventilatori, soffianti e compressori – Trasformazioni termodinamiche

- Lo scambio di energia gh e ΔH_{is}^0 sono legati al numero di pressione ψ e alla velocità periferica U_2 della girante dalla relazione:

$$\psi = \frac{\Delta H_{is}^0}{U_2^2} \quad \psi = \frac{gh}{U_2^2}$$

- Il numero di pressione ψ si riflette sul numero di pressione teorico ψ_t e, infine, sulla geometria della palettatura con la nota relazione:

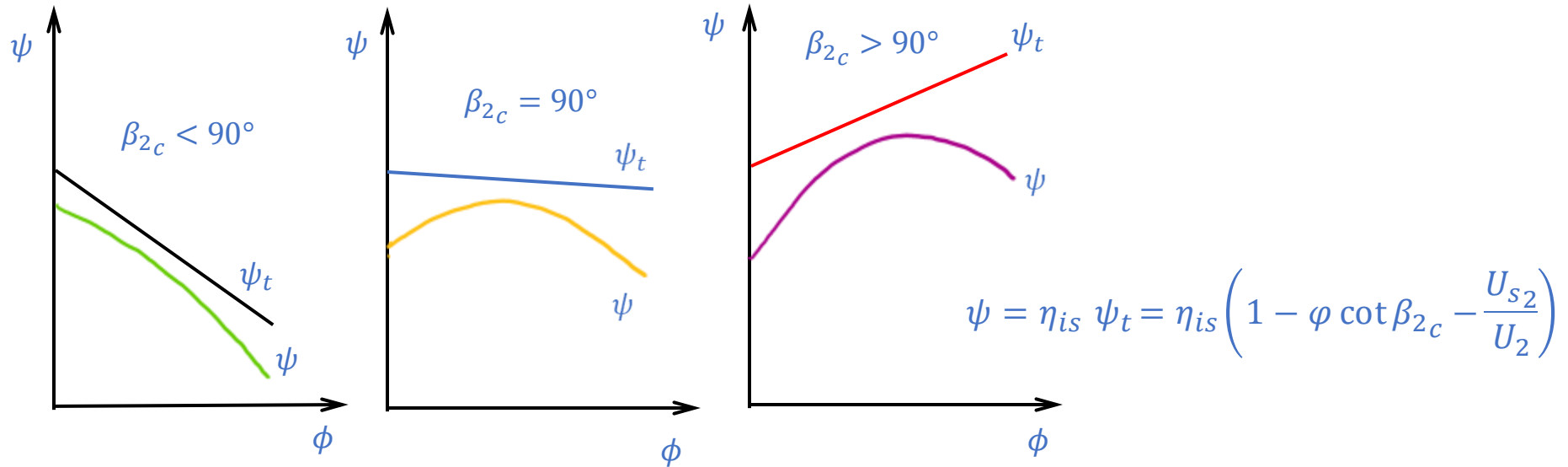
$$\eta_{is} = \frac{\psi}{\psi_t} \Rightarrow \psi = \eta_{is} \psi_t = \eta_{is} \left(1 - \varphi \cot \beta_{2c} - \frac{U_{s2}}{U_2} \right)$$



⇒ Ne consegue che per ottenere elevati scambi di energia per unità di massa ΔH_{is}^0 occorrerà **adottare elevati** valori dell'angolo β_{2c} e della velocità periferica U_2

- Si dimostrerà come, a parità di p_e^0 , all'aumentare di β_{2c} aumenti anche la velocità C_2 , e con essa le **perdite di carico** negli organi statorici a valle ⇒ $\beta_{2c} \leq 90^\circ$

Ventilatori, soffianti e compressori – Trasformazioni termodinamiche



- L'angolo β_{2c} del bordo di fuga delle pale influenza anche la forma delle curve caratteristiche
- All'aumentare dell'angolo β_{2c} il primo tratto della curva caratteristica tende ad assumere una pendenza **positiva** a causa soprattutto delle perdite per incidenza all'ingresso della girante e degli organi statorici di diffusione, che risulta sempre più evidente per angoli $\beta_{2c} > 40 \div 50^\circ$ e, infine, eclatante per $\beta_{2c} \geq 90^\circ$
- Nella regione a pendenza positiva, come si vedrà, le condizioni di esercizio sono instabili

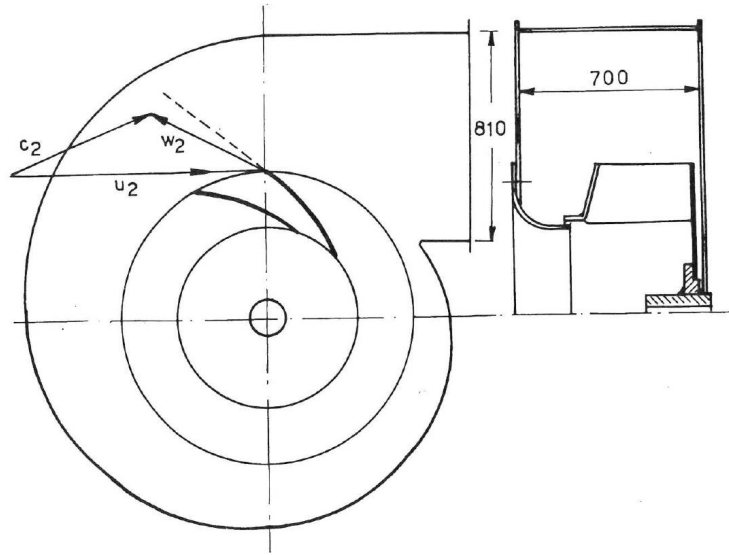
Ventilatori, soffianti e compressori – Trasformazioni termodinamiche

- Per ottenere gli elevati scambi di energia per unità di massa è necessario oltre che aumentare l'angolo costruttivo, anche **adottare elevate velocità periferiche** rispetto alle pompe
- Nei ventilatori le velocità periferiche U_2 possono raggiungere valori intorno a 100 m/s , mentre nei compressori centrifughi a pale radiali si possono anche superare i 500 m/s
- Per soddisfare tali velocità periferiche è necessario selezionare in modo opportuno i materiali per la girante
 - Le giranti dei ventilatori sono in lamierino di acciaio saldato o rivettato, oppure in materiale plastico
 - Le giranti dei compressori sono di lega leggera (duralluminio); oppure di acciaio legato
- Nei compressori centrifughi, i valori elevati di velocità periferica $U_2 = \omega \frac{D_2}{2}$ richiedono l'adozione di elevati regimi di **rotazione** così da **contenere il diametro esterno D_2** (impiego di turbine a gas), oppure il **ricorso alla soluzione pluristadio** per ridurre U_2 agendo sulla riduzione di ΔH_{is}^0 del singolo stadio



Ventilatori centrifughi

Ventilatori Centrifughi – Caratteristiche



- I ventilatori centrifughi operano con rapporti di compressione $p_e^0/p_i^0 < 1.1$ davvero modesti, e per queste ragioni il fluido, benché aria o altro gas, può essere ancora considerato **incomprimibile**
- Lo scambio di energia potrà perciò essere ancora determinato in termini di variazione di pressione totale:

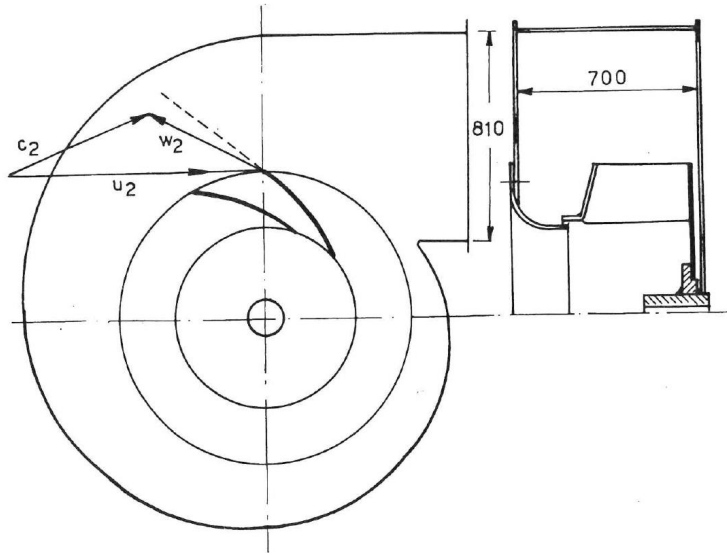
$$gh = \frac{p_e^0 - p_i^0}{\rho}$$

con errori massimi intorno al **3%** rispetto alla corretta formulazione:

$$\Delta H_{is}^0 = c_p T_i^0 \left[\left(\frac{p_e^0}{p_i^0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

che, rispetto alla precedente, tiene conto dell'incremento di energia interna indotto dalla comprimibilità del fluido

Ventilatori Centrifughi – Caratteristiche



FLUIDI
INCOMPRESSIBILI

$$gh = \frac{p_e^0 - p_i^0}{\rho}$$

FLUIDI
COMPRESSIBILI

$$\Delta H_{is}^0 = c_p T_i^0 \left[\left(\frac{p_e^0}{p_i^0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$\frac{p_e^0}{p_i^0} < 1.1$$

ventilatori

$$1.1 < \frac{p_e^0}{p_i^0} < 1.3 \quad \text{soffianti}$$

$$\frac{p_e^0}{p_i^0} > 1.3 \quad \text{compressori}$$

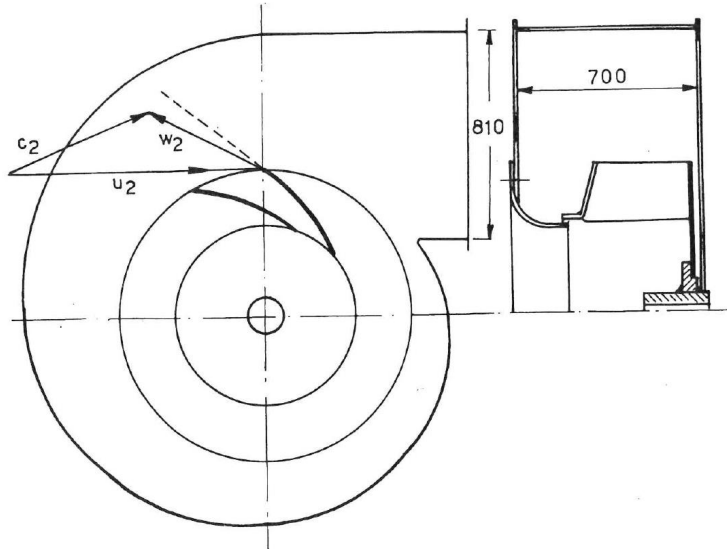
r_c	ΔH_{is}^0 [kJ/kg]	gh [kJ/kg]	Errore [%]
1.1	8,037	8,299	3.3
1.308	23,154	25,560	10.4
2	63,809	82,988	30.1
5	169,794	331,950	95.5

Errore nel calcolo delle prestazioni al variare del rapporto di compressione

Si abbandona la semplice formulazione incompressibile anche per stime di massima dello scambio di energia, o per approcci semplificati come quelli di seguito descritti



Ventilatori Centrifughi – Caratteristiche



- Per i ventilatori si usa la teoria dei fluidi incompressibili
- Per un incremento di pressione $\Delta p \approx 10000 \text{ Pa}$:

$$\Delta p = p - p_B = \rho_{H_2O} g \frac{\Delta y_{mm \text{ C.A.}}}{1000} \approx g \Delta y_{mm \text{ C.A.}}$$

si otterrebbe $\Delta y \approx 1000 \text{ mm}$, ed è per questa ragione che si dice anche che i ventilatori operano con prevalenze non superiori a circa 1000 mm C.A. (colonna d'acqua)

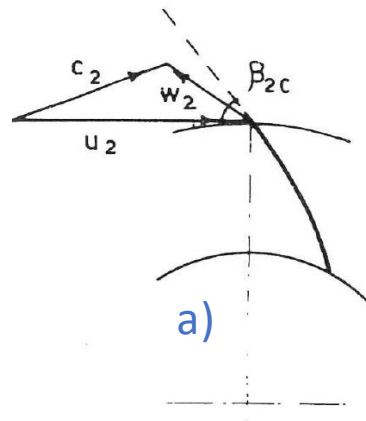
Vale ancora la teoria della similitudine?

- A parità di K possono sussistere per la girante, e quindi per il ventilatore, geometrie completamente diverse

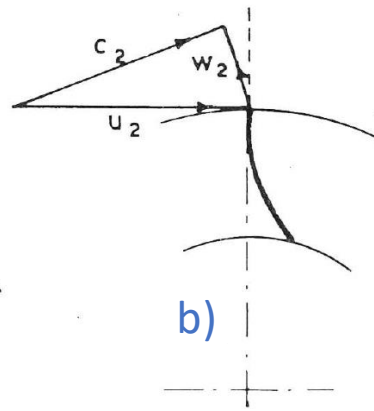


il numero tipico di macchina K non è più in grado di definire univocamente la geometria del ventilatore e fornire valori di φ e di ψ per mezzo di diagrammi simili a quelli delle pompe

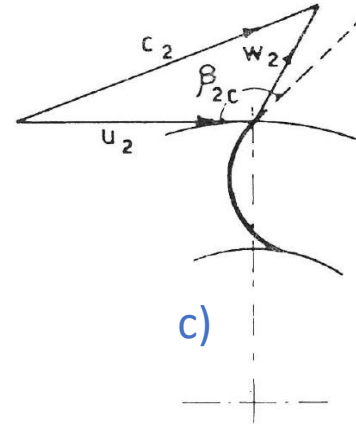
Tipologie di ventilatori



a)



b)



c)

(a) Pale curve indietro

$k =$	$0,5 \div 4$
ψ	$0,3 \div 0,55$
ϕ	$0,15 \div 0,8$
ϕ_0	$0,01 \div 0,3$
Z	$7 \div 24$
D_1/D_2	$0,32 \div 0,64$

(b) pale radiali

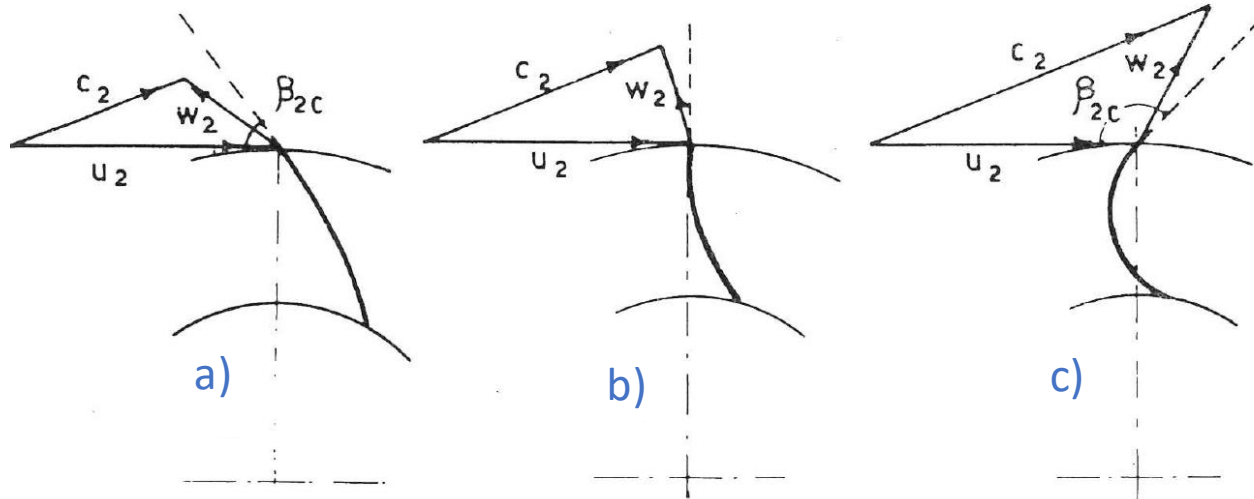
$k =$	$0,5 \div 1,6$
ψ	$0,5 \div 0,7$
ϕ	$0,1 \div 0,4$
ϕ_0	$0,002 \div 0,09$
Z	$8 \div 28$
D_1/D_2	$0,4 \div 0,8$

(c) pale curve avanti

$k =$	$0,3 \div 2,5$
ψ	$0,7 \div 1,15$
ϕ	$0,1 \div 0,8$
ϕ_0	$0,2 \div 0,75$
Z	$16 \div 80$
D_1/D_2	$0,75 \div 0,9$

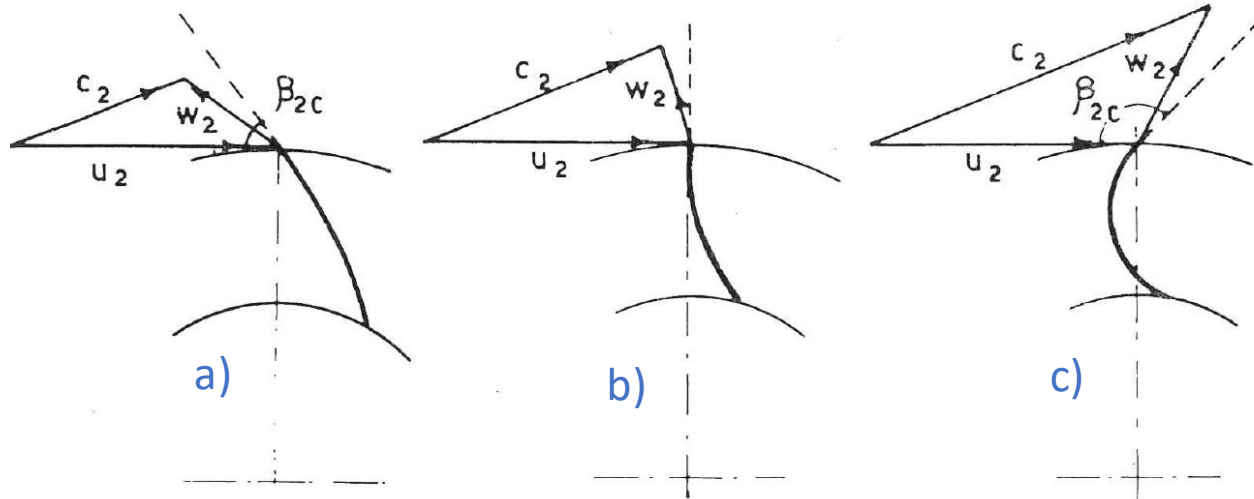
- Possono sussistere per lo stesso numero tipico K giranti con pale curve indietro (angoli $\beta_{2c} < 90^\circ$), con pale radiali ($\beta_{2c} = 90^\circ$) e con pale curve avanti ($\beta_{2c} > 90^\circ$)

Tipologie di ventilatori



Tipologie di palettature: **a)** pale curve indietro $\beta_{2c} < 90^\circ$; **b)** pale radiali $\beta_{2c} = 90^\circ$; **c)** pale curve avanti $\beta_{2c} > 90^\circ$

- Viene quindi a cadere per questa categoria di turbomacchine quella **classificazione organica** della geometria in funzione del numero tipico K , e la possibilità di raccogliere in un unico diagramma i valori del numero di pressione ψ e di flusso φ in funzione di K la cui utilità si è avuto modo di apprezzare durante il progetto preliminare delle turbomacchine idrauliche



Tipologie di palettature: **a)** pale curve indietro $\beta_{2c} < 90^\circ$; **b)** pale radiali $\beta_{2c} = 90^\circ$; **c)** pale curve avanti $\beta_{2c} > 90^\circ$

Come si procede per la progettazione?

- Entra ora in gioco un'altra variabile di progetto, il **grado di reazione** ε_r , così definito:

$$\varepsilon_r = \frac{\Delta H_{stG}}{\Delta H^0} = \frac{H_2 - H_1}{H_2^0 - H_1^0} \longrightarrow \text{Scambio di entalpia statica}$$

- Questa nuova variabile ε_r mette in evidenza la quota parte di incremento di entalpia **statica** che si svolge all'interno della girante rispetto alla variazione di entalpia **totale**

Grado di reazione

Si può esprimere il grado di reazione in funzione di parametri legati alla progettazione:

$$\varepsilon_r = \frac{\Delta H_{stG}}{\Delta H^0} = \frac{H_2 - H_1}{H_2^0 - H_1^0} = \frac{H_2^0 - H_1^0 - \frac{C_2^2 - C_1^2}{2}}{U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}} = 1 - \frac{(C_{u2}^2 + C_{m2}^2) - (C_{u1}^2 + C_{m1}^2)}{2 U_2 C_{u2}}$$

Assumendo $C_{m1} = C_{m2}$ (ipotesi ragionevole per i ventilatori):

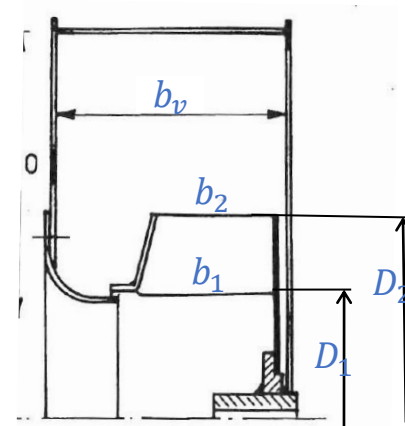
$$\varepsilon_r = 1 - \frac{C_{u2}^2}{2 U_2 C_{u2}} = 1 - \frac{C_{u2}}{2 U_2} = 1 - \frac{\psi_t}{2}$$

- L'assunzione $C_{m1} = C_{m2}$ è ragionevole. Si consideri infatti l'equazione della portata:

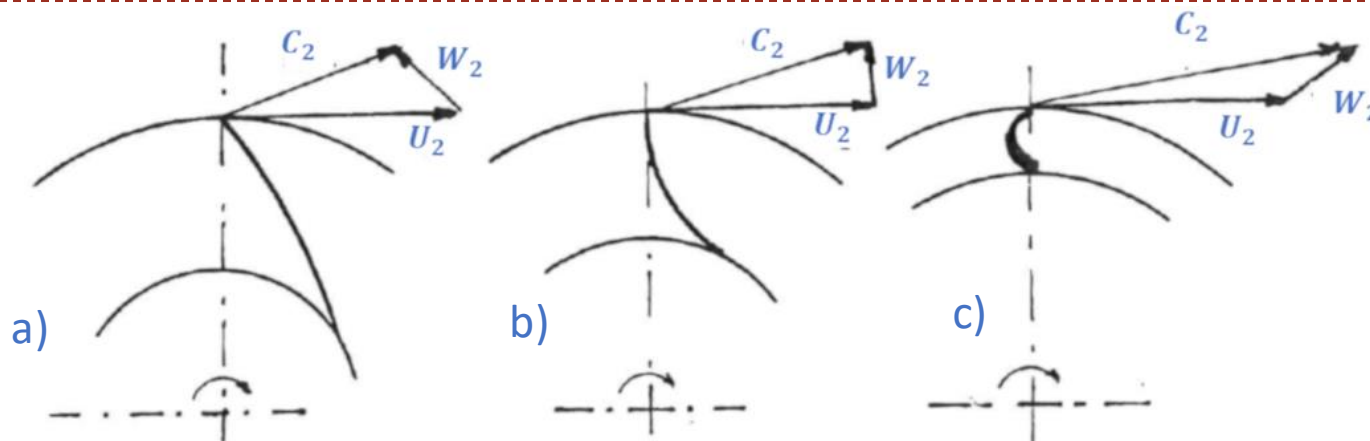
$$Q_v = \pi D_1 b_1 C_{m1} = \pi D_2 b_2 C_{m2}$$

- Per ottenere $C_{m1} = C_{m2}$ sarebbe sufficiente legare diametri e larghezze della girante secondo la relazione:

$$\frac{b_1}{b_2} = \frac{D_2}{D_1}$$



Confronto delle prestazioni e del campo di impiego



$$\varepsilon_r = \frac{H_2 - H_1}{H_2^0 - H_1^0} = 1 - \frac{\psi_t}{2}$$

$$\psi_t = 1 - \frac{U_{s2}}{U_2} - \varphi \cot \beta_{2c}$$



$$\varepsilon_r = f(\psi_t, \varphi)$$

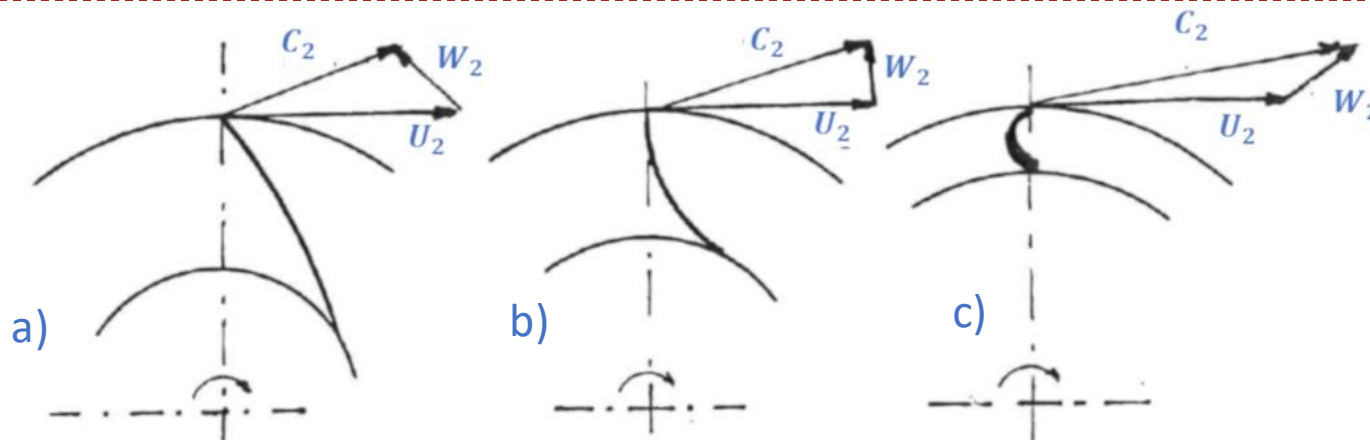
dipendenza del grado di reazione ε_r anche dal numero di flusso φ

In una **comparazione delle diverse geometrie** delle palettature si considererà:

- lo **stesso valore di φ**
- si farà riferimento per semplicità ai **triangoli di velocità euleriani**
- stesso valore della **velocità angolare ω** e si manterrà inalterato il **diametro D_2** esterno delle giranti



Confronto delle prestazioni e del campo di impiego



Tipologie di palettature: **a)** pale curve indietro $\beta_{2c} < 90^\circ$; **b)** pale radiali $\beta_{2c} = 90^\circ$; **c)** pale curve avanti $\beta_{2c} > 90^\circ$

$$\varepsilon_r = \frac{H_2 - H_1}{H_2^0 - H_1^0} = 1 - \frac{\psi_t}{2} \quad \psi_t = 1 - \frac{U_{s2}}{U_2} - \varphi \cot \beta_{2c}$$

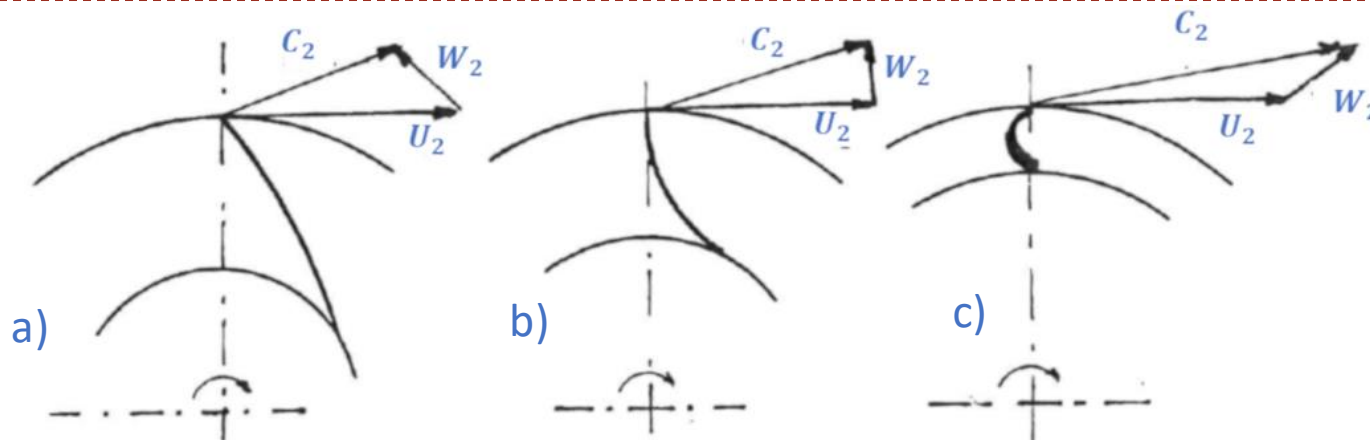
- La soluzione con **pale curve indietro** ($\beta_{2c} < 90^\circ$):
 - scambia **meno energia rispetto alle altre due** (in quanto il valore di ψ_t è minore) ma ...
- ... gran parte di questa energia è sotto forma di **incremento di pressione statica** per il **maggior** valore del **grado di reazione** ε_r



da preferire nelle applicazioni in cui la **caratteristica resistente** dell'impianto è elevata: condotte lunghe, presenza di filtri, etc.



Confronto delle prestazioni e del campo di impiego



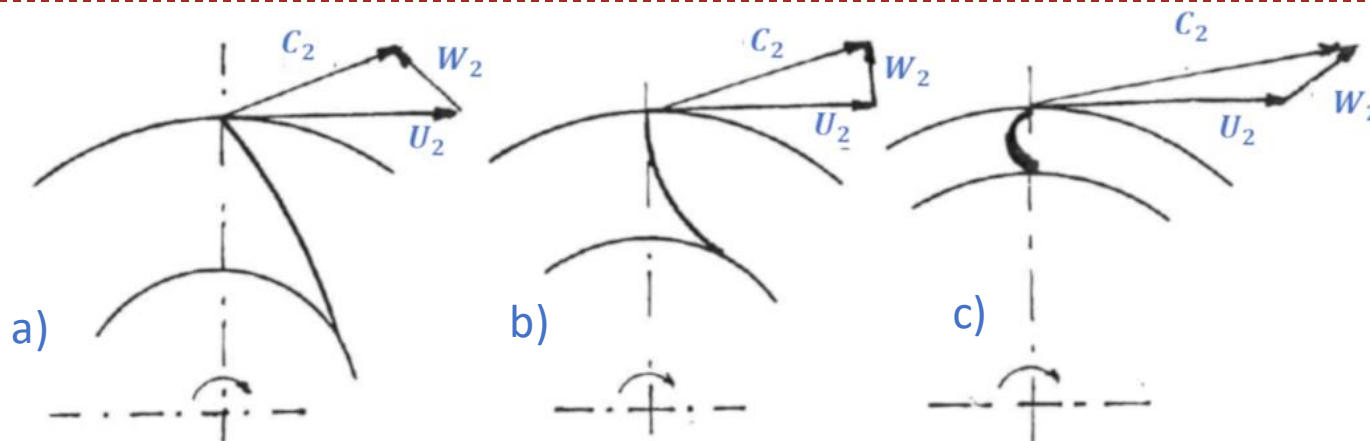
Tipologie di palettature: **a)** pale curve indietro $\beta_{2c} < 90^\circ$; **b)** pale radiali $\beta_{2c} = 90^\circ$; **c)** pale curve avanti $\beta_{2c} > 90^\circ$

$$\varepsilon_r = \frac{H_2 - H_1}{H_2^0 - H_1^0} = 1 - \frac{\psi_t}{2} \quad \psi_t = 1 - \frac{U_{s2}}{U_2} - \varphi \cot \beta_{2c}$$

- La soluzione con **pale curve indietro** ($\beta_{2c} < 90^\circ$):
 - ha anche **un miglior rendimento** rispetto alle altre due soluzioni grazie al più alto grado di reazione che consente di contenere l'energia cinetica allo scarico della girante

➡ da preferire quando le **potenze** P_{alb} in gioco sono elevate

Confronto delle prestazioni e del campo di impiego



Tipologie di palettature: **a)** pale curve indietro $\beta_{2c} < 90^\circ$; **b)** pale radiali $\beta_{2c} = 90^\circ$; **c)** pale curve avanti $\beta_{2c} > 90^\circ$

$$\varepsilon_r = \frac{H_2 - H_1}{H_2^0 - H_1^0} = 1 - \frac{\psi_t}{2} \quad \psi_t = 1 - \frac{U_{s2}}{U_2} - \varphi \cot \beta_{2c}$$

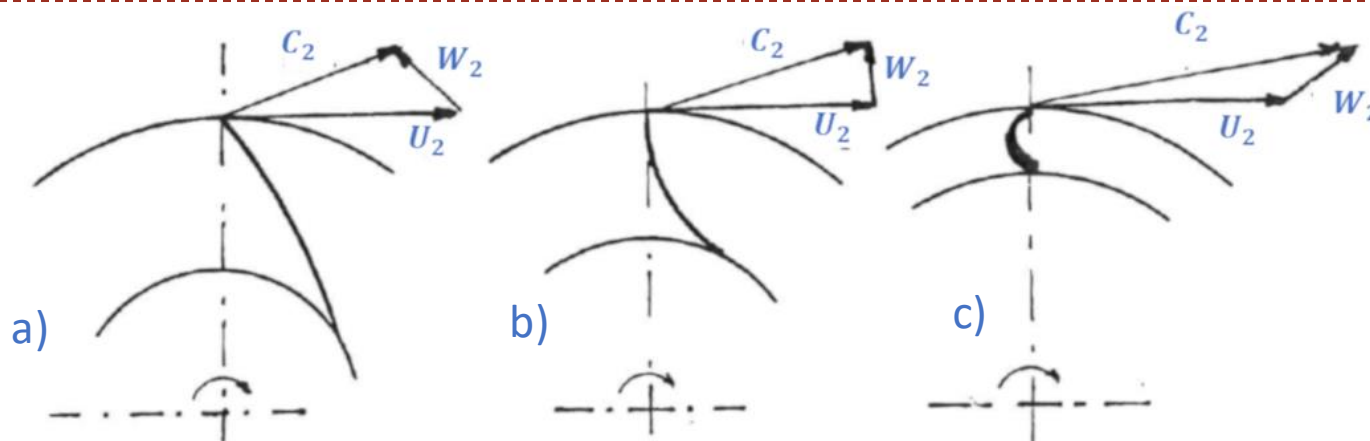
- La soluzione con **pale curve avanti** ($\beta_{2c} > 90^\circ$) ha **elevati valori di ψ_t** . L'elevata deviazione fluida obbliga, per contrastare inevitabili separazioni della corrente, ad **aumentare** notevolmente il **numero di pale** (anche fino a 80).
- Per evitare eccessive perdite viscose, se ne riduce l'estensione



a parità di D_2 hanno un diametro interno maggiore D_1



Confronto delle prestazioni e del campo di impiego



Tipologie di palettature: **a)** pale curve indietro $\beta_{2c} < 90^\circ$; **b)** pale radiali $\beta_{2c} = 90^\circ$; **c)** pale curve avanti $\beta_{2c} > 90^\circ$

$$\varepsilon_r = \frac{H_2 - H_1}{H_2^0 - H_1^0} = 1 - \frac{\psi_t}{2} \quad \psi_t = 1 - \frac{U_{s2}}{U_2} - \varphi \cot \beta_{2c}$$

- La soluzione con **pale radiali** ($\beta_{2c} = 90^\circ$) offre una buona soluzione di **compromesso**, che trova anche interesse applicativo in applicazioni che prevedano il **trasporto di particelle solide** in sospensione per la loro minore propensione all'intasamento dei condotti interpallari

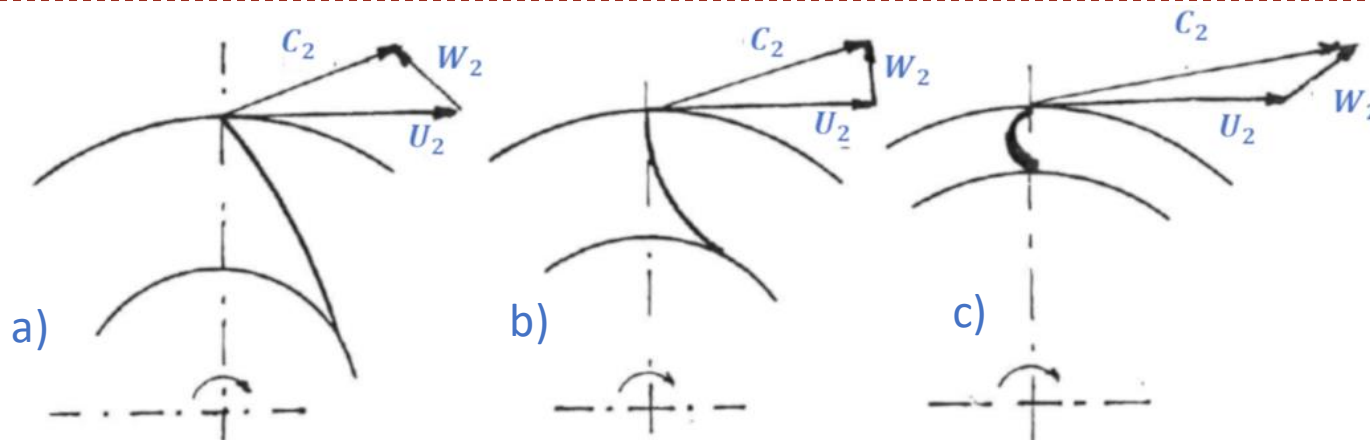
Quale è il campo applicativo della soluzione con pale a curve avanti???

A parità di φ e $U_2 = \omega D_2/2$ ha lo scambio di energia ΔH^0 più elevato, ma con minor ε_r e minor η

???



Confronto delle prestazioni e del campo di impiego



Tipologie di palettature: **a)** pale curve indietro $\beta_{2c} < 90^\circ$; **b)** pale radiali $\beta_{2c} = 90^\circ$; **c)** pale curve avanti $\beta_{2c} > 90^\circ$

- Per **comprendere l'utilità della soluzione con pale a curve avanti** bisogna cambiare i termini di confronto
- **Confronto** a parità di portata Q_v e di **scambio di energia** gh (ma non più a parità di D_2)
- La soluzione con **pale curve avanti** ha un maggiore $\psi = \psi_t \eta_{id}$ proprio a causa del più elevato valore di ψ_t ($\beta_{2c} > 90^\circ$) e richiede quindi **una minore velocità periferica** $U_2 = \sqrt{gh/\psi}$

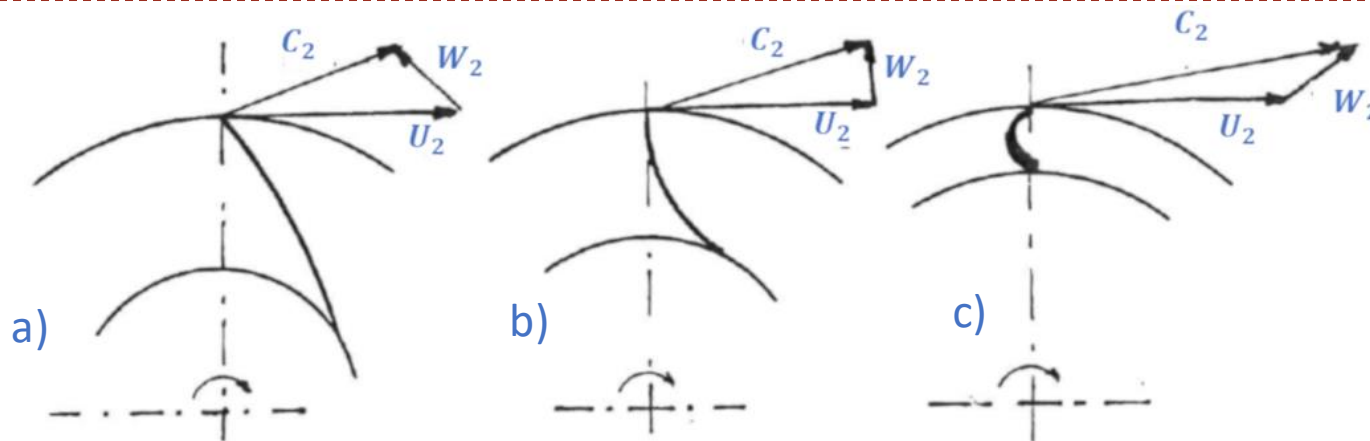


a parità di velocità angolare ω , in un minor valore del diametro esterno D_2 e quindi in un **minore ingombro**



Criteri di scelta del tipo di ventilatore e curve caratteristiche

Confronto delle prestazioni e del campo di impiego

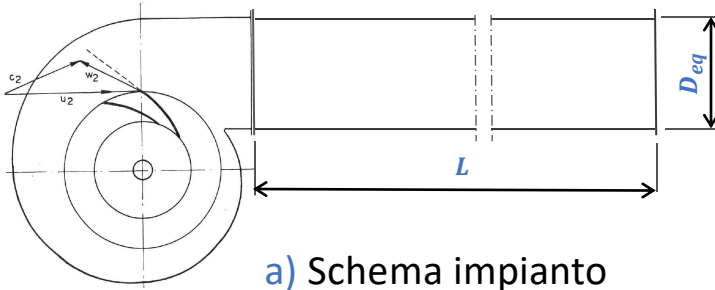


Tipologie di palettature: **a)** pale curve indietro $\beta_{2c} < 90^\circ$; **b)** pale radiali $\beta_{2c} = 90^\circ$; **c)** pale curve avanti $\beta_{2c} > 90^\circ$

SCELTA DEL TIPO DI VENTILATORE:

- ➡ Prestazioni ($\varepsilon_r, \eta, \Delta H^0, \dots$)
- ➡ Ingombro
- ➡ CURVE CARATTERISTICHE

Caratteristica resistente e punto di funzionamento



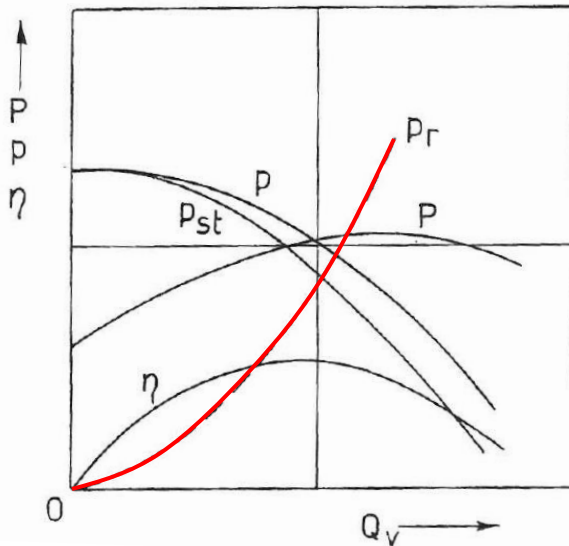
a) Schema impianto

- La caratteristica resistente dell'impianto di ventilazione in cui è inserito un ventilatore non viene più espressa in metri (h_r) ma in termini di perdita di pressione. Si parla quindi di **pressione resistente p_r**
- La **pressione resistente p_r** è legata alle perdite di carico
- Per le perdite continue si usa la nota relazione:

$$p_r = f \frac{L}{4 R_{idr}} \rho \frac{C^2}{2}$$

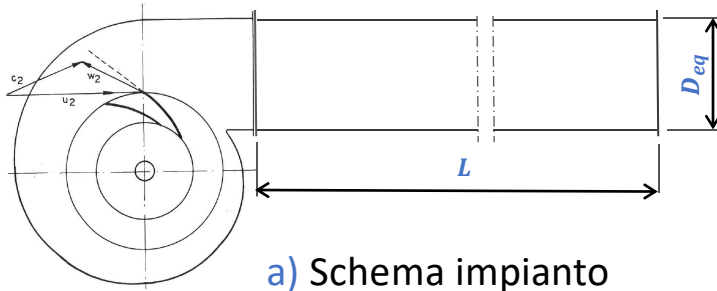
dove:

- $R_{idr} = \text{Sezione/perimetro}$ è il raggio idraulico
- f è il coefficiente di perdita (può essere posto uguale a 0.02)
- L la lunghezza della condotta

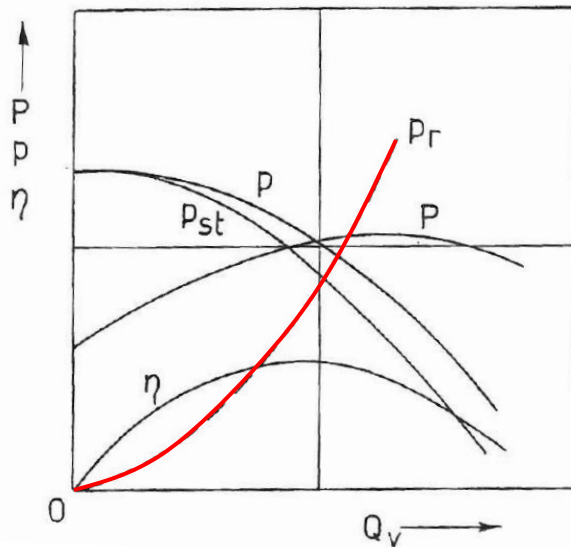


b) Punto di funzionamento

Caratteristica resistente e punto di funzionamento



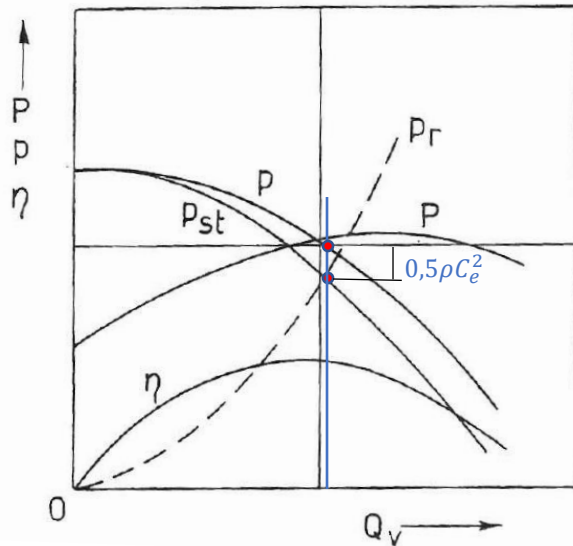
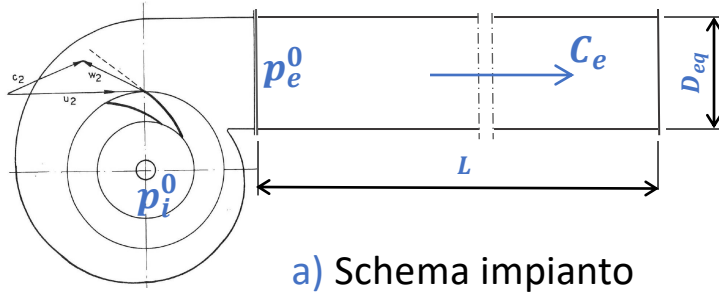
a) Schema impianto



b) Punto di funzionamento

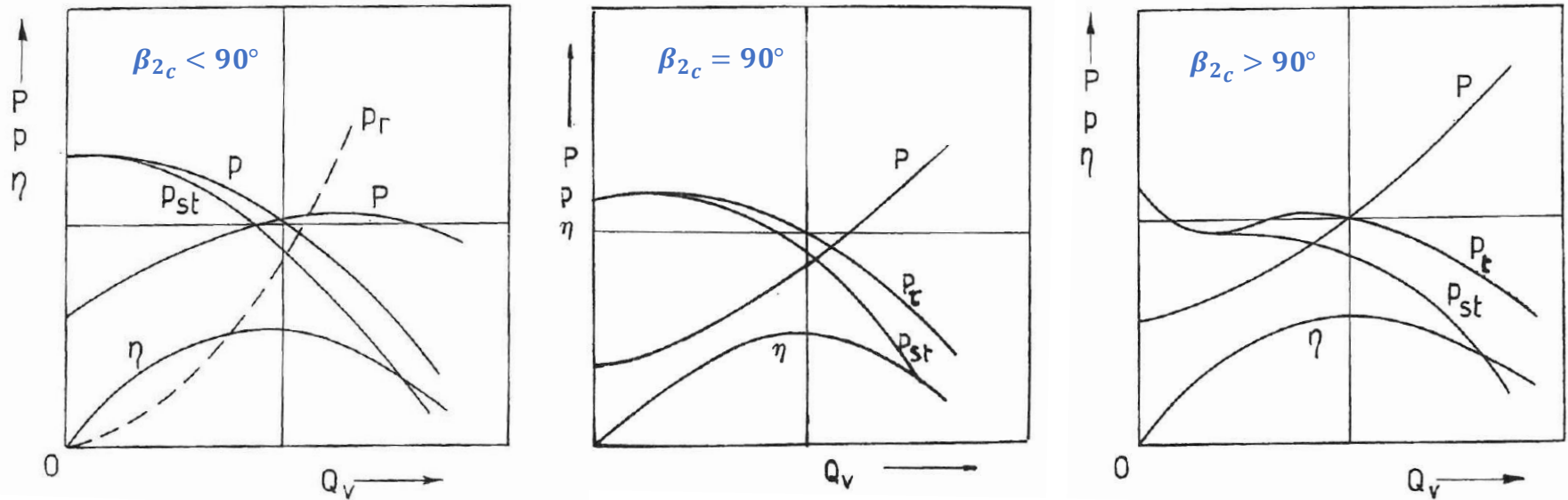
- Le perdite localizzate nei gomiti, filtri, valvole etc. possono essere conteggiate in lunghezze di condotta equivalente
- Tra le perdite di carico **non** si considera il **termine cinetico allo scarico** perché ha una specifica funzione (ad es. quella di generare la forza di sostentamento per il trasporto pneumatico di particelle solide come il grano; oppure garantire un'adeguata velocità di uscita all'aria refrigerata negli impianti di condizionamento, ecc.)
- Solitamente a portata nulla la pressione resistente è nulla in quanto l'ambiente di aspirazione e di mandata si trovano alla stessa pressione
- Qualora tra i due ambienti sia presente una differenza di pressione occorrerà far ricorso a una soffiante o a un compressore, essendo in tali casi necessari rapporti di compressione $r_c > 1.1$

Caratteristica resistente e punto di funzionamento



- Nei diagrammi caratteristici dei ventilatori, oltre all'incremento della pressione totale $p_t = p_e^0 - p_i^0$ è spesso tracciata anche la curva dell'incremento di pressione statica $p_{st} = p_e - p_i$
- Il punto di **funzionamento** del ventilatore è dato dall'intersezione della curva di collaudo $p_{st} = p_e - p_i$ con la curva della pressione resistente p_r
- In queste condizioni, l'intersezione della retta $Q_v = \text{cost}$ con le curve p_t e p_{st} definisce il termine cinetico $\rho c_e^2/2$

Curve caratteristiche

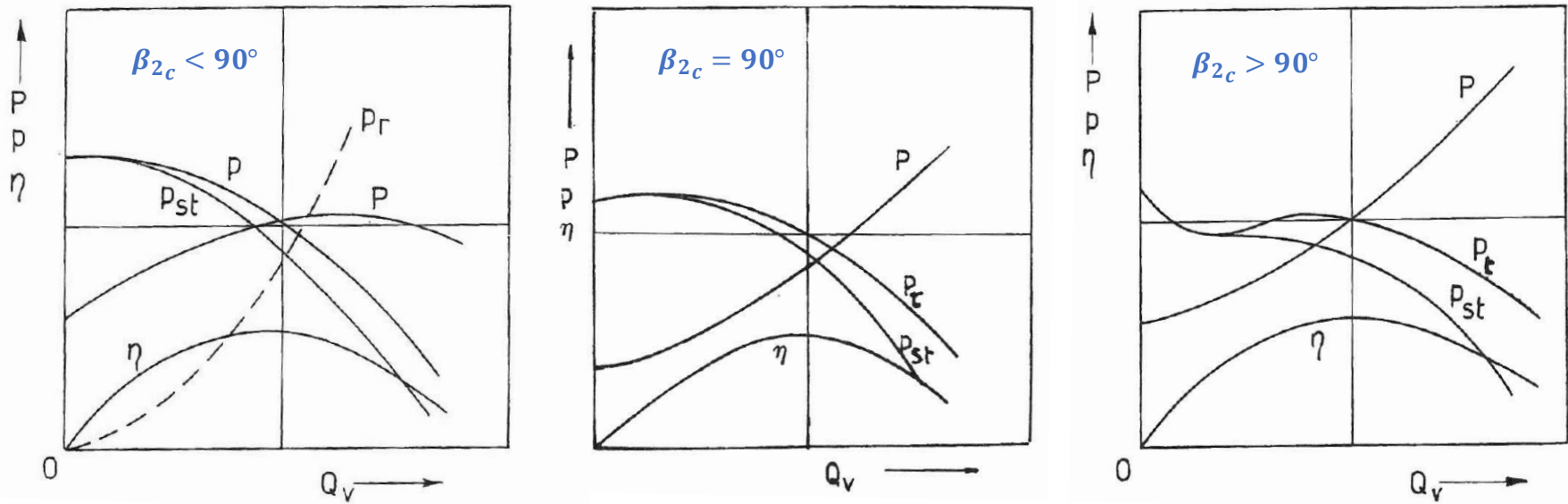


- Le soluzioni con **pale radiali** e a **curve avanti** presentano una potenza assorbita **crescente** con la portata
- A **portate elevate** tale potenza raggiunge valori anche molto elevati che tendono a **sovraccaricare il motore elettrico**



Necessità di limitare superiormente il valore della portata per evitare sovraccarichi

Curve caratteristiche



- Alle basse portate le soluzioni **radiali e curve avanti** presentano curve caratteristiche con pendenza iniziale positiva, poco gradita per potenziali fenomeni di **instabilità funzionali** e **difficoltà nella regolazione** della portata

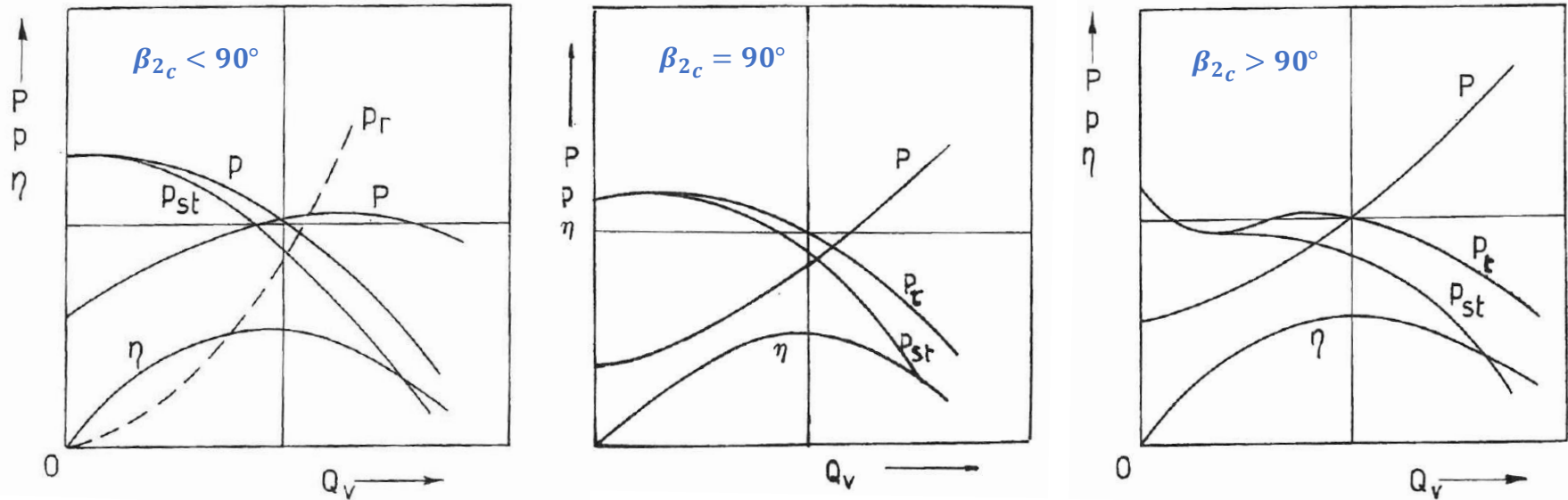


Necessità di limitare inferiormente la portata per non operare in questa zona



Entrambe le soluzioni ed in particolare i ventilatori con pale a curve avanti sono poco flessibili in termini di campo operativo

Curve caratteristiche e criteri di scelta

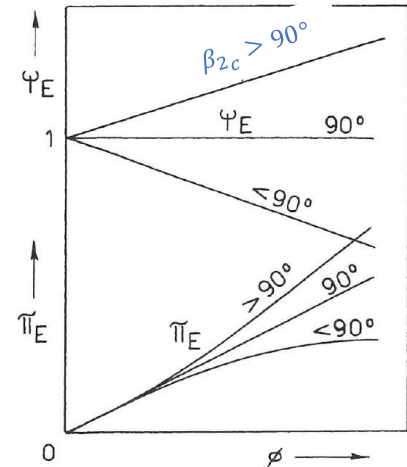
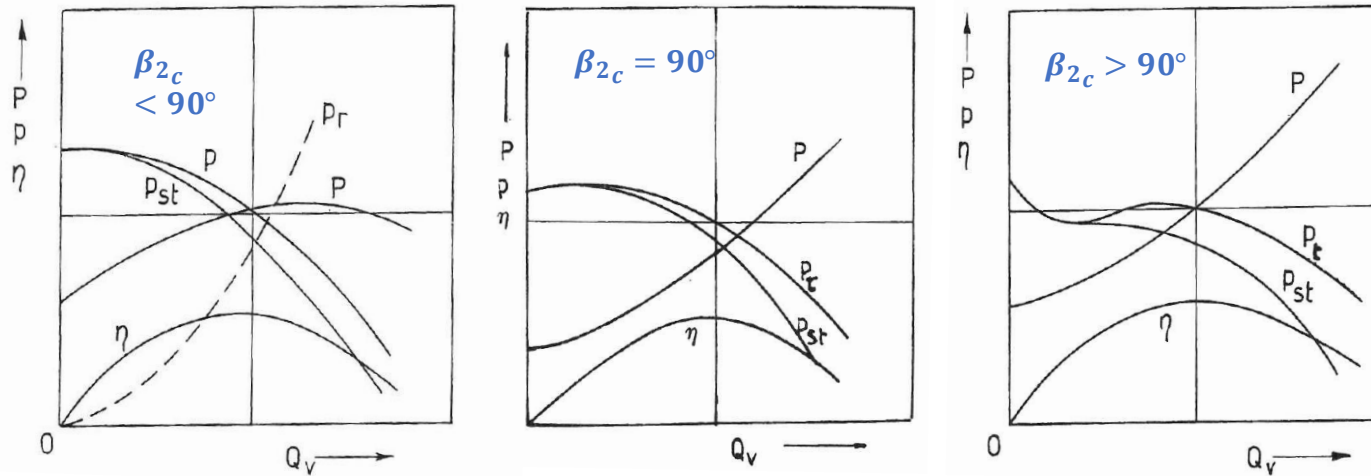


- I **ventilatori con pale curve indietro** non presentano invece limiti in termini di portata operativa e hanno la curva della potenza con un valore massimo



Da preferire quando è necessario elevata flessibilità operativa o quando lo scambio energetico richiesto è elevato (in quanto offrono η e ε_r elevati)

Curve caratteristiche e criteri di scelta



- Se invece l'applicazione ha come obiettivo primario il **contenimento dell'ingombro** allora ci si orienterà verso la **soluzione con pale curve avanti**

Si deve verificare che l'incremento di **pressione statica** $p_{st} = p_e - p_i$ sviluppata dal ventilatore sia sufficiente per soddisfare alla caratteristica resistente dell'impianto!!



Aspetti costruttivi

Aspetti costruttivi

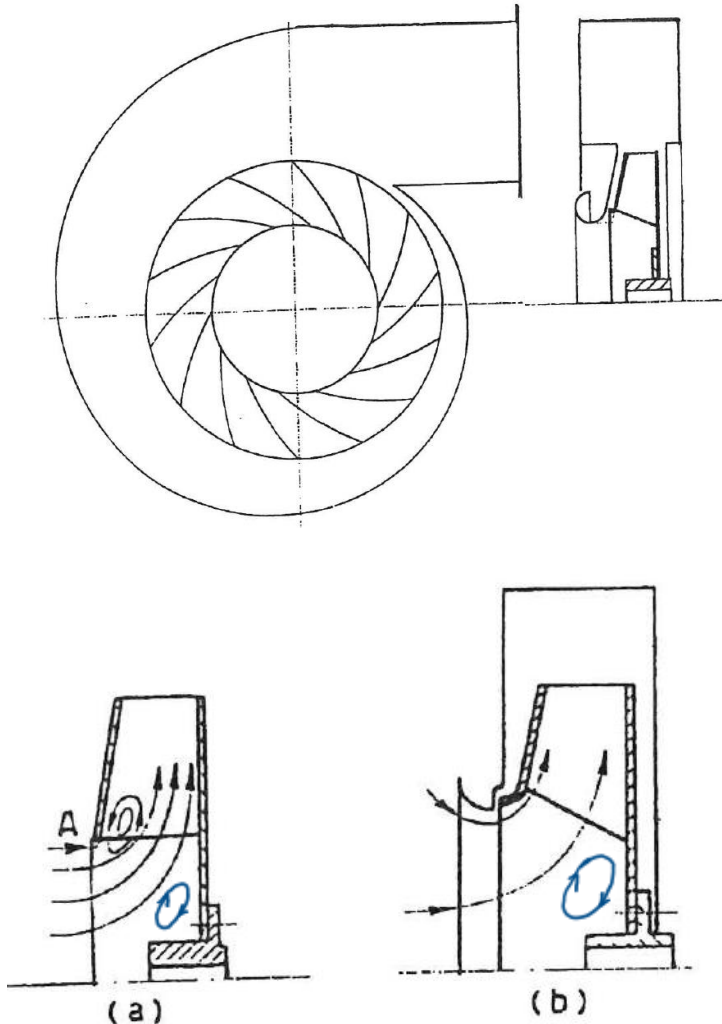
- La **geometria** della sezione meridiana della girante è parecchio **semplificata** rispetto alla pompe
- Le giranti sono costruite con elementi piani per ragioni di **economicità costruttiva**



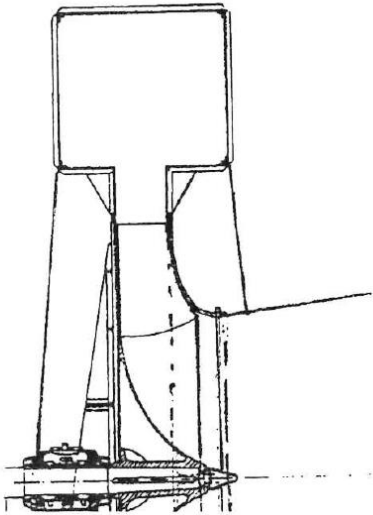
Si verificano:

- ✓ distacchi di vena lato mozzo
- ✓ separazioni per brusca deviazione della corrente a ridosso del bordo d'ingresso lato disco di ricoprimento a cui si potrebbe rimediare con la geometria di figura (b)

- Sono soluzioni che si accettano perché, a causa del modesto valore della **densità** del fluido operativo, le **perdite di carico** che ne conseguono sono di entità **modesta**

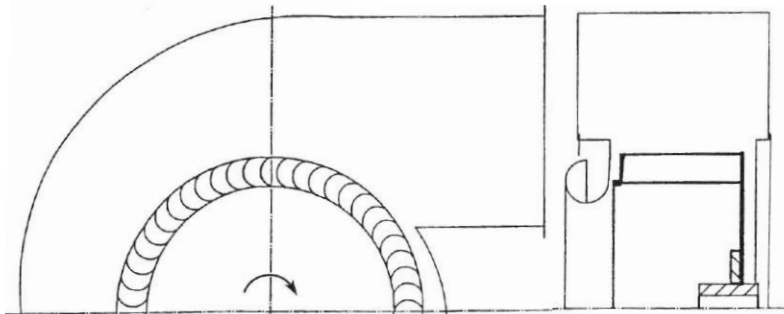


Soluzioni costruttive

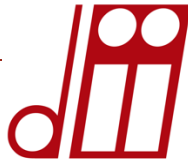


Geometria di ventilatore per elevati rapporti di compressione p_e/p_i .

- Quando però le potenze in gioco aumentano e al ventilatore sono richiesti elevati incrementi di pressione statica ($\varepsilon_r \approx 0.7$ e $r_c \approx 1.1$) è necessario **curare** bene la geometria del **condotto meridiano** e adottare pale a doppia curvatura per ottenere $\eta \approx 80\%$
- I ventilatori con pale curve avanti sono impiegati per elaborare elevati rapporti Q_v/p_t , o quando si desidera contenere l'ingombro, anche a scapito del rendimento
- L'angolo di uscita β_{2c} delle pale può raggiungere valori intorno a 160° con un grado di reazione $\varepsilon_r \approx 0$



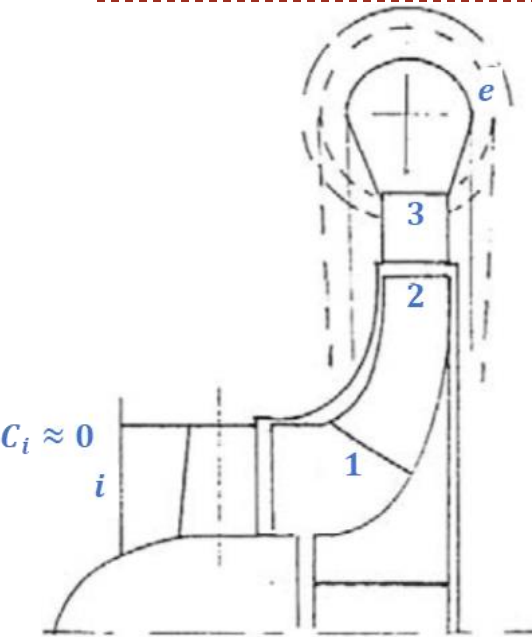
Domande, Curiosità, Dubbi, Perplessità?



Le trasformazioni termodinamiche del processo di compressione

Note Integrative

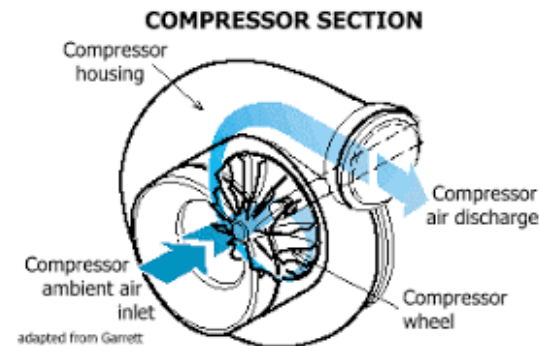
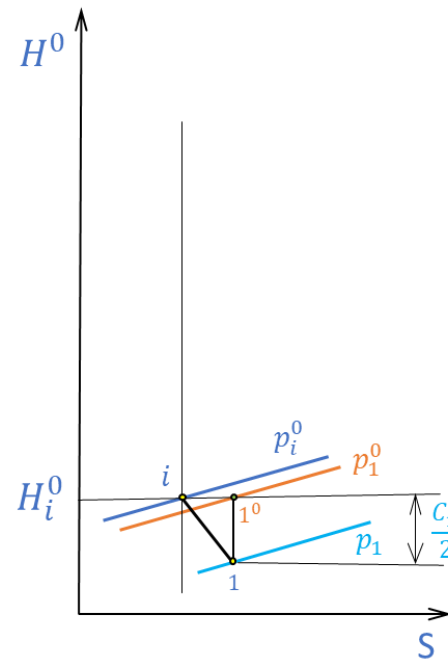
Ventilatori, soffianti e compressori – Trasformazioni termodinamiche



- Si descrivono in coordinate $H - S$ le trasformazioni che si svolgono all'interno del compressore.

Induttore

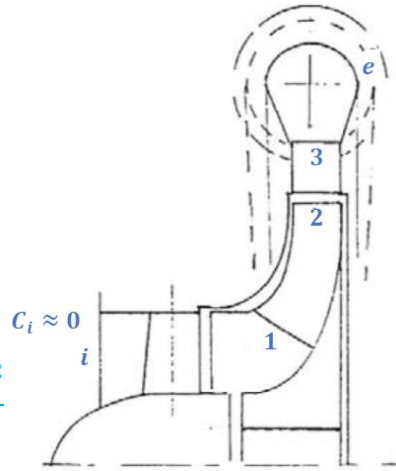
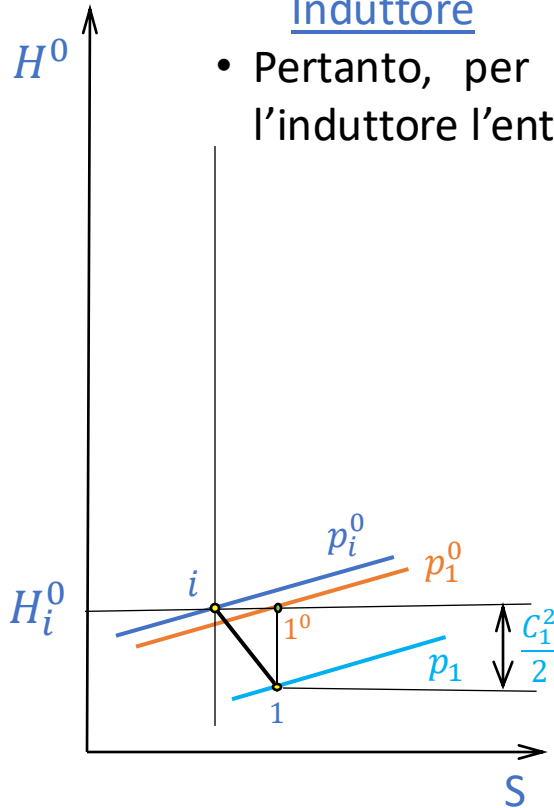
- L'induttore è un organo statorico, e si estende dalla bocca di aspirazione del compressore fino alla bocca di aspirazione della girante (i-1).
- Al suo interno non hanno perciò luogo scambi di lavoro.
- Per il modesto tempo di residenza del fluido all'interno del compressore, il processo di compressione può essere ritenuto anche **adiabatico**.



Ventilatori, soffianti e compressori – Trasformazioni termodinamiche

Induttore

- Pertanto, per il primo principio della termodinamica si conserva attraverso l'induttore l'entalpia totale H^0 della corrente assoluta.



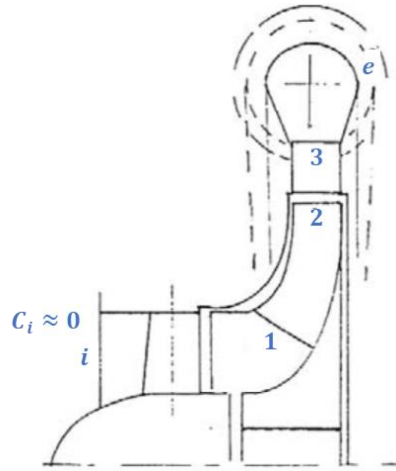
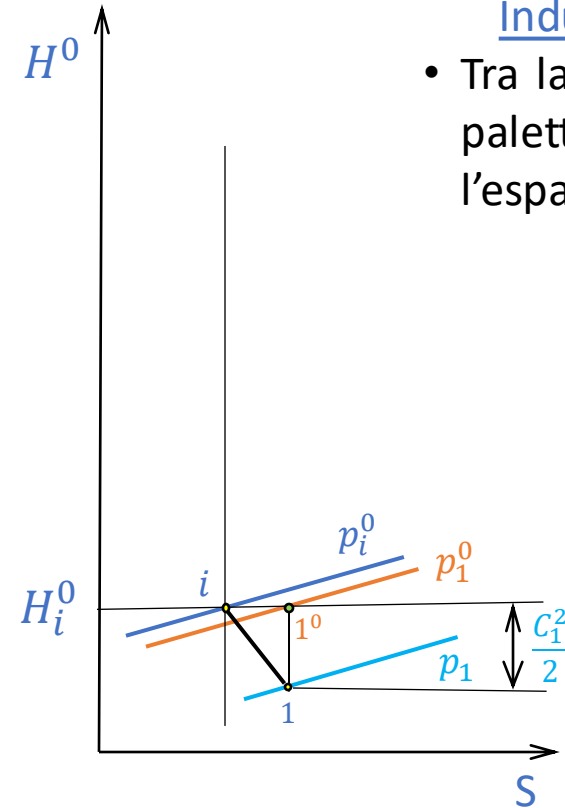
- Anche tra la bocca di aspirazione della girante e la sezione **1** di ingresso della palettatura non si manifestano, di fatto, scambi lavoro, sicché:

$$H_i^0 = H_1^0$$

Ventilatori, soffianti e compressori – Trasformazioni termodinamiche

Induttore - palettatura girante

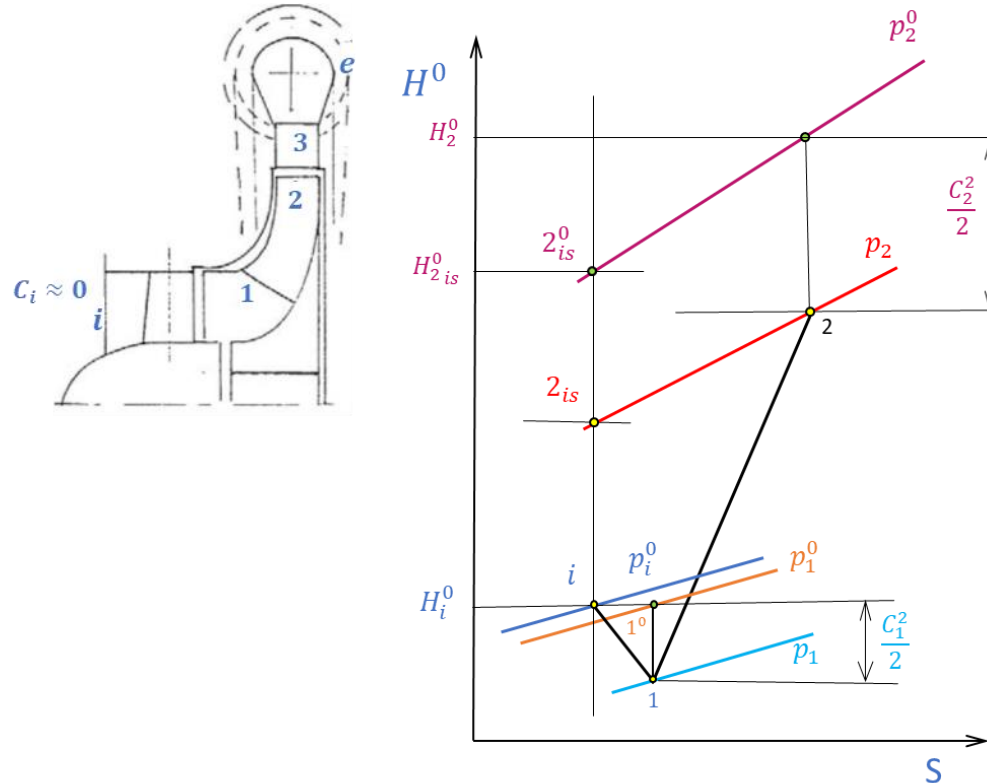
- Tra la bocca di aspirazione dell'induttore e la sezione 1 di ingresso della palettatura girante, la velocità del fluido aumenta da C_i (≈ 0) fino a C_1 per l'espansione del fluido dalla pressione p_i alla pressione p_1 .



- A causa delle **perdite** di carico **fluidodinamiche** la pressione totale del fluido non si conserva, ma diminuisce da p_i^0 a p_1^0 :

$$p_1^0 < p_i^0$$

Ventilatori, soffianti e compressori – Trasformazioni termodinamiche



Girante

- Attraverso la girante la pressione statica aumenta da p_1 a p_2 , quella totale da p_1^0 a p_2^0 .
- Il legame tra entalpie, temperature e pressioni si ricava, per un fluido ideale, dalle relazioni:

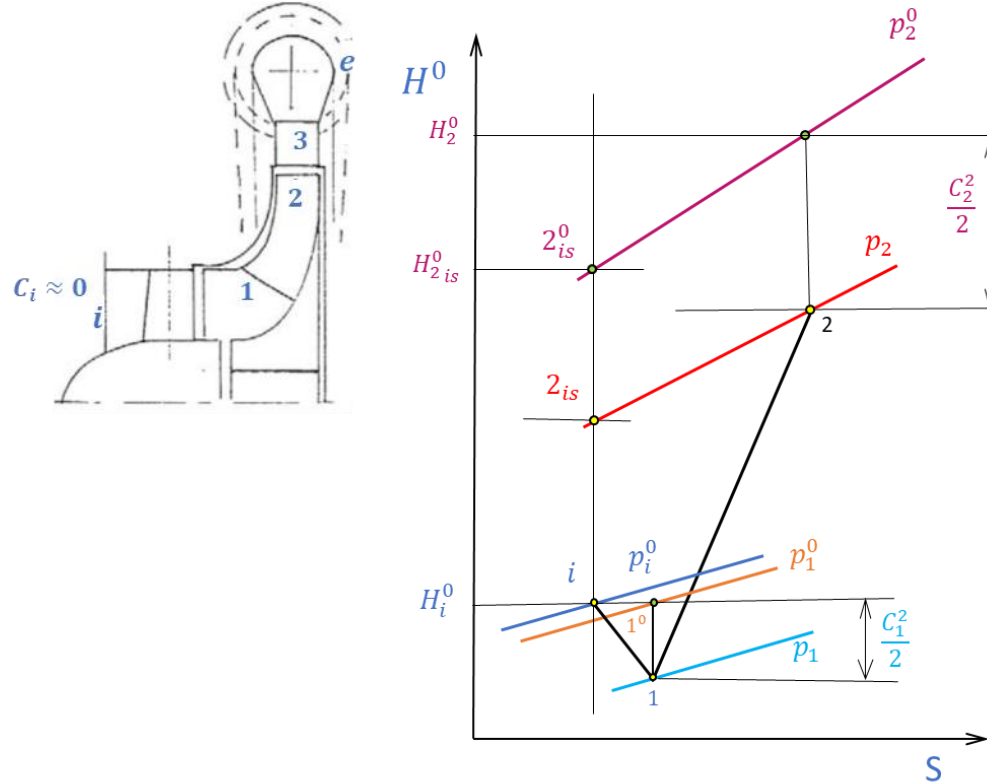
$$H^0 = H + \frac{C^2}{2} \rightarrow T^0 = T + \frac{C^2}{2 c_p}$$

$$R = c_p - c_v = c_p \frac{k-1}{k} \rightarrow c_p = \frac{k}{k-1} R$$

$$T^0 = T \left(1 + \frac{k-1}{2} \frac{C^2}{k R T} \right) = T \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)$$

$$\frac{p}{T^{k/(k-1)}} = \text{cost} = \frac{p^0}{T_0^{k/(k-1)}} \rightarrow \frac{p^0}{p} = \left(\frac{T^0}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Ventilatori, soffianti e compressori – Trasformazioni termodinamiche



Girante

- Il lavoro ΔH^0 eseguito dalla girante sull'unità di massa di fluido è anche esprimibile nella forma:

$$\Delta H^0 = H_2^0 - H_1^0 = U_2 c_{u2} - U_1 c_{u1}$$

- Attraverso gli elementi statorici: induttore, diffusore (palettato e non) e voluta, non hanno luogo scambi di lavoro, pertanto è anche:

$$\Delta H^0 = H_2^0 - H_1^0 = H_e^0 - H_i^0$$

- Posto $c_{u1} = 0$ (assenza di pale statoriche nell'induttore), si ottiene:

$$\Delta H^0 = U_2 c_{u2} \quad \rightarrow \quad \psi_t = \frac{\Delta H^0}{U_2^2} = \frac{c_{u2}}{U_2}$$

Ventilatori, soffianti e compressori – Trasformazioni termodinamiche

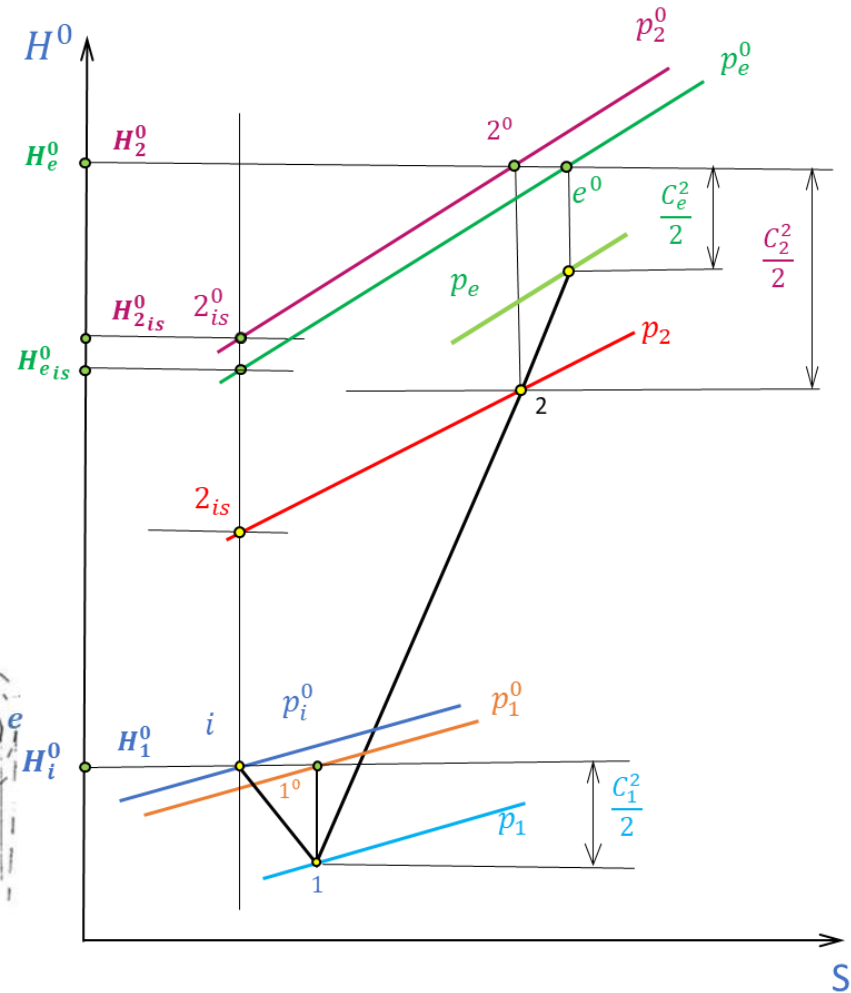
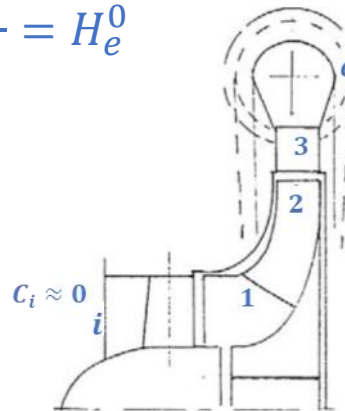
Diffusore e voluta

- Attraverso il diffusore (palettato o non palettato) e la voluta il fluido viene decelerato da C_2 a C_e per incrementare la pressione statica da p_2 a p_e .
- Attraverso gli organi statorici l'entalpia totale rimane costante perché sono nulli gli scambi di lavoro e il processo di diffusione si ritiene adiabatico:

$$H_2^0 = H_2 + \frac{C_2^2}{2} = H_e + \frac{C_e^2}{2} = H_e^0$$

- A causa delle perdite fluidodinamiche diminuisce però la pressione totale:

$$p_e^0 < p_2^0$$



La regolazione della portata

Note integrative

Regolazione della portata

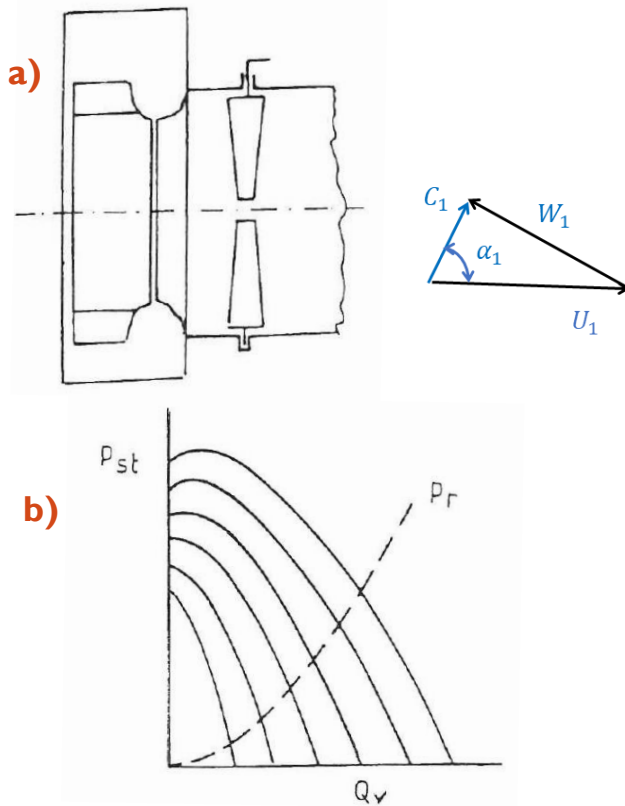


Fig. – a) Regolazione della portata con pale parzializzatrici all'ingresso del ventilatore; b) curve caratteristiche ventilatore.

- La regolazione della portata può avvenire con una **valvola** a farfalla posta alla mandata oppure, per eliminare le dissipazioni di energia che questo sistema di regolazione comporta, mediante sistemi di azionamento a **velocità variabili**.
- E' anche possibile intervenire inserendo all'aspirazione un sistema di **pale statoriche** orientabili che inducono una componente tangenziale C_{u1} all'ingresso della girante nello stesso senso di U_1 .
- Per un dato angolo α_1 di apertura delle pale statoriche si ottiene:

$$C_{u1} = C_{m1} \cot \alpha_1$$

$$\psi_E = \frac{U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}}{U_2^2} = \frac{C_{u2}}{U_2} - \frac{U_1 C_{u1}}{U_2 U_2} =$$

$$= 1 - \phi \cot \beta_{2c} - \frac{U_1 C_{m1}}{U_2 U_2} \cot \alpha_1$$

Regolazione della portata

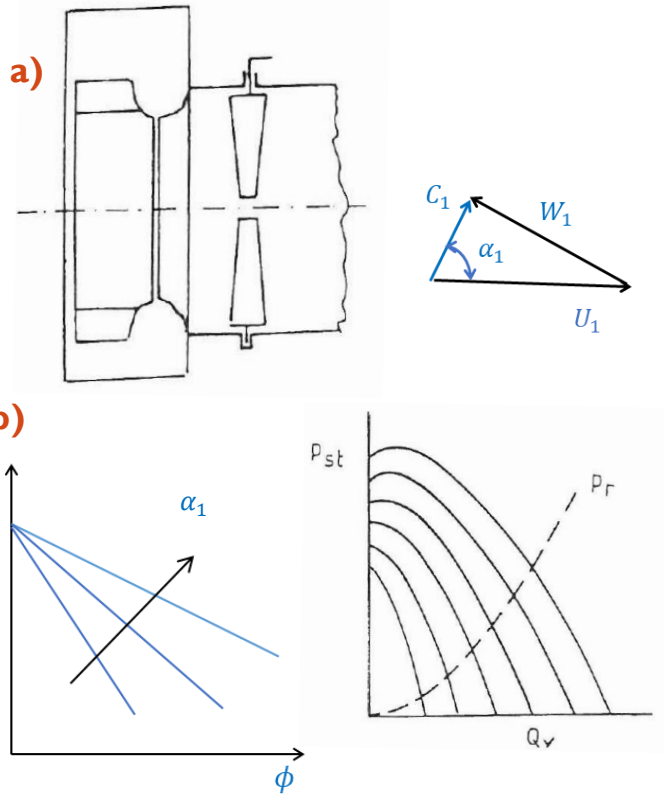


Fig. – a) Regolazione della portata con pale parzializzatrici all'ingresso del ventilatore; b) curve caratteristiche ventilatore.

$$C_{u1} = C_{m1} \cot \alpha_1$$

$$\begin{aligned} \psi_E &= \frac{U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}}{U_2^2} = \frac{C_{u2}}{U_2} - \frac{U_1}{U_2} \frac{C_{u1}}{U_2} = \\ &= 1 - \phi \cot \beta_{2c} - \frac{U_1}{U_2} \frac{C_{m1}}{U_2} \cot \alpha_1 \end{aligned}$$

E, tenuto conto che:

$$\frac{U_1}{U_2} \frac{C_{m1}}{U_2} = \frac{D_1}{D_2} \frac{C_{m2}}{U_2} \frac{B_2 D_2}{B_1 D_1} = \phi \frac{B_2}{D_1}$$

si ottiene:

$$\psi_E = 1 - \phi \left(\cot \beta_{2c} + \frac{B_2}{B_1} \cot \alpha_1 \right)$$

- Si ottengono per il ventilatore munito di pale deviatrici a monte della bocca di aspirazione le curve caratteristiche euleriane di Fig. b.

Regolazione della portata

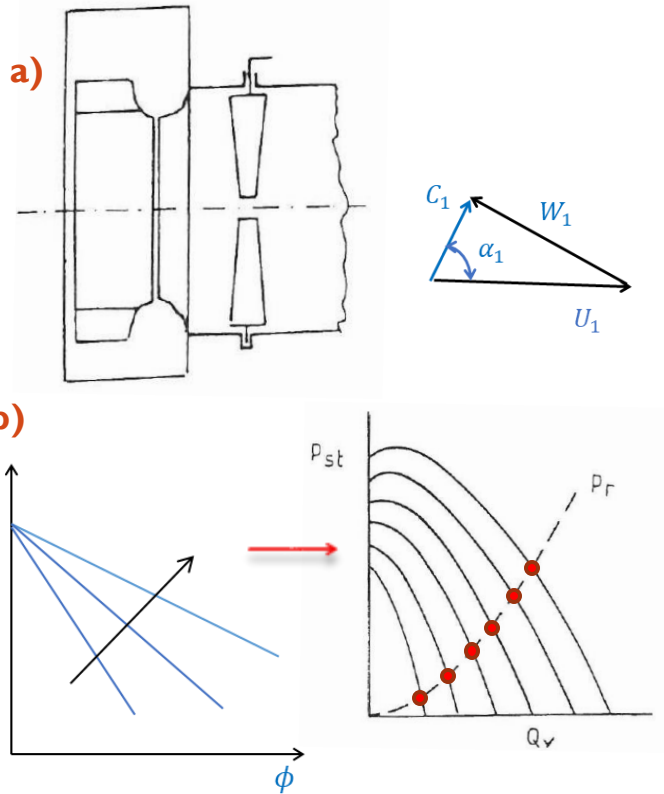


Fig. – a) Regolazione della portata con pale parzializzatrici all'ingresso del ventilatore; b) curve caratteristiche ventilatore.

$$C_{u1} = C_{m1} \cot \alpha_1$$

$$\begin{aligned} \psi_E &= \frac{U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}}{U_2^2} = \frac{C_{u2}}{U_2} - \frac{U_1 C_{u1}}{U_2 U_2} = \\ &= 1 - \phi \cot \beta_{2c} - \frac{U_1 C_{m1}}{U_2 U_2} \cot \alpha_1 \end{aligned}$$

$$\psi_E = 1 - \phi \left(\cot \beta_{2c} + \frac{B_2}{B_1} \cot \alpha_1 \right)$$

- Al variare dell'angolo α_1 delle pale parzializzatrici il punto di funzionamento del ventilatore è dato dall'intersezione della caratteristica resistente p_r dell'impianto con la curva caratteristica del ventilatore corrispondente all'angolo α_1 .
- Ne consegue una riduzione della potenza richiesta ai carichi parziali rispetto all'impiego della valvola a farfalla laminatrice a valle poiché le minori portate si ottengono con minori prevalenze.

Domande, Curiosità, Dubbi, Perplessità?

