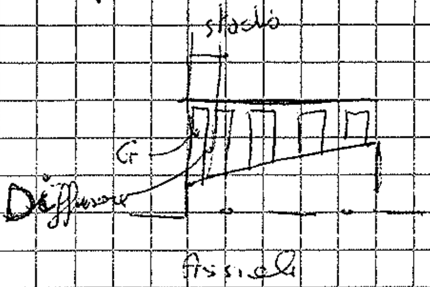
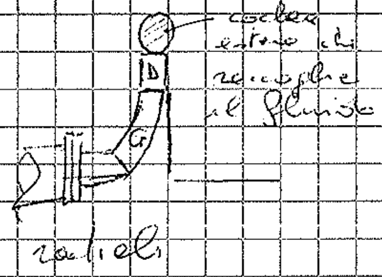
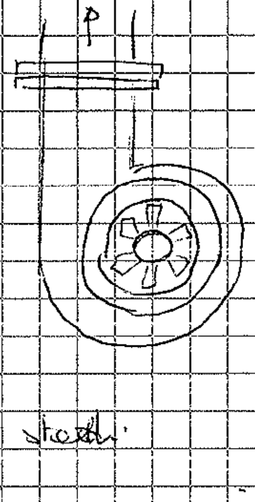
TURBOCOMPRESSORI (macchine operatrici)

possono essere di tipo assiale







Le macchine assiali possono anche a più stadi

il rapporto di compressione è

$\beta = \frac{p_2}{p_1}$ sul singolo stadio

$\beta_c = \frac{p_{2c}}{p_{1c}}$ del compressore

β dello stadio può valere circa $1,1 \div 1,2$.

il β_c del compressore sono circa 10 per l'industria e $20 \div 30$ per il turbogas.

Le macchine assiali elaborano delle portate molto più elevate delle centrifughe.

Le macchine centrifughe hanno $\beta \simeq 3 \div 4$

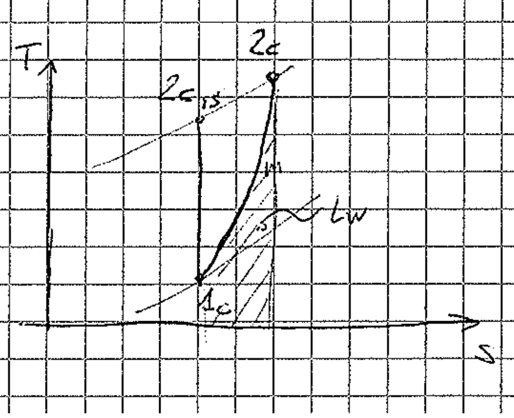
Vale l'equazione di Eulero

$L_i = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}$ (per macchine operatrici)

con 1 e 2 ingresso e uscita della girante

Valgono anche le equazioni del 1° e del 2° principio

$Q_e + L_i = \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_g$ $\left(L_i = \int v\,dp + \Delta E_c + L_w\right)$



ideale $Q_e = L_w = 0$

"tipico" $Q_e = 0$ $L_w \neq 0$

reale $Q_e \neq 0$ $L_w \neq 0$

Il rendimento idraulico del compressore

$$\eta_{y_c} = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{\frac{m}{m-1}}{\frac{k}{k-1}}$$

eq. Eulero

$$\eta_{is_c} = \frac{L_{is}}{L_i} = \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}}}{\beta^{\frac{m-1}{m}}}$$

$Q_e = 0 \quad \Delta E_c = 0$

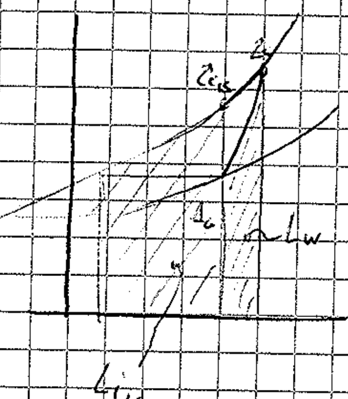
$$c = c_p \frac{m-k}{m-1}$$

$$c\Delta T = \underbrace{Q_e}_{=0} + L_w$$

Dal II principio

$$Q_e + L_w = \int_{inizio}^{fine} T\,ds \qquad \text{se } Q_e = 0$$

l'integrale della curva è L_w



Definiamo il grado di Reazione $R = \frac{\Delta \text{ girante}}{L_i}$

$$R = \frac{w_1^2 - w_2^2 + u_2^2 - u_1^2}{c_2^2 - c_1^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_2^2 - u_1^2}$$

Coefficienti adimensionali

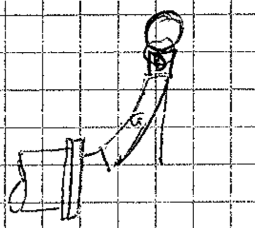
coefficiente di lavoro (o di pressione) $\psi = \frac{L_i}{u_2^2/2}$

coefficiente di perdite $\zeta = \frac{L_w}{u_2^2/2}$

coefficiente di portata $\varphi = \underbrace{\frac{w_{r_2}}{u_2}}_{\text{macchine radiali}} = \underbrace{\frac{c_{a_2}}{u_2}}_{\text{macchine assiali}}$

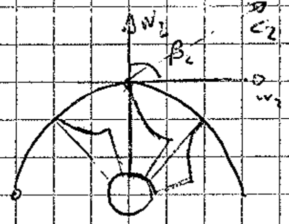
Con i coefficienti sopra elencati si possono esprimere i rendimenti del compressore. Infatti ad esempio $\eta_{yc} = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{\psi - \zeta}{\psi}$

Turbocompressore centrifugo monostadio

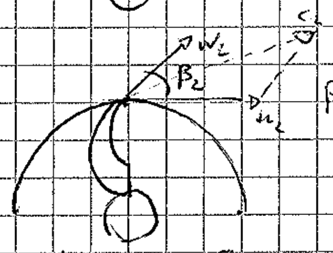


La girante può essere aperta o chiusa.

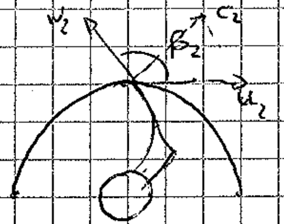
Chiusa se i canali interpalari sono chiusi da un lato dal disco e dall'altro da una lamina di metallo.



palettatura radiale $\beta_2 = \pi/2$

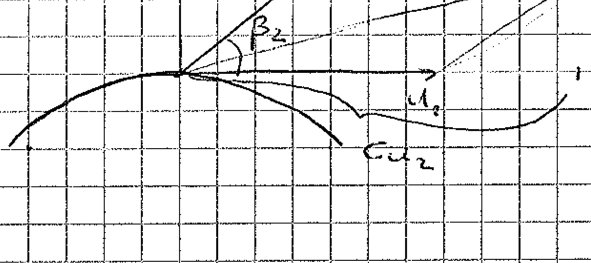


palettatura in avanti $\beta_2 < \frac{\pi}{2}$



palettatura indietro $\beta_2 > \frac{\pi}{2}$

$L_i = U_2 c_{u_2} - \underbrace{U_1 c_{u_1}}_{\simeq 0}$ in genere $c_{u_1} = 0$ perché non si ha una pregirante.

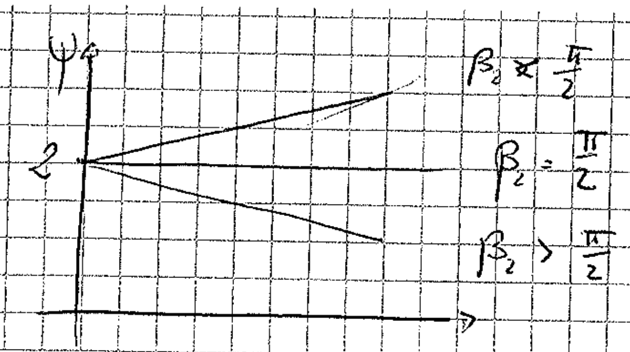


$c_{u_2} = u_2 + W_{2_2} \operatorname{ctg} \beta_2$

β_2 è un angolo costruttivo della macchina.

$\frac{L_i}{\cancel{g}} = u_2 \left(u_2 + W_{2_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right)$

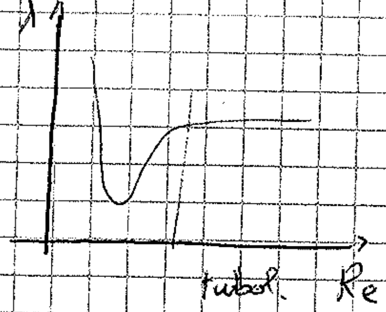
$\frac{L_i}{u_2^2} = 1 + \frac{W_{22}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \qquad \frac{L_i}{u_2^2/2} = \psi = 2 \left(1 + \varphi \operatorname{ctg} \beta_2 \right)$



Ora vogliamo trovare $L_w = f(\Psi)$ e $\zeta = f(\varphi)$

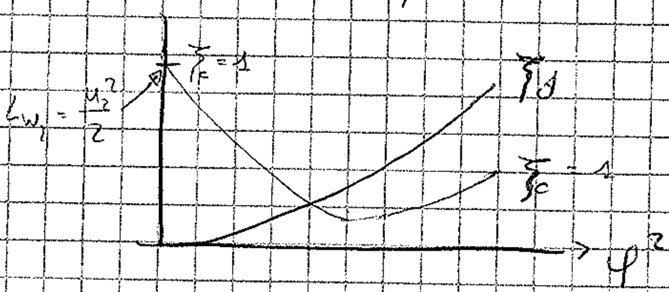
Possiamo dividere $L_w = L_{w_d} + L_{w_c}$

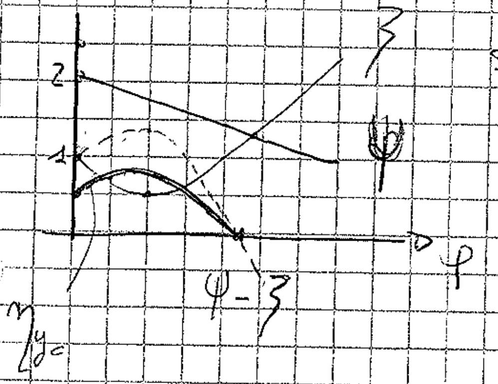
perdite distribuite   perdite concentrate



$$L_{w_d} = \lambda \frac{e}{d} \frac{c^2}{2} \qquad L_{w_d} \propto \frac{w_2^2}{2}$$

$$\zeta_d \propto \varphi^2$$

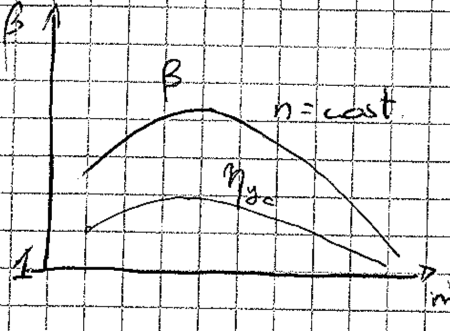




Se $\beta > \frac{\pi}{2}$

$$\eta_{y_c} = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{\Psi - \zeta}{\Psi}$$

Caratteristica manometrica



$$L_i = \int v\,dp + L_w + \underbrace{\Delta E_c}_{\simeq 0}$$

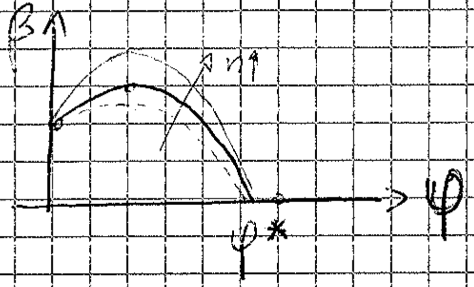
$$L_i - L_w = \int v\,dp$$

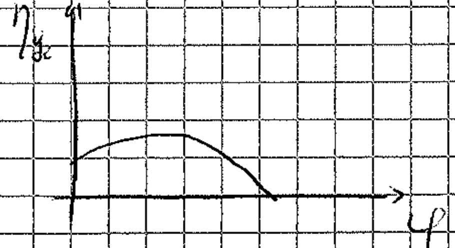
Ipotizziamo incomprimibilità del fluido (v = costante)

$$L_i - L_w = v\left[p_{2c} - p_{1c}\right] = \underbrace{v_{1c}\, p_{1c}}_{RT_1} (\beta - 1)$$

$$\psi - \zeta = \frac{R T_1}{\frac{u_2^2}{2}} (\beta - 1) \Rightarrow \beta - 1 \propto \psi - \zeta$$

$$\beta - 1 \propto (\psi - \zeta) \left(\frac{d^2 n}{\sqrt{R T_{1c}}} \right)^2$$



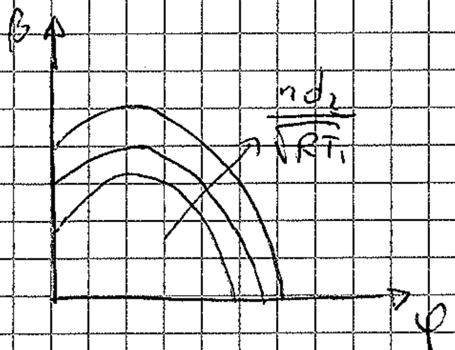


$$\dot m = \zeta \frac{\pi d_2 \ell_2}{v_2} w_{2z} \qquad \dot m \frac{\sqrt{R T_1}}{p_1} = \zeta \pi d_2 \ell_2 \overbrace{\frac{w_{2z}}{u_2}}^{\varphi} \frac{u_2}{\sqrt{R T_1}}$$

$u_2 = \pi d_2 n$

$$\dot m \frac{\sqrt{R T_1}}{p_1} \propto d_2^2 \left(\frac{\ell_2}{d_2} \right) \varphi \left[\frac{d_2 n}{\sqrt{R T_1}} \right]$$

costante in similitudine



$$\underbrace{\frac{\dot m \sqrt{R T_1}}{d_2^2 \, p_1}}_{\text{portata corretta}} \propto \varphi \underbrace{\left[\frac{d_2 n}{\sqrt{R T_1}} \right]}$$

Similitudine:

- geometrica
- fluidod. $(\varphi = \text{cost}) \Rightarrow \left. \begin{array}{l} \psi = \text{cost} \\ \zeta = \text{cost} \\ \psi - \zeta = \text{cost} \end{array} \right\} \Rightarrow \eta_y = \text{costante}$

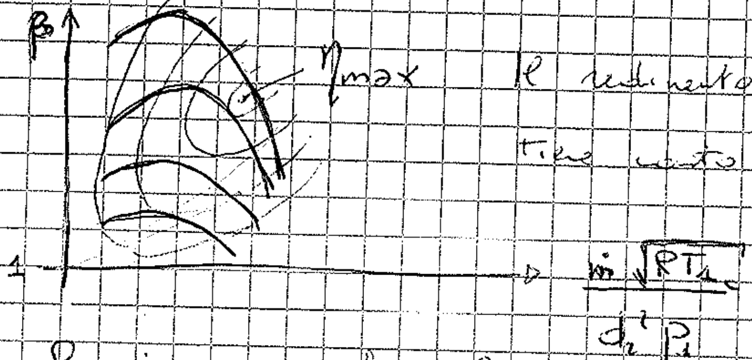
In similitudine $\quad \frac{\dot m \sqrt{R T_1}}{d_2^2 \, p_1} \propto \frac{d_2 n}{\sqrt{R T_1}}$

$$\beta - 1 \propto \left(\frac{d_2 n}{\sqrt{R T_{1c}}} \right)^2$$

$$\Downarrow$$

$$\beta - 1 \propto \left(\frac{\dot m \sqrt{R T_1}}{d_2^2 \, p_1} \right)^2$$

Dati forniti dai costruttori



il rendimento non è η_y, ne η_c che tiene conto di più parametri.

e forniscono anche il rendimento complessivo del compressore.

I fornitori non tengono conto della proporzionalità con il diametro e fabbricano il compressore per una tipologia di GAS quindi trascurano R.

$$\frac{n\, d_2}{\sqrt{RT_1}} \rightarrow \frac{n}{\sqrt{T_1}}$$

$$\frac{\dot m \sqrt{RT_1}}{d_2^2\, P_1} \rightarrow \frac{\dot m \sqrt{T_1}}{P_1}$$

La portata corretta non ha ancora le dimensioni di una portata. Allora si corregge rispetto alle condizioni standard

$$\frac{n}{\sqrt{T_1}} \rightarrow \frac{n}{\sqrt{T_1/T_0}}$$

$T_0 = 288$ K

$P_0 = 1013$ mBar

$$\frac{\dot m \sqrt{T_1}}{P_1} \rightarrow \frac{\dot m \sqrt{T_1/T_0}}{P_1/P_0}$$

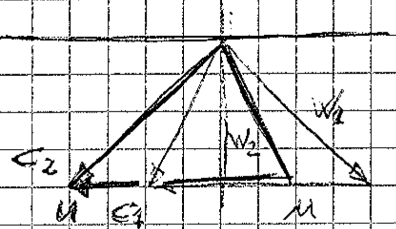
Turbocompressore assiale

$c_a \simeq cost$

ρ cresce

$\dot m$ = costante = $A \rho c_a$

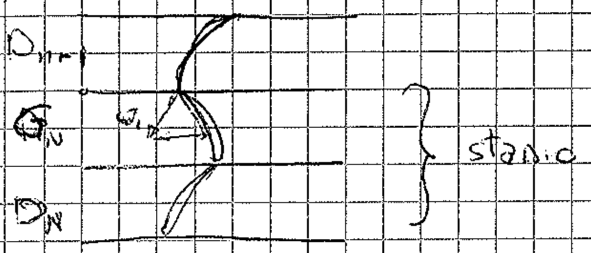
Ne segue che A deve diminuire



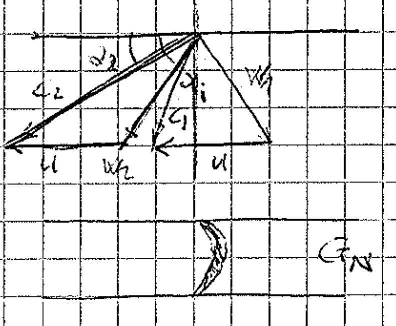
$$L_i = u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1} \simeq$$
$$= u (c_{u_2} - c_{u_1})$$

$$R = \frac{w_1^2 - w_2^2}{c_2^2 - c_1^2 + w_1^2 - w_2^2} \quad \begin{cases} w_1 = c_2 \\ w_2 = c_1 \end{cases} = 0{,}5$$

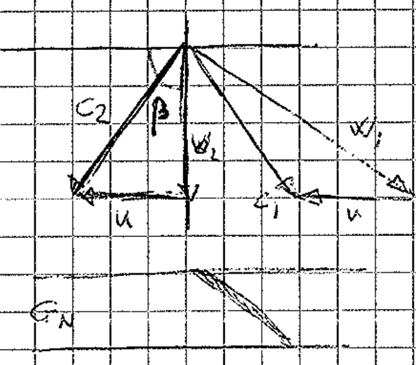
grado di reazione



Palettature $R = 0$ $(w_1^2 = w_2^2)$



Palettature $R = 1$ $(c_1^2 = c_2^2)$



Le macchine hanno palettature svergolate ed R tende a crescere andando verso la punta della paletta.

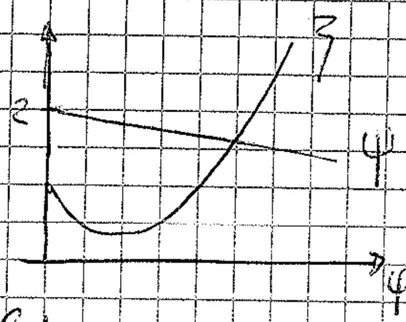
$$L_i = u (c_{u_2} - c_{u_1}) = u \left(u + c_a \operatorname{ctg} \beta_2 - c_a \operatorname{ctg} \alpha_1 \right) = u \left[u + c_a (\operatorname{ctg} \beta_2 - \operatorname{ctg} \alpha_1) \right]$$

$$c_{u_2} = u + c_{a_2} \operatorname{ctg} \beta_2$$

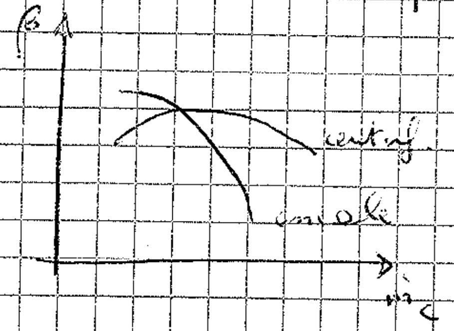
$$c_{u_1} = \cancel{u} + c_{a_1} \operatorname{ctg} \alpha_1$$

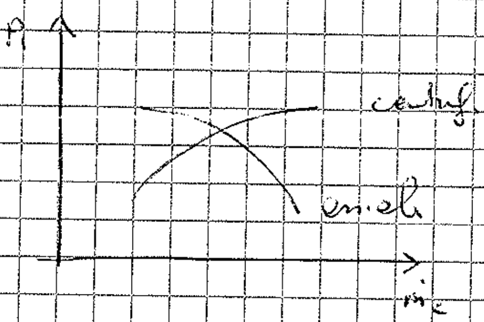
$$\frac{L_i}{u^2/2} = \psi = 2 \left[1 + \varphi (\operatorname{ctg} \beta_2 - \operatorname{ctg} \alpha_1) \right]$$

$ctg\,\beta_2 - ctg\,\alpha_1$ sarà sempre < 0 quindi



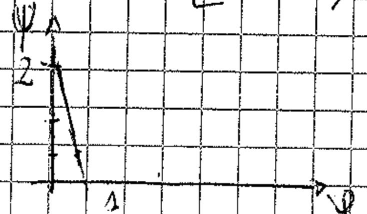
ψ è sempre decrescente





Esempio $\psi = 0,4$ $\quad \alpha_1 = 45°$ $\quad \beta_1 = 135°$ $\quad \eta_c = 0,8$

$\psi = 2\left[1 - 0,4 \cdot 2\right] = 0,4$ $\qquad u_2 = u_1 = 250\ m/s$



$$L_i = \psi \frac{250^2}{2} = 12500\ J/kg$$

$$\eta_{yc} = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{\frac{m}{m-1}}{\frac{k}{k-1}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \frac{m-1}{m} = \frac{1}{\eta_{yc}} \frac{k-1}{k} = \frac{1}{0,8} \cdot 0,286 = 0,357$$

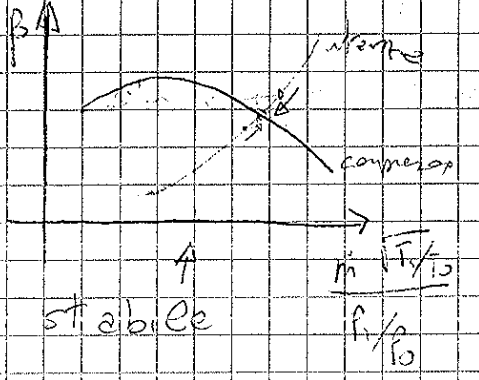
$$L_i = \psi \frac{250^2}{2} = c_p\ T_1 \left(\beta^{0,357} - 1\right)$$

$$\beta = \left(\frac{L_i}{c_p T_1} + 1\right)^{\frac{1}{0,357}} = 1,12$$

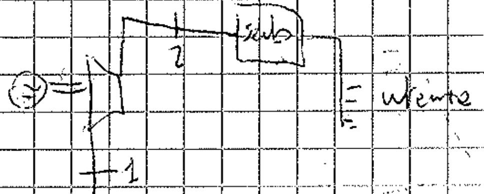
In genere $\eta_{yc} \simeq 0,9$ per i compressori assiali e

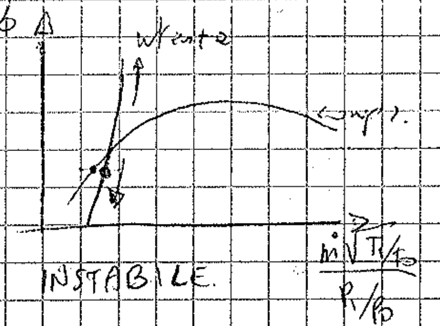
$\eta_{yc} \simeq 0,8$ per i compressori radiali

PUNTO DI FUNZIONAMENTO



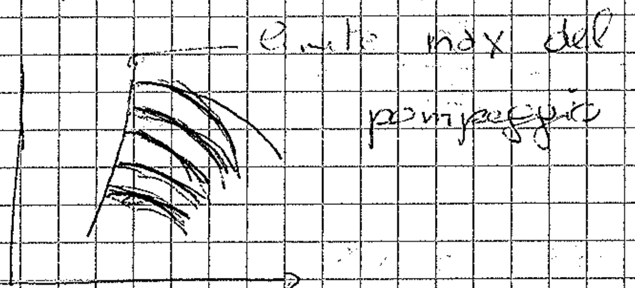
stabile



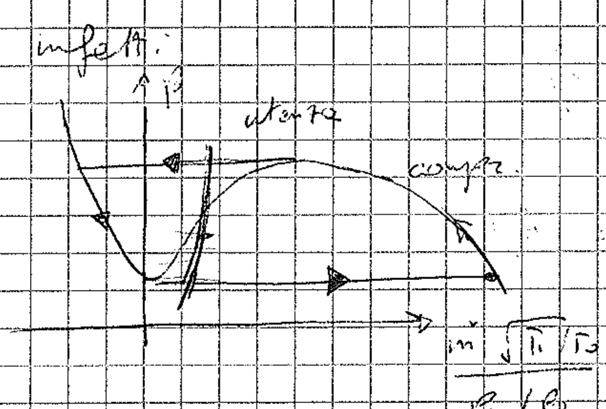


INSTABILE

Non bisogna mai avere portate minori ~~del punto~~ di quella che corrisponde al punto max di β



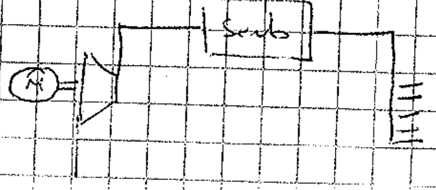
infatti:

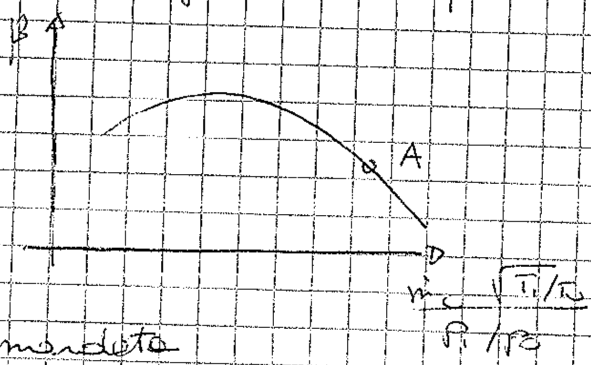


In questo caso si innesca un ciclo. Si sentono oscillazioni nel circuito. Queste oscillazioni sono tanto più veloci tanto più il volume è piccolo. Questo è un funzionamento che non deve essere mai realizzato (il compressore salta).

Regolazione

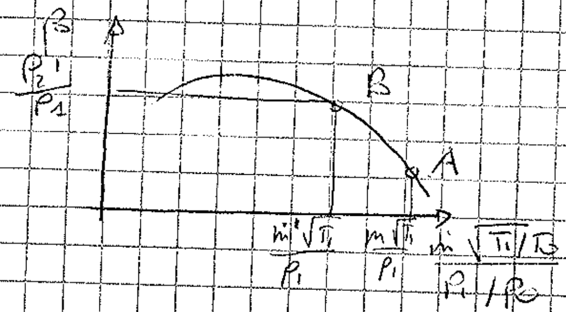
A $P =$ costante noi vogliamo regolare la portata $\dot m$.





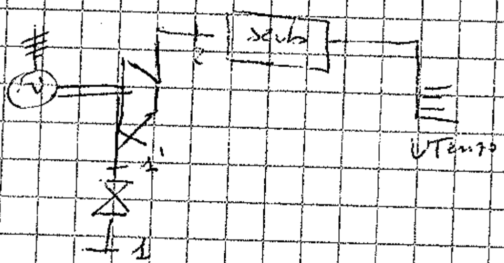
Metodi:

1) Metto valvola alla mandata



Si può passare da A a B semplicemente chiudendo la valvola

2) Metto valvola in aspirazione

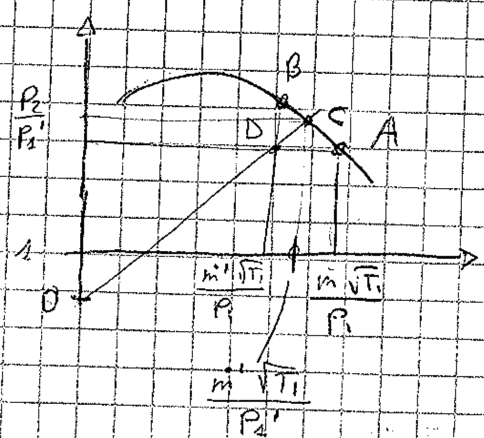


$T_1' = T_1$

$n = cost$

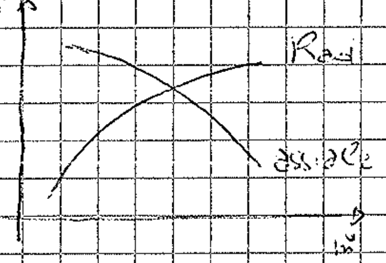
$P_1' < P_1$

$\dot m' = 0{,}75\,\dot m$

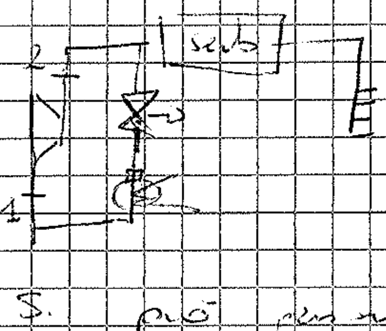


Tra i due metodi è preferito è il secondo, infatti inoltre se A è il punto di max rendimento allora il rendimento in C è > che in B e inoltre in C faccio meno lavoro (consumo meno energia)

Si possono raggiungere delle condizioni in cui riducendo ṁ aumenta talmente il lavoro che la potenza assorbita risulta maggiore. Questo accade se si utilizza una macchina assiale.



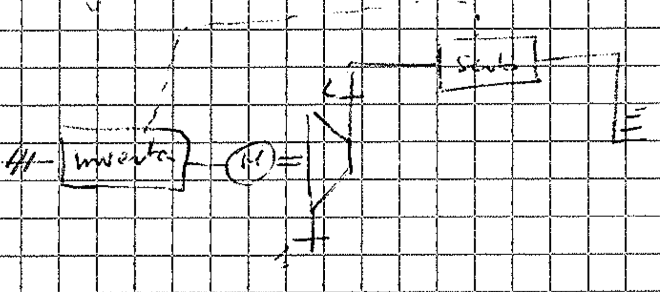
3) by-pass



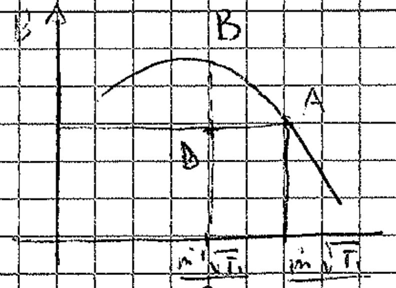
Butto via aria per mantenere la pressione costante. Va bene per serbatoi assiali in cui al diminuire di ṁ aumenta P.

Si può pensare di ridurre il ciclo per recuperare l'aria buttata via. Il problema è che l'aria è calda, quindi bisogna mettere un refrigeratore.

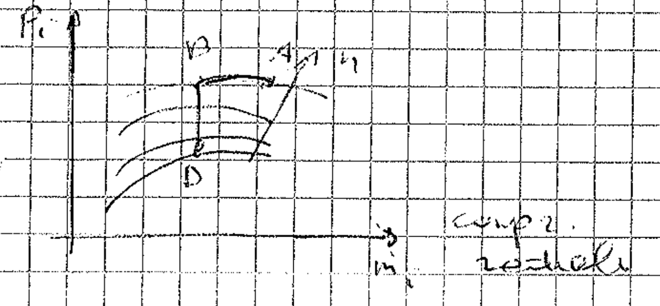
4) regolazione a n variabile



Esempio $\dot{m}' = 0{,}75\,\dot{m}$ $\quad \beta' = \beta$

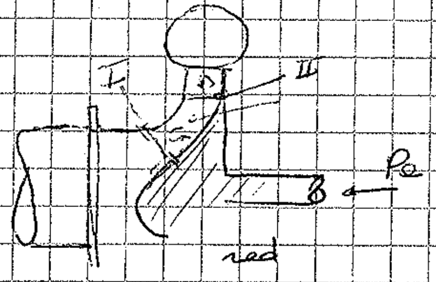


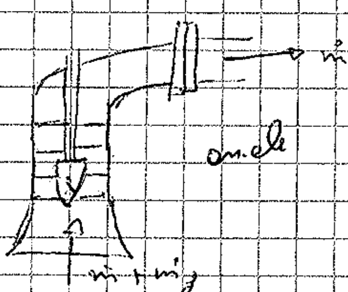
Il compressore lavorerà in D. Il lavoro sarà circa lo stesso del punto A, scenderà un po' il rendimento. Questo tipo funziona anche per compressori assiali



5) Regolazione ON/OFF _ Si accende il compressore se la pressione dentro il serbatoio scende sotto una certa soglia, quando la pressione raggiunge un valore di pressione max il compressore viene spento. E' necessaria una valvola di non ritorno che non faccia uscire l'aria dall'aspirazione. In questo modo si ottiene una portata media $\dot{m}'$.

TURBO POMPE





Equazione di eulero $L_i = u'' c_u'' - u' c_u'$

Formuliamo il primo principio in forma mista

$$L_i = \int v\,dp + \Delta E_c + \Delta E_p + L_w = \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta E_c + \Delta E_p + L_w$$

$$L_i = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + L_w$$

Carico totale $H^\circ = \frac{p}{\rho g} + \frac{c^2}{2g} + z$ → quota

quota piezometrica — altezza cinetica

$$L_i = g(H_2^\circ - H_1^\circ) + L_w$$