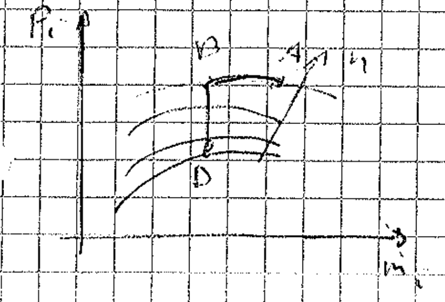
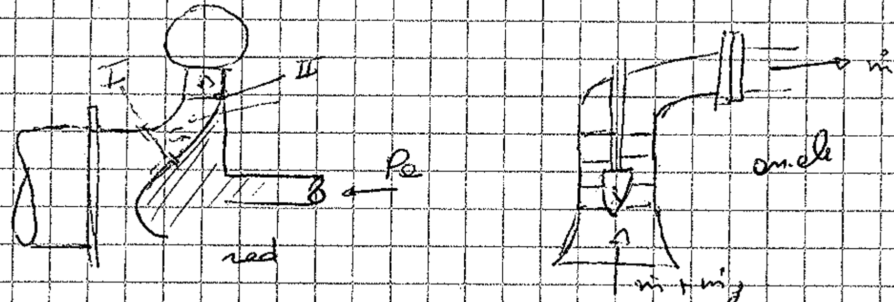



3) Regolazione ON/OFF. Si accende il compressore se la pressione dentro il serbatoio scende sotto una certa soglia, quando la pressione raggiunge un valore di pressione max il compressore viene spento. È necessaria una valvola di non ritorno che non faccia uscire l'aria dell'aspirazione. In questo modo 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 $H^\circ = \underbrace{\frac{p}{\rho g}}_{\text{quota piezometrica}} + \underbrace{\frac{c^2}{2g}}_{\text{altezza cinetica}} + \underbrace{z}_{\text{quota}}$

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

$H_2^0 - H_1^0 = H$ è la prevalenza della pompa

$$H = \frac{L_i - L_w}{g}$$

$$\eta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{gH}{L_i}$$

Calcolo della potenza all'albero ($P_a$) e $\eta_p$ (rendimento della pompa)

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_a}$$ rendimento meccanico

portata ~~scaricata~~ all'uscita elaborata

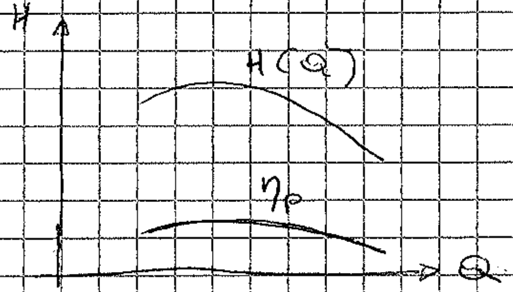
$$\eta_v = \frac{\dot m}{\dot m + \dot m_g}$$ rendimento volumetrico

portata fughe

$$P_i = (\dot m + \dot m_g)\, L_i = \frac{1}{\eta_v}\, \dot m\, \frac{gH}{\eta_y} = \frac{1}{\eta_v \eta_y}\, \rho Q g H$$

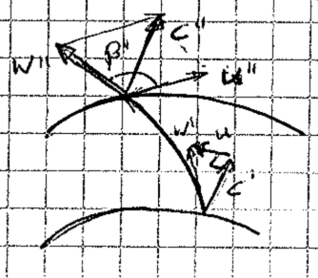
$$\dot m = \rho Q \qquad Q \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

$$P_a = \frac{1}{\underbrace{\eta_v \eta_y \eta_m}_{\eta_p}}\, \rho Q g H$$




Turbopompa centrifuga monostadio

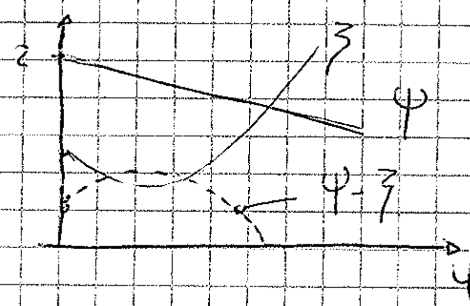
La girante sarà fatta:




$L_i = u'' c_u'' - u' \underbrace{c_u'}_{=0}$

direzione perfettamente radiale

$L_i = u''\left(u'' + w_R'' \cot(\beta'')\right), \quad \beta'' > \frac{\pi}{2}$




$\psi = \dfrac{L_i}{u^2/2} \qquad \varphi = \dfrac{w_R''}{u''}$

$\zeta = \dfrac{L_w}{u^2/2}$

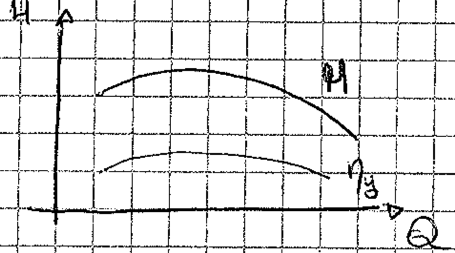
$L_i - L_w = g H$

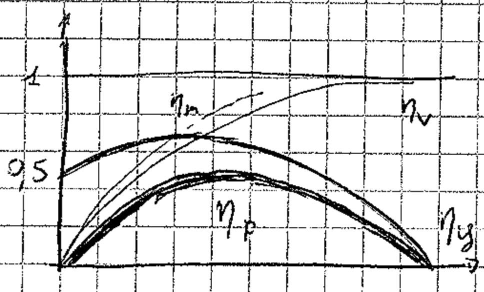
$Q = \xi \pi d''^2 \dfrac{e''}{d''} \underbrace{\dfrac{w_2''}{u''}}_{\varphi} u''$

$\dfrac{gH}{u''^2/2} = \psi - \zeta$

$H \propto d''^2 n^2 (\psi - \zeta)$

$Q \propto d^3 n \varphi$




$\eta_v = \dfrac{\dot m}{\dot m + \underbrace{\dot m_p}_{\simeq \text{cost.}}} \qquad \dot m \propto Q$

$\eta_m = \dfrac{P_i}{P_i + \underbrace{P_m}_{\neq \text{cost. perché dipende da } n}}$

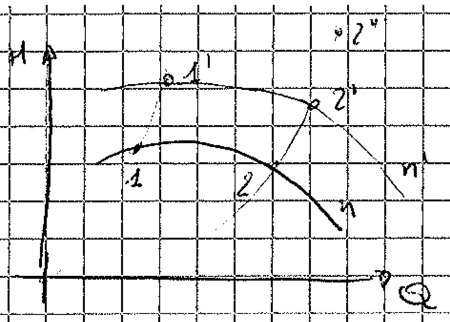
$P_i = \dfrac{1}{\eta_v} \rho Q g H$

## Comportamento in similitudine

Se similitudine dei triangoli si ha che $\varphi, \psi, \zeta$ = costante

quindi anche $\eta_y$ = cost.

Ne segue che $\left.\begin{aligned} H &\propto d''^2 n^2 \\ Q &\propto d^3 n \end{aligned}\right\} \; H \propto Q^2$

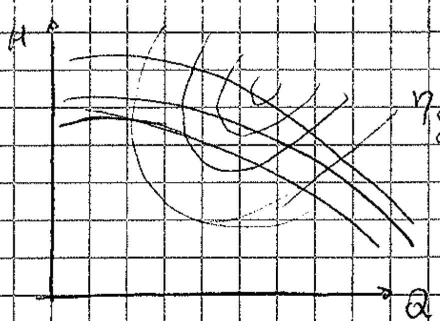



$$H_1' = H_1 \left(\frac{n'}{n}\right)^2$$

$$Q_1' = Q_1 \left(\frac{n'}{n}\right)$$

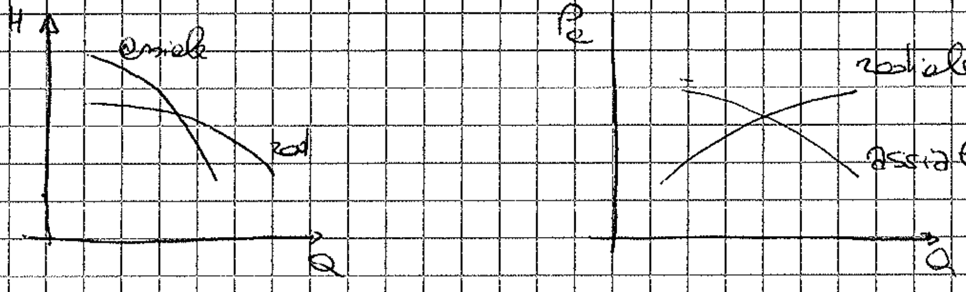
Inoltre so che $\eta_{y_1} = \eta_{y_{1'}}$

Nella realtà le curve isorendimento sono




Nota: per il paragone tra più macchine l'asse Q diventa $Q/d^2$ e la curva non è più a parità di n, ma a parità di nd.

Macchina assiale vs radiale




| | $H_{max}$ [m] |
|---|---|
| rad lente | 200 - 120m |
| normali | 120 - 40 |
| veloce | 40 - 17 |
| flux misto | 20 - 10 |
| assiali | 14 - 7 |

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

ipotesi 1: sezioni ingresso e uscita uguali ($c_2 = c_1$)

ipotesi 2: pompa posta in orizzontale ($z_1 = z_2$)

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho g}$$ le centrifughe elaborano pressioni più elevate

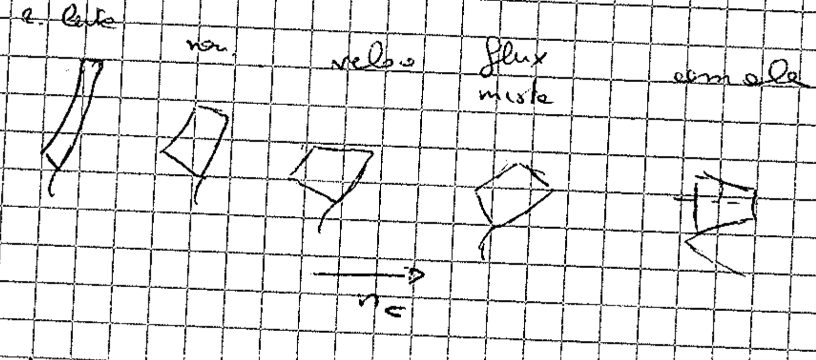
le assiali elaborano portate più elevate

<u>Numero di giri caratteristico:</u>

$$n_c = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$ con $n$: numero di giri nominale, $Q$: $m^3/s$, $H$: $m$

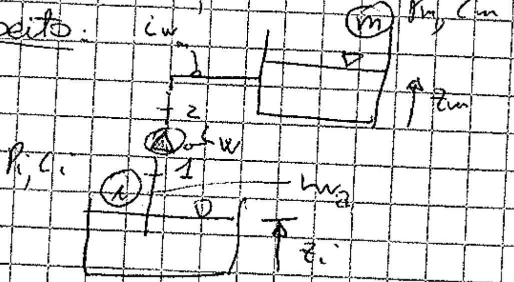
$n_c$ è il numero di giri in cui la pompa ha il massimo rendimento

| | $n_c$ |
|---|---|
| rad. lente | 15-30 |
| normale | 30-55 |
| veloce | 55-95 |
| flux misto | 80-140 |
| assiali | 125-350 |




<u>Punto di funzionamento</u>

- circuito aperto:




circuito di sollevamento

$$\boxed{i-m}\ L_i = \frac{P_m - P_i}{\rho} + \frac{C_m^2 - C_i^2}{2} + g(z_m - z_i) + Lw + Lw_m' + Lw_a$$

$$L_i - Lw = gH = g\left[\frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + z_2 - z_1\right]$$

$$gH = g\left(H_m^0 - H_a^0\right) + Lw_m' + Lw_a$$

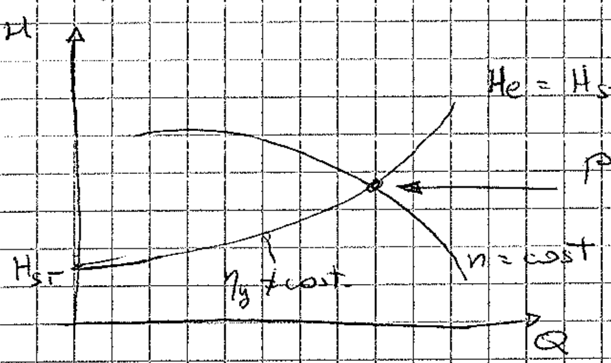
$L_{w_m} + L_{w_a} = g(Y_a + Y_m) = gY$    $Y$ è perdita di carico dovuta agli attriti

$H_m^o - H_a^o = H_{ST}$

$gH = g(H_m^o - H_a^o) + gY = gH_{ST} + gY$

$gY = L_w \propto c^2 \propto Q^2$

$H_e = H_{ST} + Y = H_{ST} + KQ^2$ caratteristica esterna




Esempi:

- impianto sollevamento acqua tra 2 serbatoi aperti all'atmosfera

$$H_{ST} = H_m^o - H_a^o = z_m - z_a = H_g$$

geodetico

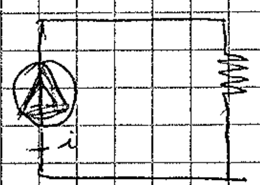
- impianto sollevamento con serbatoio aspirazione aperto e di mandata in pressione con $z_i \simeq z_m$

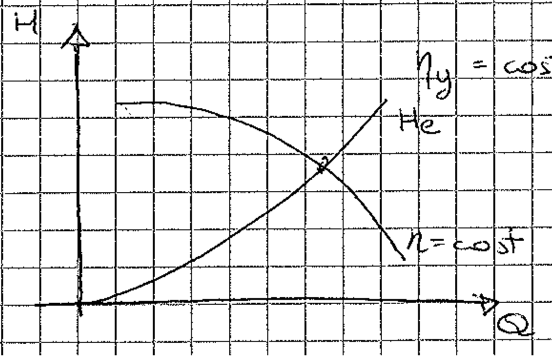
$$H_{ST} = H_m^o - H_a^o = \frac{p_m - p_i}{\rho g}$$

2) Circuito chiuso

$\underbrace{p_i = p_m \quad c_i = c_m \quad z_i = z_m}$

$H_{ST} = 0$



# Regolazione



1) Laminazione alla mandata

Nota: non si fa mai la laminazione all'aspirazione perché può causare cavitazione

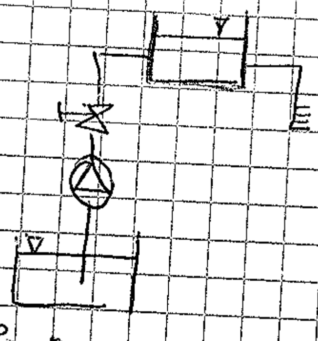
2) By-pass

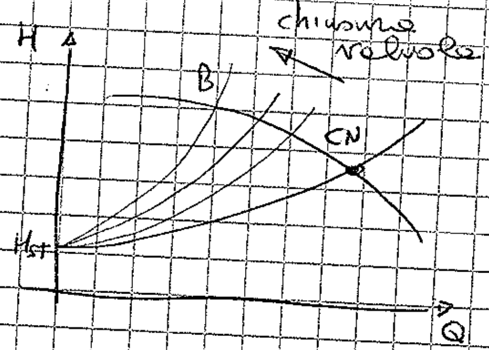
3) numero giri variabile

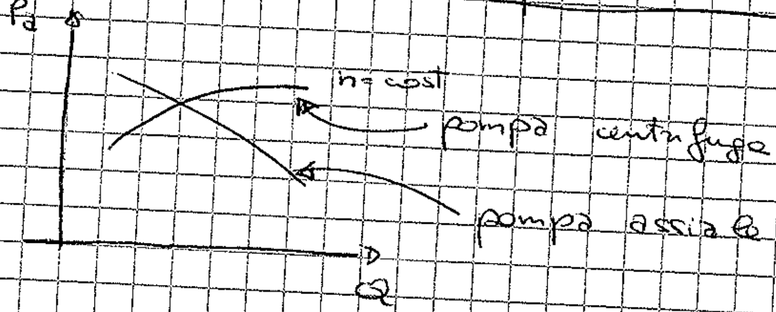
4) Calettamento variabile delle palette

5) ON/OFF

1



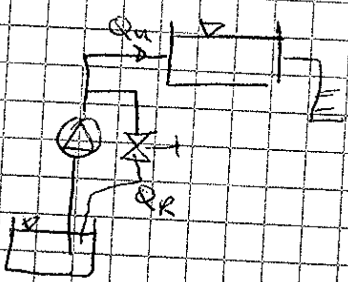


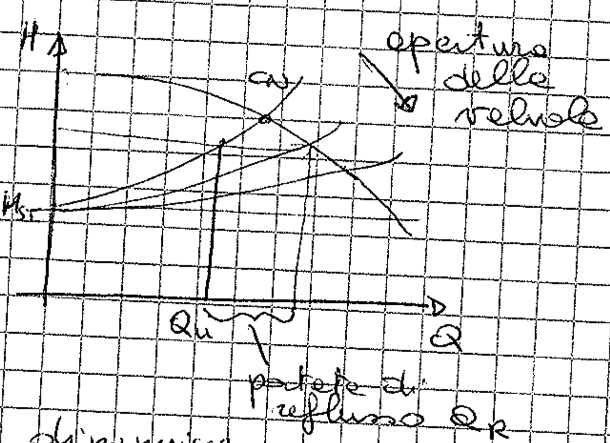




Se pompa è assiale questa regolazione comporta un aumento della potenza assorbita.

$$P_a = \frac{1}{\eta_P} \rho Q g H$$

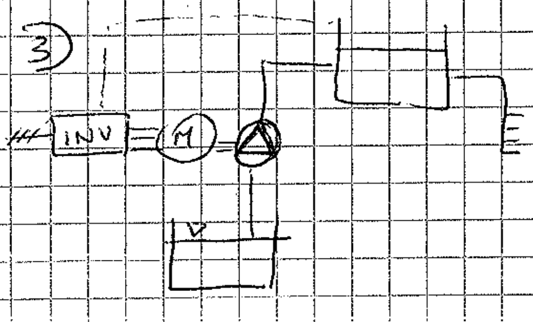
2)

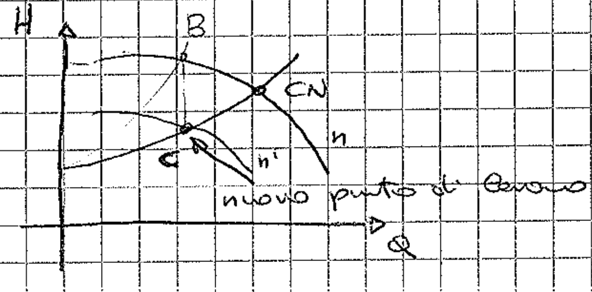


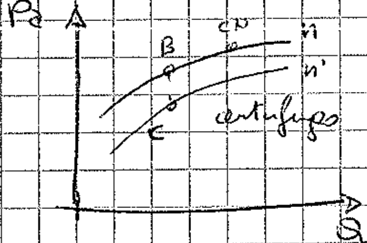

La portata utile ($Q_u$) diminuisce

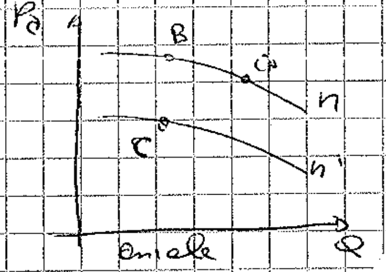
Questo metodo va bene se la pompa assiale

3) 



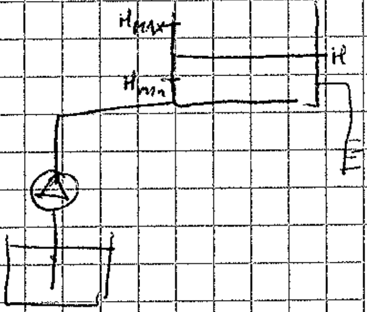

Ho risparmio di potenza rispetto al metodo 1). Inoltre è possibile che il rendimento in C sia peggiore di quello in B



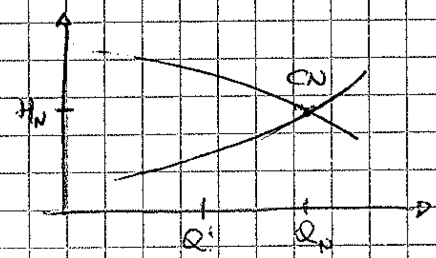




Nota: tanto più $H_{ST}$ è piccolo tanto più è conveniente ridurre il numero di giri rispetto alla valvola di laminazione.

5) ON/OFF




Se H raggiunge $H_{max}$ spengo l'impianto. Quando H scende ad $H_{MIN}$ riaccendo l'impianto

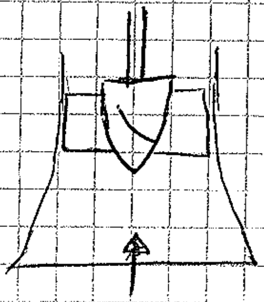



Q' è una media tra la portata $Q_N \cdot T_{ON}$ e $0 \cdot T_{OFF}$.

La potenza assorbita è $P_{aN}$ oppure 0. Possiamo calcolare una potenza equivalente

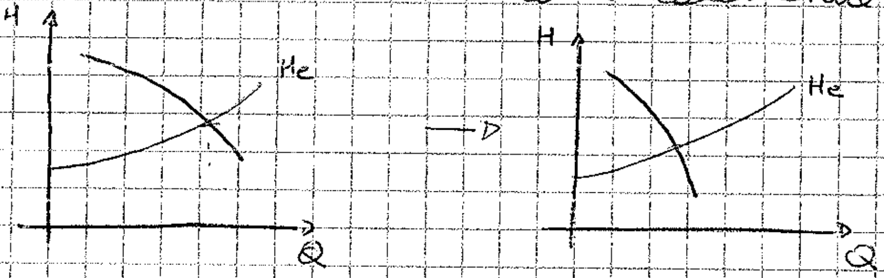
$$P_{a_{eq}} = \frac{1}{\eta_{P_N}} \rho Q' g H_N$$

La situazione è migliorativa rispetto al caso 1) ma è peggiorativa rispetto al 3.

4) 

Si può pensare di mettere un perno all'interno dell'ogiva che faccia variare il calettamento delle palette.

Andando ad aprire o chiudere le palettature varierò le calettature



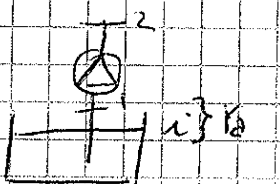

il punto di funzionamento rimane sulla caratteristica He come nel caso 3).

Problema il costo del calettamento variabile è molto maggiore del calettamento fisso (è necessario la valutazione economica ed il confronto con il caso 3))

Cavitazione deve ~~asso~~ essere assolutamente evitata.

Ne segue che $P_{min} > P_v(T)$ tensione di vapore del fluido.

La cavitazione rovina le superfici delle palette (~~in generale~~ di solito sulla fronte) e può ~~esportare del~~ erodere il materiale.




Nel punto 1 si ha ~~un aumento~~ la pressione ~~di pressione~~ minima. In 2 si ha la pressione max.

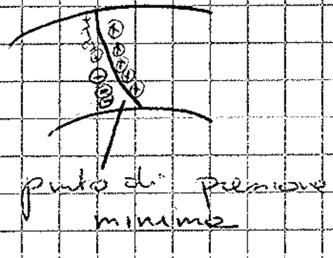
Ne segue che $P_1 \geq P_v$

$$i\text{-}1] \quad \underbrace{Y_i}_{=0} = \frac{P_1 - P_i}{\rho} + g(z_1 - z_i) + \frac{c_1^2 - \overset{\simeq 0}{c_i^2}}{2} + Y_a g$$

Per nostra convenzione $z_i = 0$

$$\frac{P_1}{\rho g} = \frac{P_i}{\rho g} - z_1 - \frac{c_1^2}{2g} - Y_a > \frac{P_v}{\rho g}$$

Nella realtà la $P_{min}$ si trova nella bocca di aspirazione all'interno della girante




Pertanto dobbiamo cambiare la disuguaglianza

$$\frac{P_i}{\rho g} - \frac{\Delta P}{\rho g} > \frac{P_v}{\rho g}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = \lambda \frac{w'^2}{2g}$$

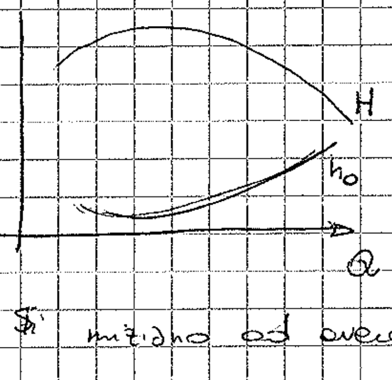
$\lambda$ coefficiente di tipo sperimentale

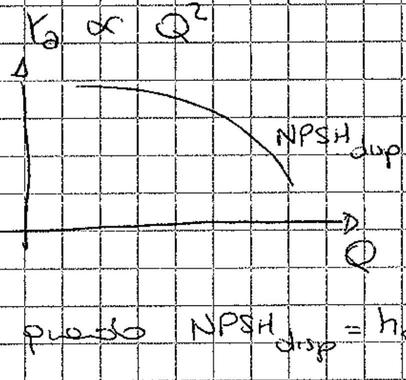
$$\frac{P_i}{\rho g} - z_1 - \frac{c_1^2}{2g} - Y_a - \lambda \frac{w'^2}{2g} \geq P_v$$

$$\underbrace{\frac{P_i - P_v}{\rho g} - z_i - Y_a}_{NPSH_{disponibile}} \geq \underbrace{\frac{c_i^2}{2g} + \lambda \frac{w'^2}{2g}}_{NPSH_{min} \text{ o } h_0}$$

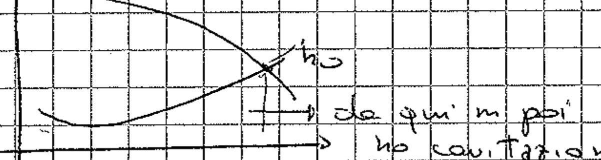
e deve essere fornito dal costruttore

ed è relativo a circuito e ambiente

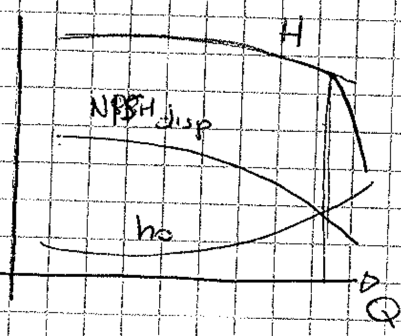



Si iniziano ad avere problemi quando $NPSH_{disp} = h_0$ cioè ad alte portate.




La caratteristica si comporta in questo modo a causa della cavitazione:

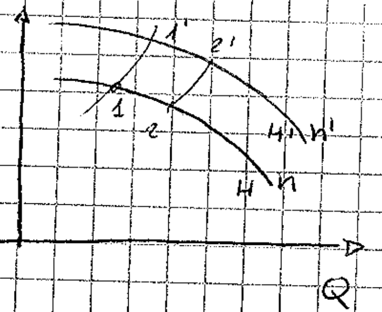



Noi siamo padroni di $z_1$ -
Il parametro $Y_a$ non è pienamente in nostro controllo $Y_a \propto K \frac{c^2}{2}$

$\lambda \frac{l}{d}$ — lunghezza condotto; $d$ → diametro idraulico

È necessario evitare bruschi allargamenti/restringimenti e curve.
Noto $NPSH_{MIN}$ dobbiamo ~~possiamo~~ verificare che la disuguaglianza sia verificata per tutte le caratteristiche di funzionamento.

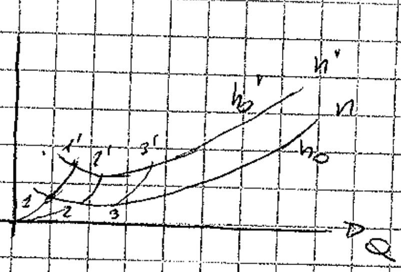
Andamento di $NPSH_{min}$ al variare del n° di giri.




$H \propto n^2$
$Q \propto n$

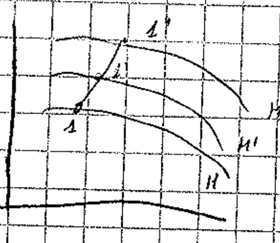
$$h_o = \underbrace{\left[ \frac{c_1^2}{2g\,u''^2} + \lambda \frac{w_1^2}{2g\,u''^2} \right]}_{cost} u''^2 \propto u''^2$$

In similitudine fluidodinamica con 1 singola pompa
$h_o \propto u''^2$



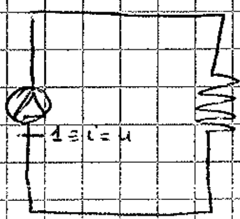

all'aumentare di n $NPSH_{min}$ cresce rapidamente, mentre $NPSH_{disp}$ rimane praticamente costante. Ne segue che all'aumentare di n aumenta il rischio di cavitazione.

Poiché sia H sia ho sono proporzionali a $n^2$ in similitudine è stato definito il parametro di Thoma $\sigma = \frac{h_o}{H}$ = costante in similitudine.




$$h_o'' = h_o \cdot \frac{H''}{H'}$$

Se l'impianto è chiuso non si ha una quota z.



$$\frac{p_1}{\rho g} - \lambda^2 \frac{w'^2}{2g} \geq \frac{p_v}{\rho g}$$

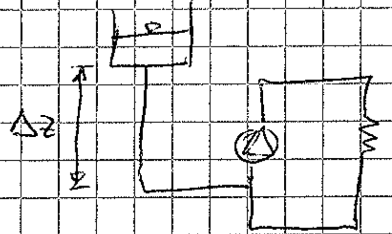
$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} \geq \frac{c_1^2}{2g} - \lambda \frac{w'^2}{2g}$$

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} = \frac{p_1^o}{\rho g} \qquad \frac{p_1^o}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} \geq \underbrace{\frac{c_1^2}{2g} - \lambda \frac{w'^2}{2g}}_{h_o}$$

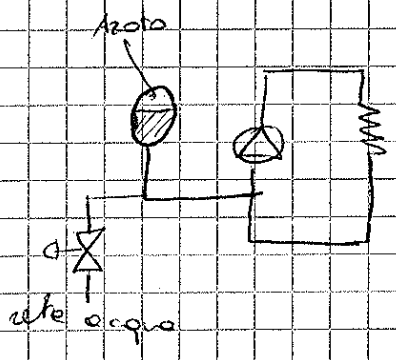
$$\frac{p_1^o}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} \geq h_o$$

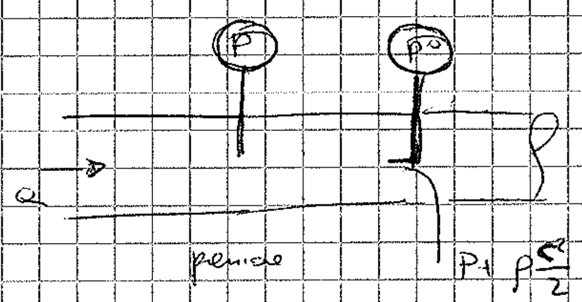
Metodi per evitare la cavitazione:

- Si può collegare il circuito con un serbatoio posto ad una certa quota dell'aspirazione che aumenta la pressione del circuito ed evita la cavitazione



- Si mette un serbatoio chiuso in pressione (esempio azoto)





$$n_c\Big|_{\eta_{max}} = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \qquad \sigma = \frac{h_o}{h} = 0{,}0002\, n_c^{4/3}$$

$\sigma$ è maggiore per le pompe che hanno numero di giri più elevato