

STRUTTURE IDRAULICHE - Prof. Eg. Calandra - 30/0 - 1/10 - 30/10 (2007)

1. INTRODUZIONE AGLI IMPIANTI IDROELETTRICI
2. IMPIANTI CON SERBATOIO
4. IMPIANTI AD ACQUA FLUENTE
6. DIMENSIONAMENTO DEGLI IMPIANTI
7. CURVA DI DURATA
8. CURVA DI UTILIZZAZIONE
9. IMPIANTI CON SERBATOIO
12. TURBINE
16. GETTO SU PALA FISSA
18. SPINTA SU PALA MOBILE
20. DIMENSIONAMENTO DELLA TURBINA
23. INSTALLAZIONE DI UNA TURBINA PELTON
24. PROBLEMA DI MOTO VARIO
25. MOTO VARIO ELASTICO
28. USSE D'ARIA
30. METODO DELLE CARATTERISTICHE / GRIGLIA DI MASSAU
32. METODO GRAFICO
33. MOTO VARIO D'INSIEME
37. POTTI PIETOMETRICI

STRUTTURE IDRAULICHE

1/10/07

IMPIANTI IDROELETTRICI (in Italia tutti sono sfruttati) - sono importanti, coprono la punta di energia. ≈ 600 "grandi dighe" \Rightarrow laghi artificiali, soggette a manutenzione. Forti sollecitazioni.

Energia idraul. : E pot. in E elett. tramite, portata di quota. $H_0 - H_f = H_e$ la potenza è data da

$$N = \underbrace{Q \rho g \cdot H_f}_{\text{pot. teorica}} \cdot \eta \quad \xrightarrow{H_e - \Delta H = H} \text{portata di carico}$$

potenza TEORICA. Centrale ha suo rendimento $\eta < 1$.
 Energia $\rho \approx 1000 \text{ kg/m}^3$, $N = \rho Q H \cdot \eta$ [KW] \rightarrow è dimensionalmente SBAGLIATA.

Porta (il peso al posto di la massa): $N = Q \gamma H \eta$ [kg m/s]
 $1 \text{ KW} \approx 102 \text{ kg m/s}$ ($\approx 10 \text{ W}$, piccolo, si usano
 i CV) $\rightarrow 1 \text{ CV} = 75 \text{ kg m/s}$.

L'energia prodotta in Δt , il Δt ci interessa che vogliamo E, non tanto W (cioè costo kWh di W impegnata). $E = N \cdot t$ [J] \rightarrow $\frac{[t]}{[W]} = \frac{[s]}{[W]}$, misura piccola \rightarrow usiamo il kW-h

$$E = \int_0^t N(t) dt = \int_0^t \eta g Q H dt \quad \text{Anche } \eta(t) \text{ [gamma] e } Q \text{ del salto}$$

Consideriamo ora $[t] = [h]$.

Spero si usano i megawatt ($1 \text{ MW} = 10^3 \text{ kW}$)

SCHEMI DI IMPIANTI IDROELETTRICI

\exists 4 m. opere:

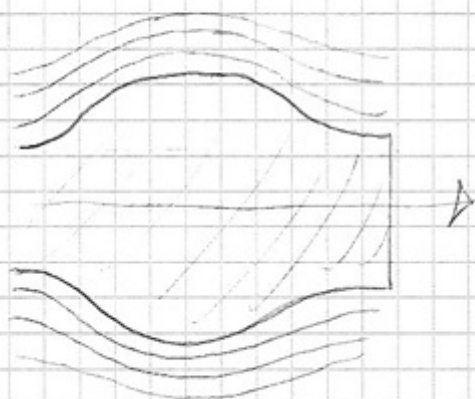
(1)

- SEDIMENTO: grande pietra, fissa un livello basso
e anche x creare lago
- SERBATOIO di accumulo e LAGO ARTIFICIALE
- PRESA
- TRASPORTO
- CENTRALE
- RESTITUZIONE

Non tutti gli impianti hanno queste opere. Grande diff. e presenza o meno di serbatoi. Se è dotato, possiamo produrre E quando vogliamo (E pregiata, quella delle h di punta). Se no (opere ad acqua fluente) non si può fare. Cmq distinzione non radicale (vedi impianti Carter - Gunderes).

IMPIANTI CON SERBATOIO

Necessaria vallata alligata e gola economica, corrente sbarrabile. \rightarrow a quel tipo di uso, dall'IMPERMEABILITA' del molo, topografia si trova parte di "minore" (ex. rilievi geologici) in Italia, mai.

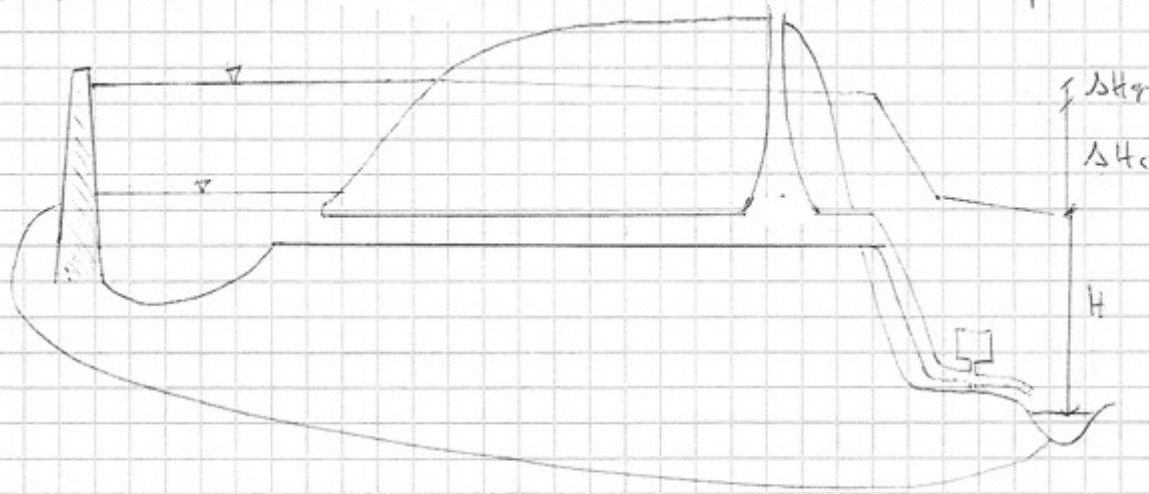


②

"GRANDE DIGA": diga la cui quota di coronamento nel punto + basso della fondazione è di 19 m.

Ha a monte un serbatoio con capacità di $2 \cdot 10^6 \text{ m}^3$

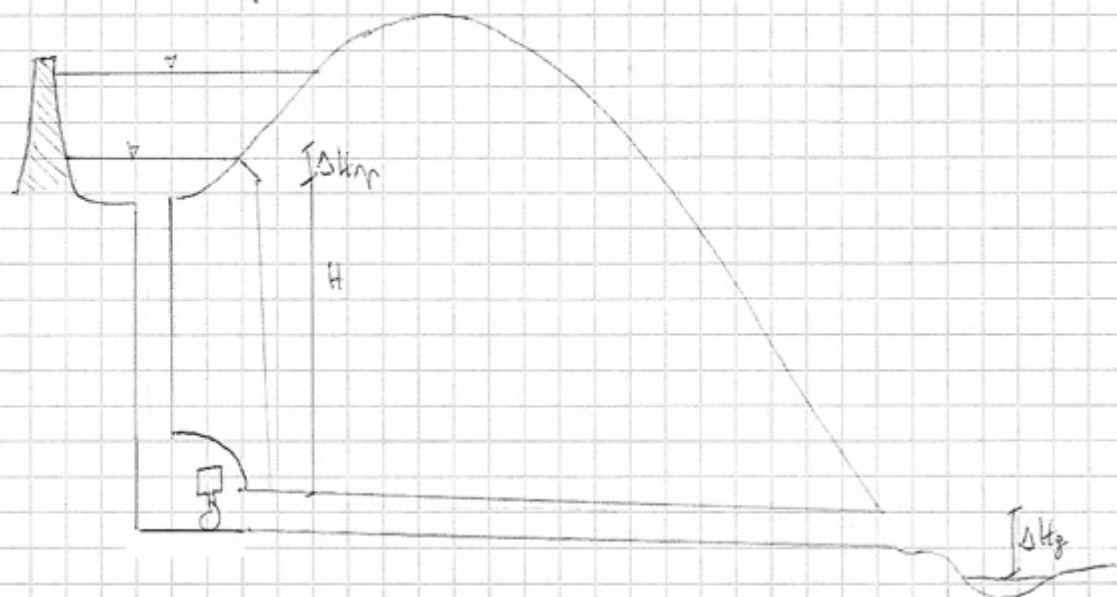
Noi costruiamo un LAGO ARTIFICIALE, Diga è solo un elemento, Niente dedicati al LAGO! \Rightarrow USI DIVERSI, esigenze politiche. Contorno storico geologico lago + frane, non consolidato x non decaduto impianto.



Livello orilla \rightarrow galleria in pressione, porta pist., condotta forata, turbina spesso sotto il letto corso d'acqua.

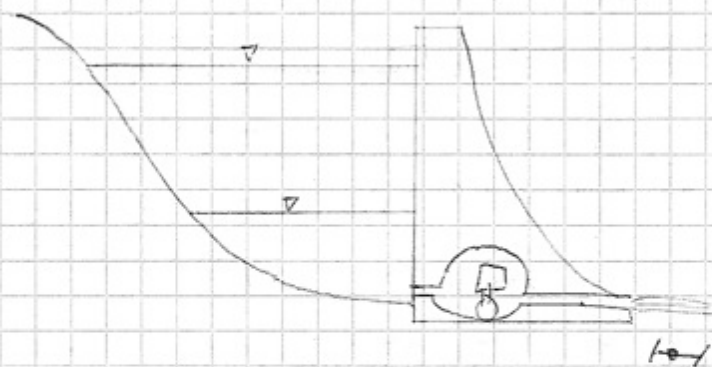
Fiume avrebbe certo, porta acqua con $J < 4$ quindi ha guadagno. A la percol. fiume (a montagna) e lunghetta galleria. Gall. costa di meno delle condotte \Rightarrow le faccio con ϕ grande x le percolite. Trasformo quota in pressione nelle condotte in acciaio (piccole, costano). Si cerca di avere galleria a quota + alta x pressioni minori. Di solito sez. circolari ma possono almeno $\phi 3m$ [nel passato gallerie erano + piccole]. Pazzo è organo di disconnessione; se chiudiamo ad ex x la turbina non devono andare in U. di fuga \rightarrow massa d'acqua sta arretrata \sim moto VARIO, acqua va nel porto ③

Alta caduta, salto di quota di sbarramento
e q. di restituzione, riempimento.
Se montagna non è ripida:



Potenza, centrale in caverna, canale di restituzione
a pelo libero. Porto forzato di ≈ 100 m.

I impianti a bassa caduta, restituire acqua a
valle della diga. [centrale anche fuori]



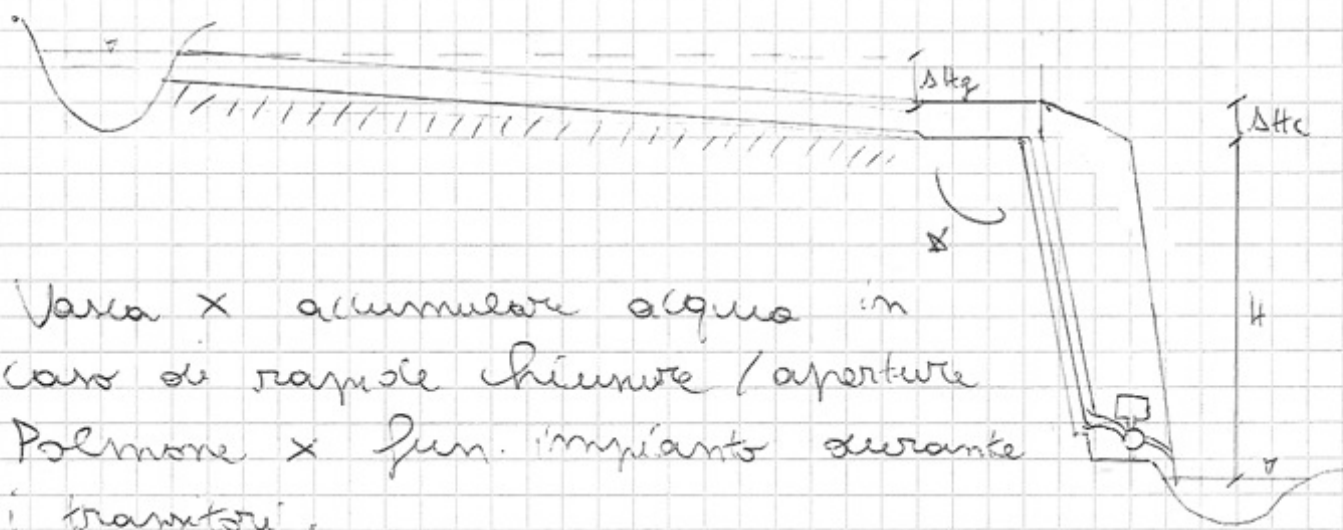
IMPIANTI AD ACQUA FLUENTE

Opera di sbarramento, su presa, se possibile
di trasporto, centrale, distribuzione.



④ Corso d'acqua con quota di monte fissata

da trattoria. Porte canali a nup. libera

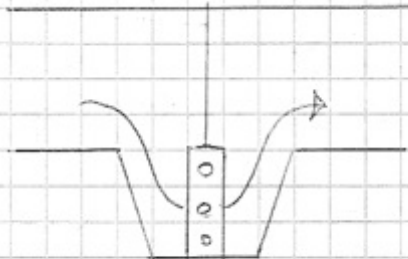


Varia x accumulare acqua in
caso di rapide chiuse / aperture
Polmone x fun. impianto durante
i transitori.

È + economico, ma il limite è la D. d'acqua
del fiume.

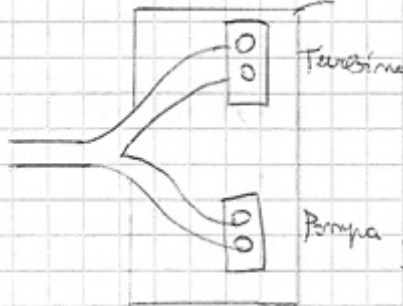
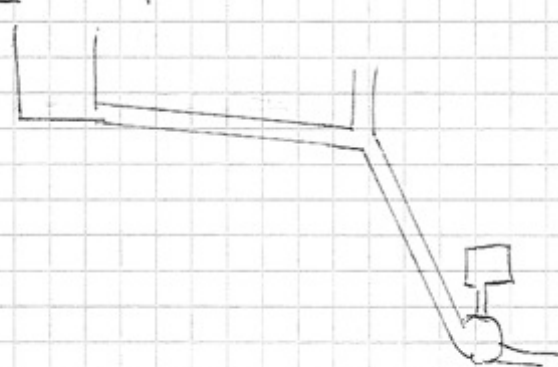
I impianti senza consolle forata, se guadagnano in
po di quota.

le + comune è (acqua fluente a BSSA coatta)



ΔH basso e molto variabile (basso se
 Q molto forte, a valle di deflusso)

I imp. REVERSIBILI o di RISPONDO



Quando serve
energia si apre
no turbine
Se non serve
pompe si portano
acqua al ⑤

isolato alto (con $H >$ in pompaggio, consumo + ENERGIA). Possiamo accumulare E quando non ci serve e produrre E quando ci serve. Sono "ACCUMULATORI".
Ripompaggio continua pochissima acqua con le perdite che sono % di quelle turbinate.
Una volta, riduce i trasporti. Possiamo anche pompare di notte.

DIMENSIONAMENTO DEGLI IMPIANTI

2/10/07

Si considera solo l'aspetto IDRAULICO.

Una volta analizzato il sito, scelto il tipo di impianto, il 1° passo è stabilire le DIMENSIONI.

Il salto è un DATO mentre la Q è da stabilire.

Di fatto dato un corso d'acqua possiamo considerare la minima o la massima Q .

Il costo dell'impianto \propto dalla max Q che deve reggere.
portare. Se considero la minima Q del corso d'acqua l'impianto funziona sempre a pieno regime e le macchine non saranno quindi molto grandi \Rightarrow bassi costi. In questo modo però non si possono sfruttare $Q > Q_{min}$.

↓

Considerati i costi dobbiamo considerare anche i BENEFICI derivanti dalla VENDITA dell'energia. e le altre c'è anche prob. di GESTIONE IMPIANTI DA ACQUA FLUENTE

Negli imp. ad acqua fluente problema è stabilire la Q_{max} a la quale si dimensionano le macchine.
⑥ scelta di caratt. idrologiche corso idrico, min,

let's start the CURVA DI DURATA.

La DURATA di una Q è il tempo (in gg di solito) in cui la Q è \geq a quel valore $\alpha(Q)$

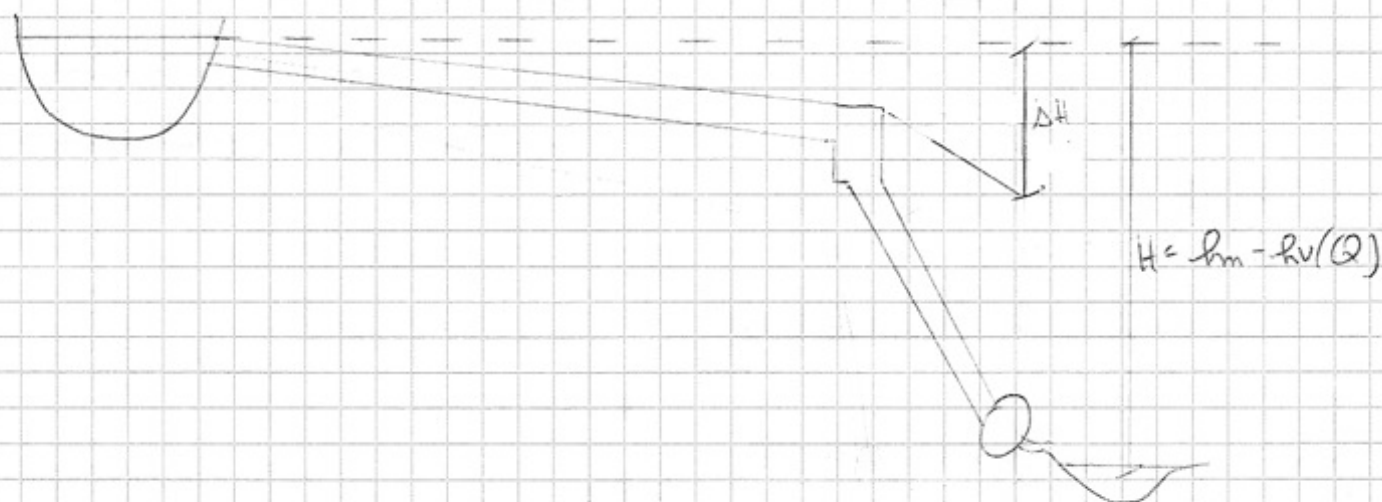
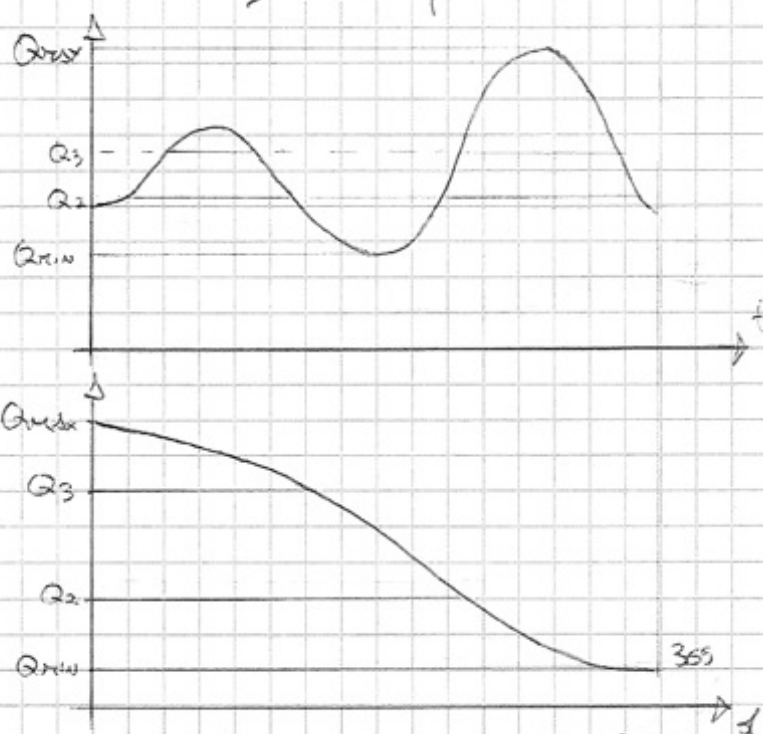
Es: la Q_{max} ha $\alpha = 365$ Q è sempre \geq segmenti ecc. fino a Q_{min} con $\alpha = 1$ gg.

Nelle stazioni impianti ad acqua fluente non è import. succ.

portate ma il tempo,

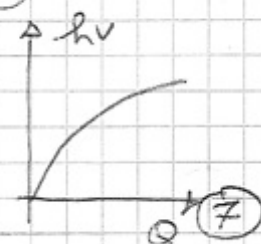
x quanto tempo turbinare. Curva cmq varia l'anno (si può prendere curva "media").

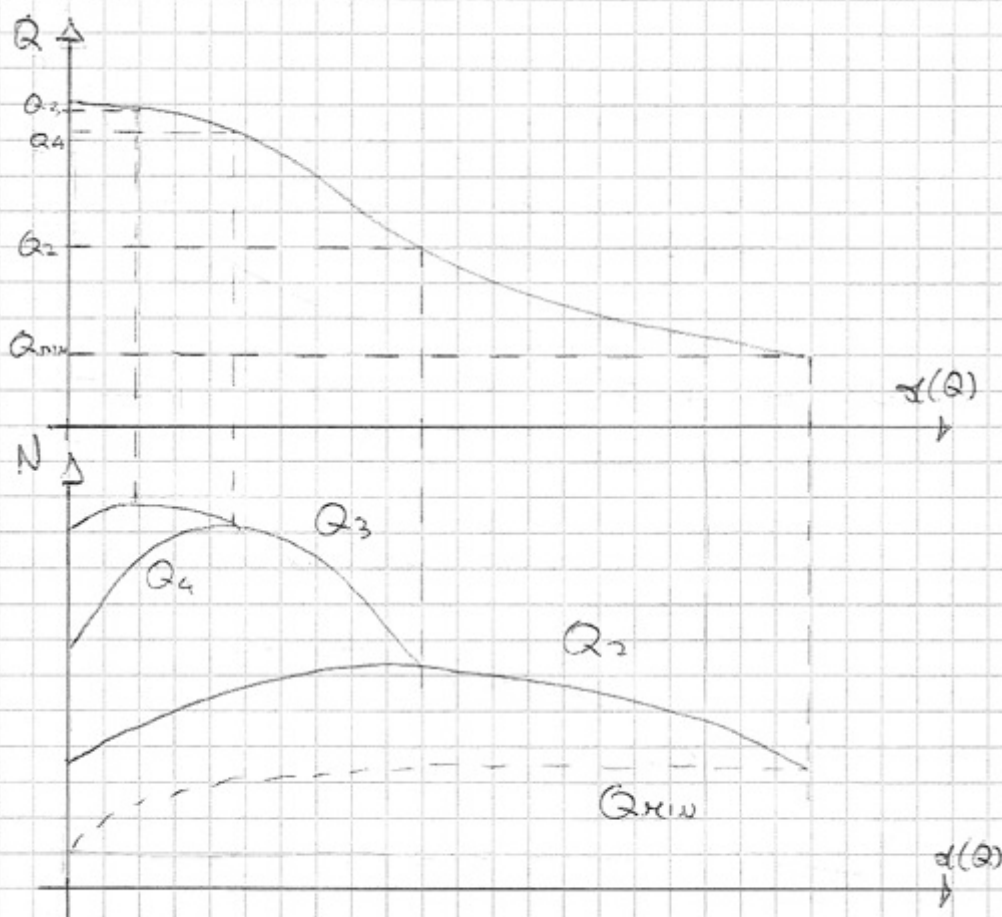
Con impianti ad alta caduta



Altura molto variabile (Q a valle varia)

Andamento E proscotta: (\rightarrow)





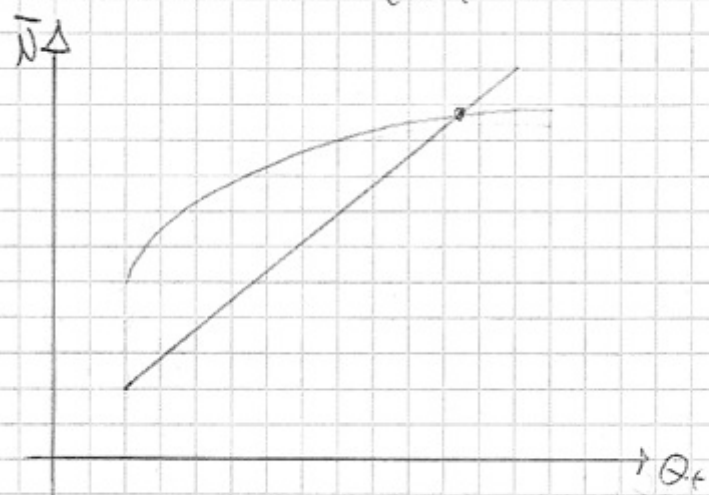
Devo finire
la Q_{max} da
terminare.

Se finisco Q_{min}
avrei N quasi
costante (orilla-
zione livello
mosaico imp.
a salto).

$x(Q)$ slope
calo. con $Q \gg$
L'E prosciotta
o la \bar{W} viene

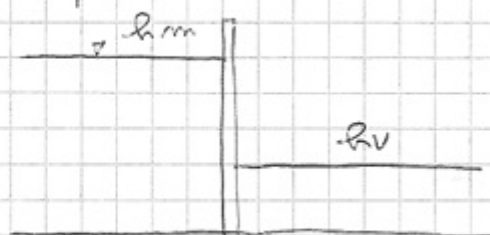
meno che α che con $\bar{P}(Q)$

CURVA DI UTILIZZAZIONE

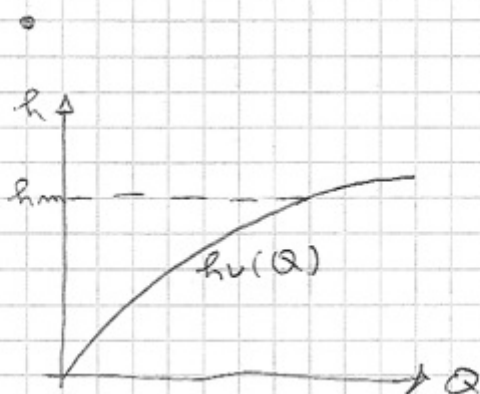


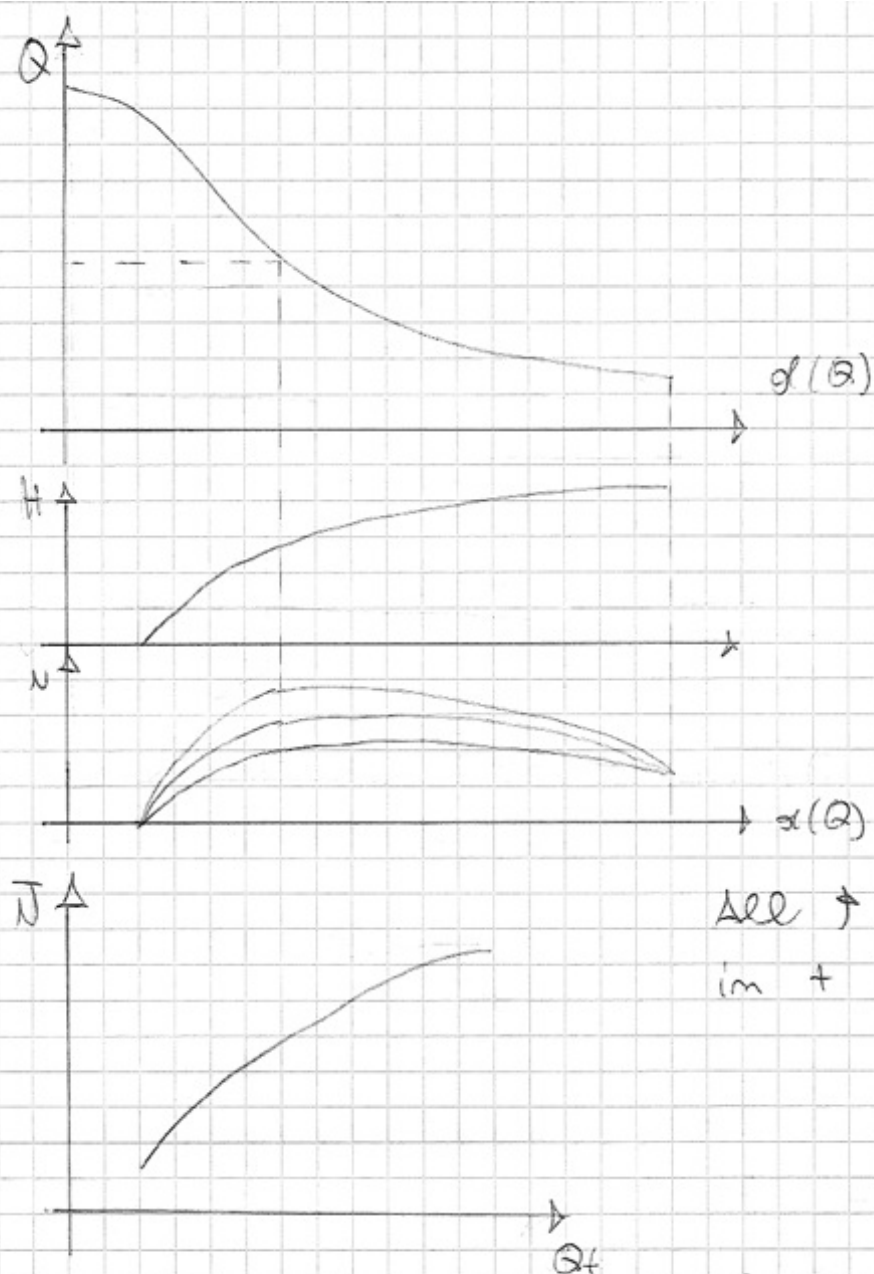
C'è punto in cui costo
produzione $\equiv \bar{N}$ (in
realtà in motore energia
prosciotta, con certo margine)

Conn. imp. a BASSA CADUTA



8



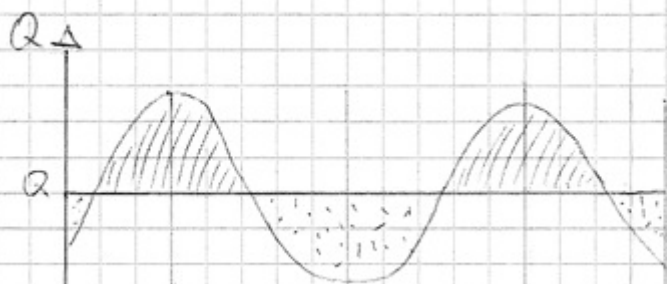


All $\uparrow Q$ una piccola Q
in $+$ e con alti bruci.

IMPIANTI CON SERBATOIO

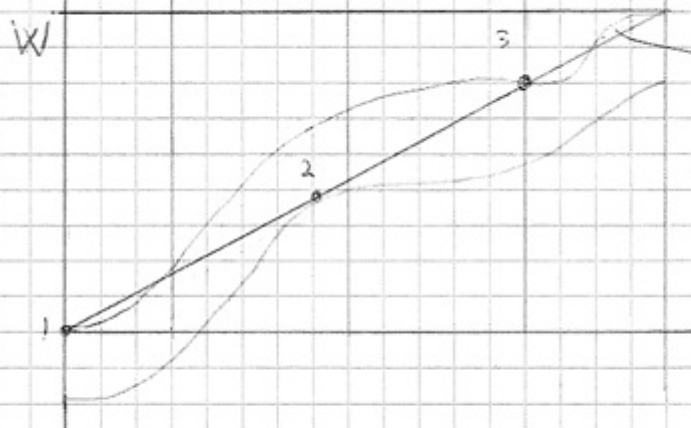
3 Problemi:

- dimensionare il serbatoio (senza erogatore, sopravalvatura Q in ingresso)
- le fluenze dal serbatoio, erogazione
- gestione; progetto \times certi obiettivi con cond. medie, in esercizio mi devo soffermare alle portate. Devo operare a seconda V iniettata nel serb. al momento e time probabili che mi max. necessari.



For. Voglio una \bar{Q} .
 A volte eroga il a volte
 ho acqua in + =

↓
 Rende tangenti
 curve DEFLOSSI
 e DEFLOSSI
 traslazionale

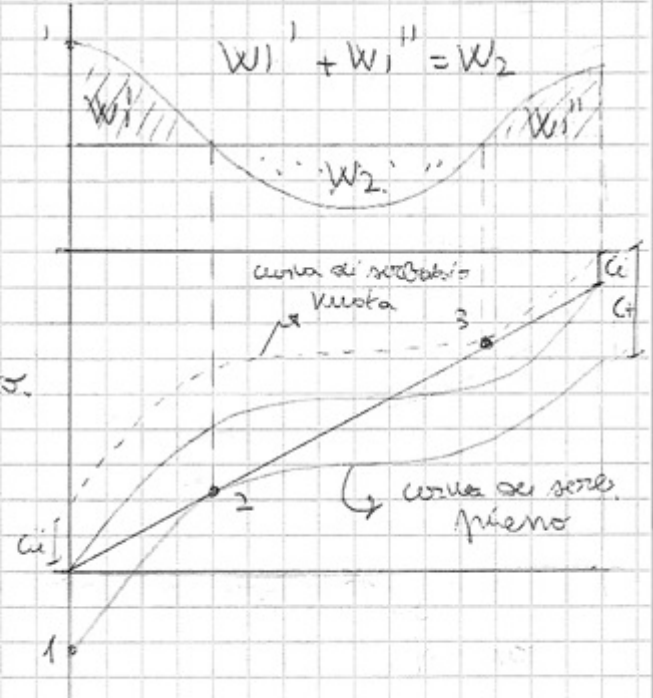


curva integrale
 sopra DEFLOSSI
 C. i. di DEFLOSSI

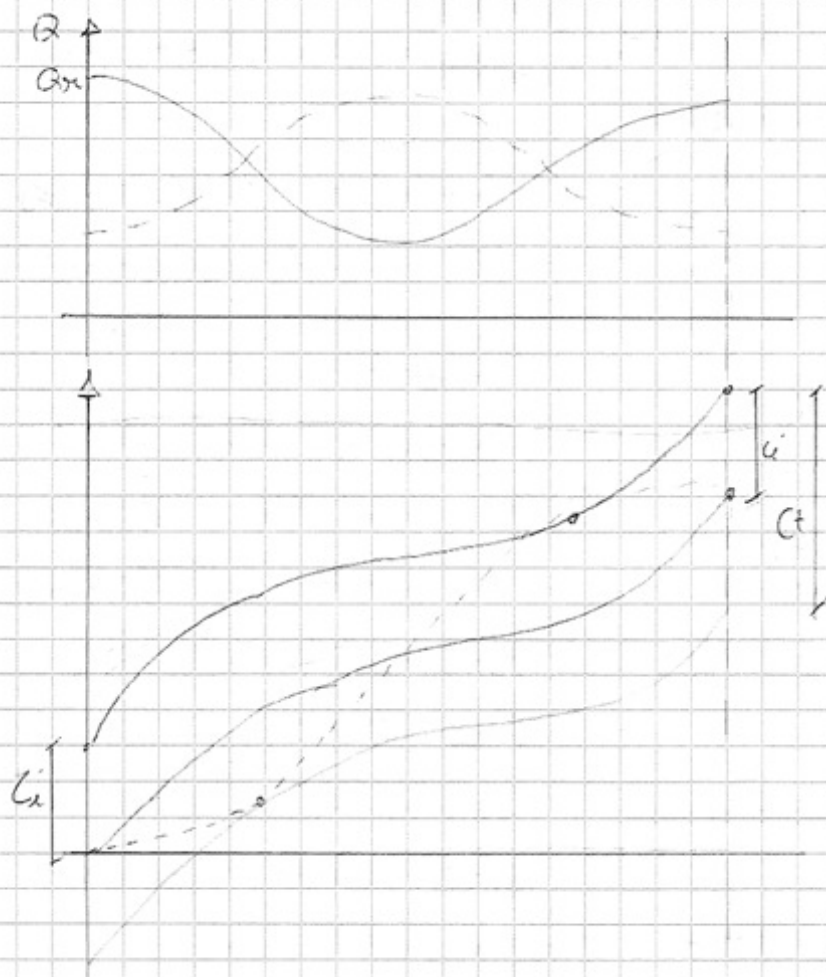
- 1) All' inizio eroga meno
 e serb. si riempie
- 2) $\Delta w < \Delta w_{derivati}$ e

quindi vuoto il serb.
 fino a 3); poi inizia a
 riempirsi

la capacità totale serbatoio
 C_t e C_i (che avevo) +
 quello che è stato imbevuto.
 W necessario e traslazione
 totale delle 2 curve



(→)



Conv. legge di
derivatione NON costante
(Q bassi \Rightarrow rimpicci
d'estate con i. serbatoi
curva domanda $e' \approx$
OPPOSTA a disponibilit )

↓
Cmq x la capacit 
anche qui va fatta
la traslazione.

↓
Diverso valido x
vali grandi, anche
facilmente sbarabili

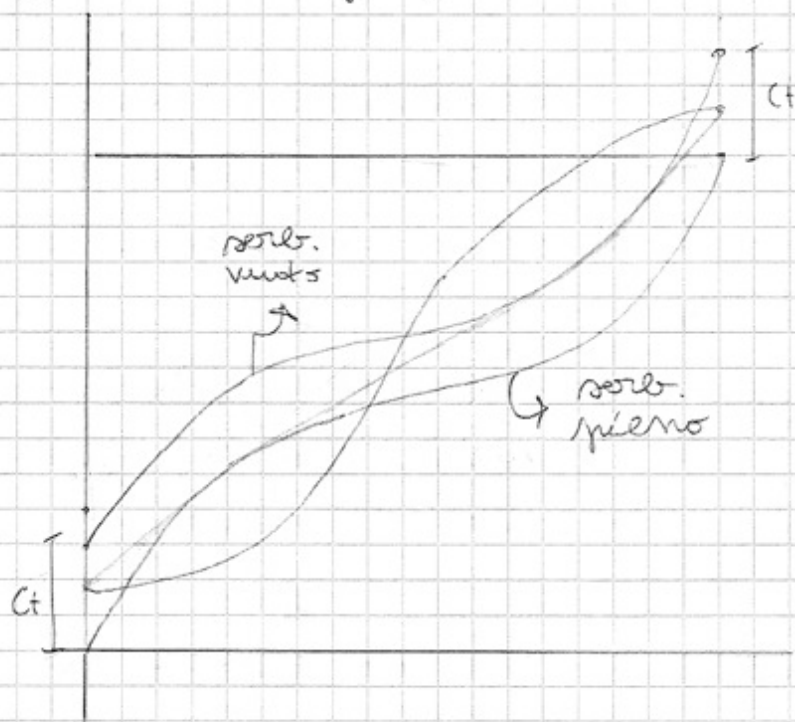
e quindi grandi capacit  da inviare

Operatione si puo' fare su + anni se ad ex. m. mo
de comuni overano ecc... Serbatoi fa Regulation
PLURIENNALE (W ancora maggiori ma anche evapora)
TUS in generale e DIFFICILE costruire un serb. grande
/ da soddisfare legge desiderata \Rightarrow problema
non e' il dimensionamento. Ex ho limite a
quota diga (per la portata ecc...). Dev' essere
devotamente. Ecco legge di derivatione fattibile
che miglior approssima quella cercata.

↓
Q che dev' essere avere il minimo scarto

□ meglio risp. a quelle volute. Problema di
OTTIMIZZAZIONE VINCOLATA, trovare VAR che minimizzano (11)

f. obiettivo. Imporre vincoli (limite svuot. o riemp.)
 I metodo grafico x risolvere:



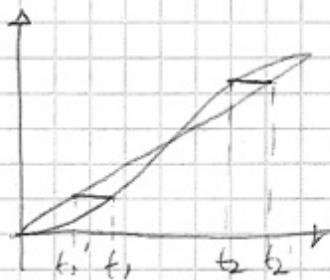
Curva di derivazione
 che non va bene
 ↓
 Non ottenibile
 legge a Q cost.
 Si dim. che legge
 ottimale si ricava
 dalla REGOLA DEL
 FILO TESO

Con le 2 curve di
 svuot. come "guide

"rilevato", curva e filo teso tra 2 estremi.

Se Voglio una legge di derivazione diversa?

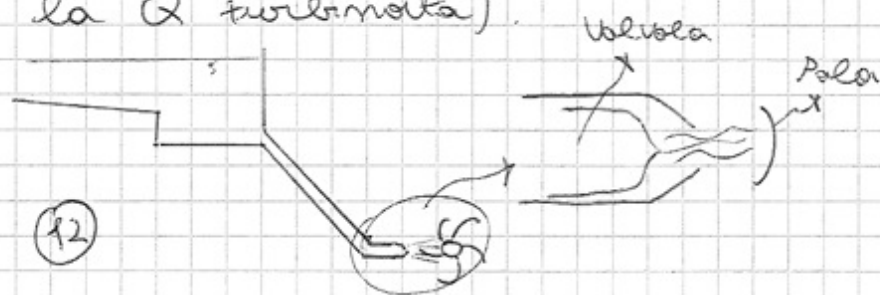
Trasformo scala dei tempi x trasformare curva
 in retta (come quella di Q cost.)



8/10/07

TURBINE

Conr. turbine di tipo azionarie che funzionano con
 basse Q e salto molto alto (> e' il salto, > e
 la Q turbinata).



Le turbine fun-
 zionano a GETTO,
 cioè l'acqua
 esce con gran

forza della condotta forata ed il suo getto fa girare le pale della turbina.

I fattori che contano nella progettazione e nel dimensionamento della turbina α del salto e della Q .

La forma delle pale della turbina e' / da generare il minimo delle perdite locali di carico. In realtà nella costruzione della turbina da fine '800 a inizio '900 la forma era su base EMPIRICA. Molti modelli sono stati costruiti su modelli.

Oggi \exists delle tabelle che forniscono forma e tipo di turbina da impiegare a Q e carico.

Carico e Q si combinano nel dare un NUMERO DI GIRI CARATTERISTICO il cui valore determina il tipo di turbina.

\exists 2 categorie:

- TURBINE AD AZIONE: grandi carichi e basse portate. Azionate da un getto d'acqua a pressione atmosferica che spinge la pala da un solo lato. I turati sono le PELTON
- TURBINE A REAZIONE: basse / grandi carichi e grandi / basse portate, funzionano come le ali dell'aereo. L'acqua delle reattori il più attaccato possibile alla pala evitando quindi turbolenze. L'acqua scade in entrambi i lati, si produce una differenza di pressione e quindi la pala gira.

Questi due tipi di turbine sono nella sala in punti opposti. I Pelton sono ad un estremo \Rightarrow grandi Q , basse H . Le turbine a reazione funzionano anche con le stesse portate delle PELTON ma con grandi $\textcircled{13}$

Coriche, oppure con granoli portata e bari corichi

Le Pelton sono quindi tutte analoghe. Quelle a Reazione hanno, al contrario, una grande variabilità.

Vi trovo le n. di più caratteristiche:

Ho 2 turbine geometricamente simili $\frac{l_1}{l_2} = \lambda$ e ho anche una similitudine cinematica $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \tau$ e meccanica $\frac{m_1}{m_2} = \mu$

Se valgono le 3 similitudini vale anche $\frac{F_1}{F_2} = \lambda \tau^{-2} \mu$

Quando abbiamo sotto similitudine dobbiamo tener conto che la gravità è uguale in entrambi i sistemi: $\lambda \tau^{-2} = 1$ si deriva che $\frac{F_1}{F_2} = \varphi = \mu \Rightarrow \tau = \lambda^{1/2}$

Nelle macchine idrauliche le "forze" prevalenti sono le pressioni, il rapporto fra le pressioni è $\frac{\varphi}{\lambda^2}$

Il liquido usato è solitamente identico (acqua-acqua), la densità è la stessa quindi:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{L_1}{L_2} = \lambda; \quad \frac{\varphi}{\lambda^2} = \lambda \quad \text{ma} \quad \frac{m_1}{m_2} = \mu = \lambda^3$$

In realtà, però, le forze di massa sono TRASCURABILI dato che le masse sono relativamente piccole rispetto alle pressioni. Le pressioni d'oli corichi e consideriamo

$\alpha = \frac{H_1}{H_2}$ rapporto α da quello della lunghezza. Quindi $\varphi = \alpha \cdot \lambda^2 = \lambda \tau^{-2} \mu^{1/3} \Rightarrow \alpha \lambda^2 = \lambda^4 \tau^{-2} \rightarrow \alpha = \lambda^2 \tau^{-2}$ e $\tau = \lambda \alpha^{1/2}$

Le turbine sono mandate ad un certo n. di giri (giro / tempo). Il n. di giri ω della

FREQUENZA della corrente e dei poli dell'alternatore.

$$[n \text{ giri}] = \tau^{-1}; \quad \tau^{-1} = \lambda^{-1} \alpha^{1/2} \Rightarrow \lambda \tau^{-1} = \alpha^{1/2}$$

Questa relazione ci dice infatti che la VELOCITA' di carico (tramite $2g$) \Rightarrow VELOCITA' TORRICELLIANA $V_T = \sqrt{2gH}$.

Come detto ho 2 turbine. Conoscero il DIAMETRO
Come caratteristica della lunghezza; le turbine hanno
un carico H e n. di giri ω :

D_1, D_2

H_1, H_2

ω_1, ω_2

Similitudine meccanica:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{H_1^{1/2}}{H_2^{1/2}}$$

Si conoscano anche la PORTATA: $\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right); Q = \lambda^3 \tau^{-1} = \lambda^2 \alpha^{1/2}$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2} \frac{H_1^{1/2}}{H_2^{1/2}}$$

Unendo le 2
espressioni si ha:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Q_2^{1/2}}{Q_1^{1/2}} \frac{H_1^{3/4}}{H_2^{3/4}}$$

CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO IN SIMILITUDINE

IN UN CASO GRAVITAZIONALE - entrambe usano ACQUA
Carico e Portata operano in verso opposto.

Le N DI GIRI SPECIFICO (ω_s) di una turbina e' il n. di
giri a cui gira una turbina con Q e H unitari.

$$Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}; H_1 = 1 \text{ m}; \omega_N = \omega_T$$

Se ho Q e H , $\rightarrow \omega_N = \frac{\omega_T}{H^{3/4}} \frac{Q^{1/2}}{H^{1/4}}$

N DI GIRI EFFETTIVO:

Dato il ω_N di una turbina si ha

$$\omega_T = \omega_N \frac{H^{3/4}}{Q^{1/2}}$$

N DI GIRI CARATTERISTICO:

$$\omega_c = \omega_T \frac{N^{1/2}}{H^{5/4}}; Q = \frac{N}{\gamma g H} \Rightarrow$$

$$\omega_c = \omega_T \frac{(\gamma g Q H)^{1/2}}{H^{5/4}} = \omega_N (\gamma g)^{1/2} \rightarrow \boxed{\omega_c = \omega_N (\gamma g)^{1/2}}$$

Le m° di giri d dall' alternatore \Rightarrow dato ω_c volo
nelle tabelle e trovo la turbina.

Le turbine ad azione hanno ω_c basso.

$$\omega_c = 100 \div 1000 \text{ ELICHE} = \text{TURBINE VELOCI}$$

ω_c basso = TURBINE LENTE, dato che $Q=1, H=1 \Rightarrow$ almeno m. giri
basso

Difatti nelle turbine ad azione il getto e' velocissimo,
per mantenere costante la Velocita' di Rotazione
della turbina che deve essere lenta.

Nel caso di bam corti le Velocita' sono basse
e quindi la turbina deve essere veloce.

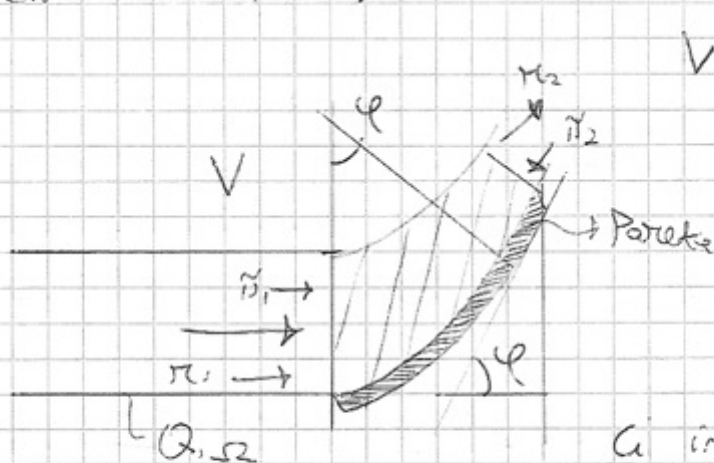
Si sceglie quindi una turbina in base al range
di m° caratteristico entro il quale η e' alto.

Nelle tabelle si deve porre attenzione all'unita'

con cui e' espressa la POTENZA: spesso e' espressa in
kg·m/s, data e' esposta infatti.

$$N = \frac{\gamma Q H \eta}{75} \quad [\text{CV}] \quad \frac{\text{CV}}{H} = \frac{102}{75}$$

GETTO SU PALA FISSA



$$V = \frac{Q}{s}$$

Il getto si devia
con angolo φ
la parete e' fissa.

Calcolo la SPINTA:

$$\vec{G} - \vec{I} + \vec{M}_1 - \vec{M}_2 = 0$$

ci interessa il volume control

la pala. Conr. moto permanente ($\vec{I} = 0$)

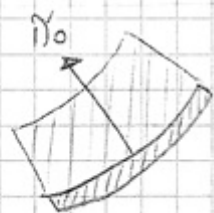
(16) Per Velocita' alte \vec{G} non si considera.

$$\vec{\Pi}_1 + \vec{\Pi}_2 + \vec{\Pi}_0 = 0$$

$\vec{\Pi}_0$ $\begin{cases} \rightarrow$ contatto con la pala
 \rightarrow parte a contatto con l'atmosfera = 0

$\vec{\Pi}_1$: faccia entrante = 0
 $\vec{\Pi}_2$: " uscente = 0 } $P = P_{atm}$

$\vec{\Pi}_0 = -\vec{S}$; $\begin{cases} \Pi_1 = p Q V \\ \Pi_2 = p Q V \end{cases}$ } l'acqua non rallenta,
ma devia solamente



$$\vec{\Pi}_0 = \vec{\Pi}_1 + \vec{\Pi}_2$$

$$\begin{aligned} \Pi_{0x} &= p Q V (1 - \sin \varphi) \\ \Pi_{0y} &= p Q V (\sin \varphi) \end{aligned} \rightarrow S = p Q V (1 - \cos \varphi)$$

Sotto l'ipotesi di PALA FISSA $N = S V = 0$.

la pala deve muoversi:

$$\begin{aligned} \varphi = 90^\circ &\rightarrow S = p Q V & \varphi = 180^\circ &\rightarrow S = S_{max} = 2 p Q V \\ \varphi = 0^\circ &\rightarrow S = 0 \end{aligned}$$

$$S = \rho \Omega V^2 (1 - \cos \varphi) \quad \text{massima con } \varphi = 180^\circ$$

10/10/2007

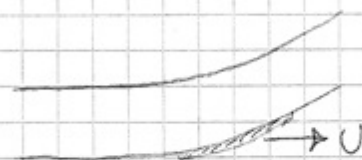
e quindi pari a $S = 2\rho \Omega V^2$

SPINTA SU PALA MOBILE

Pala con velocità U

V , velocità del getto. Se $U=V$ non c'è

spinta, quindi si ha:



$$S = \rho \Omega (V - U)^2 (1 - \cos \varphi) \quad \text{e con } \varphi = 180^\circ \text{ ho } \underline{S = 2\rho \Omega (V - U)^2}$$

È la potenza $N = S \cdot U$

la pot. della corrente [cinetica] è $N_c = \frac{1}{2} \rho Q V^2$

$$\text{Il rendimento idraulico è } \eta = \frac{2\rho \Omega (V - U)^2 \cdot U}{\frac{1}{2} \rho Q V^2} = \frac{4\rho \Omega (V - U)^2 U}{\rho V^3 \Omega} =$$

$$= \frac{4U(V - U)^2}{V^3}$$

La V è solo del corso (torricelliano, $V = \sqrt{2gh}$), non possiamo modificarla.

la velocità ottimale della pala è pari a $\underline{U_{opt} = V/3}$

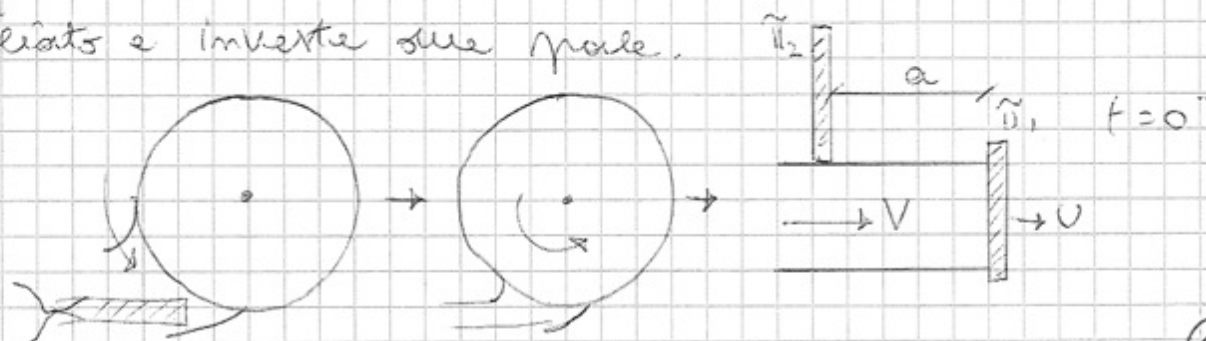
Pero il getto non colpisce impolarmente la pala, ma colpisce 2!

15/10/2007

Il problema ora non è risolto non si applica

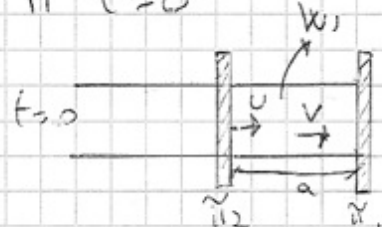
precisamente il modello di una RUOTA PELTON.

Di fatti il getto investe due pale contemporaneamente, ho quindi, brevi intervalli di tempo in cui il getto è tagliato e investe due pale.



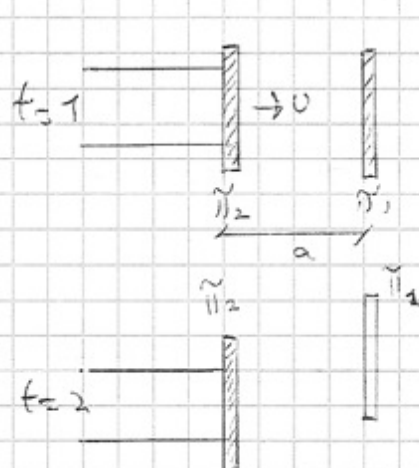
Schematizzo la pala come delle portate (in realtà sono curve). Le pale ($\tilde{\Pi}_1$ e $\tilde{\Pi}_2$) hanno velocità U ed il getto velocità V ($U < V$)

A $t=0^+$



Il getto è intercettato da $\tilde{\Pi}_2$ quindi a $\tilde{\Pi}_2$ arriva un getto di volume finito che diminuisce (W_1)

Al $t=t_1$ il getto su $\tilde{\Pi}_1$ è nullo. Ne deduco che



$$t_1 = \frac{a}{V-U} \rightarrow W_1 = \Omega a = \Omega (V-U) t_1$$

Su t_2 il ciclo è completo. $\tilde{\Pi}_2$ è al posto di $\tilde{\Pi}_1$.

$$t_2 = \frac{a}{U}, \quad W_2 = \Omega (V-U) t_2$$

Volume che ha agito in un tempo t_2 sulla pala $\tilde{\Pi}_2$

Il ciclo si ripete uguale a se stesso, quindi la portata media che investe 2 pale in un tempo t_2 è $\bar{Q} = \frac{W_1 + W_2}{t_2}$ → la portata non è costante e quindi considero quella media

$$\text{Sostituendo } Q_{\text{media}} = \frac{W_1 + W_2}{t_2} = \Omega (V-U) \frac{t_1 + t_2}{t_2} \rightarrow$$

$$\frac{\frac{a}{(V-U)} + \frac{a}{U}}{\frac{a}{U}} = \Omega (V-U) \left(\frac{\frac{1}{(V-U)} + \frac{1}{U}}{\frac{1}{U}} \right) = \frac{U}{V-U} + 1 = \frac{U + V - U}{V-U} =$$

$$= \frac{\Omega (V \cdot U) V}{V-U} \Rightarrow Q_{\text{media}} = \Omega V$$

Possò quindi calcolare la spinta e la potenza



$$S = 2 \rho Q (V-U); \quad \alpha = 180^\circ \Rightarrow 2 \rho \Omega V (V-U)$$

$$N = S U = 2 \rho \bar{Q} (V-U) = 2 \rho \Omega V (V-U) U$$

$$\eta_i = \frac{4U(V-U)}{V^2} \quad \text{La potenza è} \quad \begin{matrix} U=0 \\ V=U \end{matrix}$$

Trovo il massimo:

$$\frac{d\eta_i}{dU} = 0 \Rightarrow U_{\text{opt}} = 0,5V$$

L'altro considerazione che il getto immette due poli porta ad una nuova soluzione

da cui

$$N = \cancel{2} P \cdot 0,5V^2 \cdot 0,5V = \frac{P \cdot 2V^3}{2} = \text{POTENZA CINETICA del GETTO} = \text{POTENZA RUOTA}$$

$$\text{Essendo } N_{\text{ruota}} = N_{\text{P.C. GETTO}} \Rightarrow \eta = 1$$

$\eta_{\text{Cin}} \approx 0,9$

Rendimento teorico, infatti $\alpha \neq 180^\circ$ e ho altre perdite

DIMENSIONAMENTO DELLA TURBINA

la velocità del getto è pari a quella teorica $V = \sqrt{2gH}$

$$\text{da cui} \quad N = \frac{P \cdot 2V \cdot V^2}{2} = \frac{P \cdot 2 \cdot 2gH \cdot V}{2} = \frac{P \cdot g \cdot 2H}{1000} \quad [\text{kW}]$$

la ruota, come visto, ha una velocità vincolata $U = 0,5V$

la corrente da produrre è di tipo alternata, con frequenza $f = 50 \text{ Hz} = 50 \frac{1}{\text{sec}}$ e quindi la turbina gira con $\omega_a = 60 \cdot f$ [giri/minuti].

la rotazione della turbina ω è quella dell'alternatore.

Il N° di poli determina la velocità meccanica alla produzione

$$n_{\text{poli}} = P. \text{ I poli vanno in coppia } \Rightarrow \omega_a = \frac{60 \cdot f}{P/2} = \frac{120 \cdot f}{P}$$

L'ideale è quindi che la turbina giri con la stessa velocità dell'alternatore $\omega_a = \omega$; se questo non è possibile posso usare un moltiplicatore (MURGE)

$\omega_t = \frac{\omega_a}{n}$, l'introduzione di n introduce la presenza di un nuovo organo che inoltre fa perdere carico.

Devo quindi capire se e quanti giri turbina posso avere.

Si deriva che $\omega_c = \omega_t \frac{(N/m_t)^{1/2}}{H^{3/4}} \times n \text{ turbine}$

Nota $N = \rho g Q H$, conosco H e ω_t e trovo ω_c (ipotizzo $m_t = 1$)

È comunque consigliabile avere una sola turbina per motivi vari (manutenzione), un maggior numero di macchine fa diminuire ω_c . Il rapporto è $\sqrt{\eta_t}$.

Devo anche considerare il n dei getti.

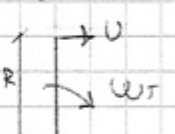
$$\omega_c = \omega_t \frac{\left(\frac{N}{m_g \cdot m_t}\right)^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Le Pelton sono più semplici e quindi preferibili da installare.

Posso quindi dimensionare la ruota. La velocità delle pale in realtà è la velocità periferica della turbina: $V = \sqrt{2gH}$ già calcolate tutte le perdite $U = 0.95V$

Solitamente $V = \mu \sqrt{2gH}$ con $\mu = \text{coeff. di efflusso}$ (perdita allo sbocco) $\mu \approx 0.91/0.99$

$U = (K_u) \cdot V \rightarrow K_u \approx 0.5$ (come visto) dato che la deviazione non è di 180° , $K_u = 0.44 \div 0.47$; il costruttore ci fornisce il K_u .

Trovo ω_t :  $C_{tr} = 2\pi R$; $U = 2\pi R \omega_t = \pi D \omega_t$ → diametro

$$D = \frac{U}{\pi \omega_t}; \quad \omega_t [\text{giri/minuto}] \Rightarrow \frac{\omega_t}{60} [\text{giri/sec}]$$

$$D = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot \omega_t} \rightarrow \text{DIAMETRO DELLA TURBINA}$$

È molto importante il DIAMETRO DEL GETTO.

$$Q = \Omega V \Rightarrow \Omega = \frac{Q}{V} = \pi \frac{d^2}{4} \rightarrow \text{diam. getto}$$

$$d = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{V}} \rightarrow Q \text{ del getto} \Rightarrow Q / \text{mg} \cdot \text{mt}$$

Quindi:

$$d = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{V \cdot \text{mg} \cdot \text{mt}}}$$

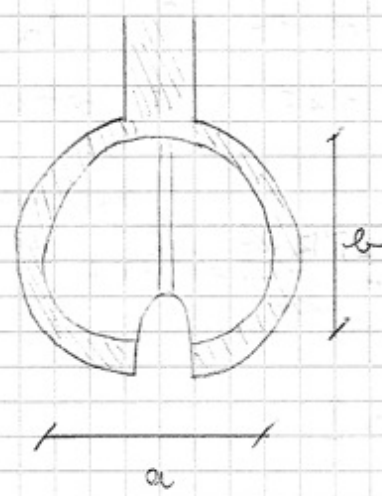
Per un buon funzionamento $\frac{d}{D} \approx \frac{\omega_c}{250 \sqrt{\text{mg} \cdot \text{mt}}}$

$$[\omega_c] = \omega_c \left(\frac{N / \text{mg} \cdot \text{mt}}{H^{5/4}} \right)^{1/2}$$

Il rapporto delle tornate:

$$\frac{d}{D} \approx \frac{\omega_c}{250 \sqrt{\text{mg}}}$$

Vanno dimensionate anche le pale.

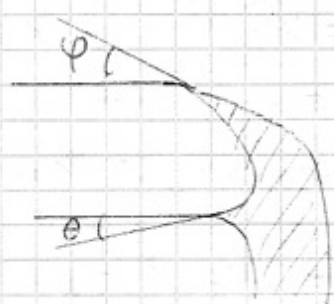


$$Q = 3 \div 3,5 \text{ (a)}$$

$$b = 0,7 \div 0,9 a$$

$$\Theta = 12^\circ \div 15^\circ$$

$$\varphi = 7^\circ \div 12^\circ$$



\rightarrow distanza tra le pale, $< \varphi$

$$m_p = m^{\circ} \text{ pie } = \frac{D}{65} \Rightarrow \text{si considera il multiplo di 4 pieci piccolo}$$

INSTALLAZIONE DI UNA TURBINA PELTON

Solitamente (soprattutto se ad un getto) le Pelton si installano con ASSE ORIZZONTALE. L'acqua lascia la presa praticamente con velocità nulla (una è quello che vogliamo);

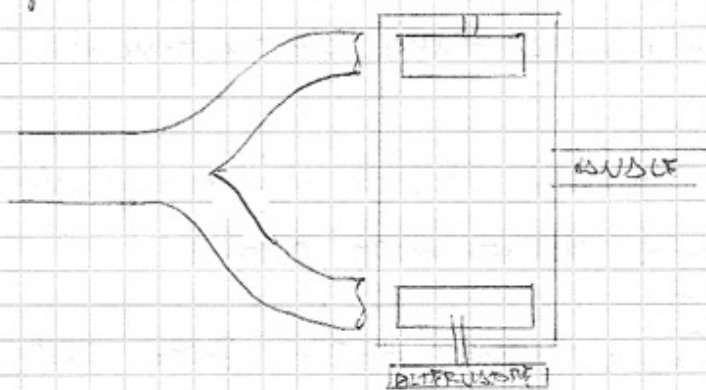
l'acqua cade quindi verticalmente verso il basso. Devo considerare le tratt. nel corso d'acqua di restituzione, non vogliamo che

l'acqua nello scarico tocchi la turbina.

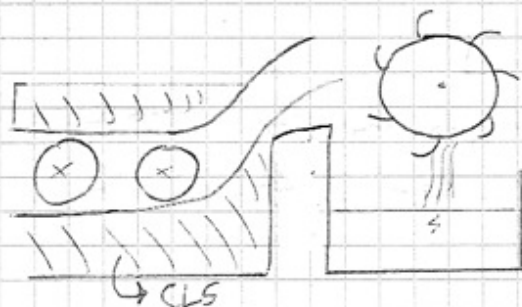
Nota il massimo livello a valle prendo un franco e ho risolto.

A monte della turbina ho altri problemi.

Ogni turbina ha il suo alternatore:



Devo avere le VALVOLE a monte della turbina. E' inoltre presente un cavo ponte per l'installazione di uno sporto x il trasporto dei carichi.



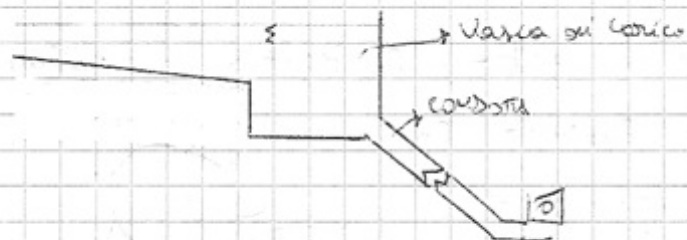
Sia la consolle che la turbina devono essere ancorate nel C.L.S.

Inoltre sarà presente un trasformatore - innalzatore

Dimensionato e l'impianto, concluso verifiche sui fenomeni di

MOTO VARIO, in PRESSIONE e a SUP. LIBERA

PROBLEMI DI MOTO VARIO



Al momento della chiusura
nel canale ho fenomeno
di moto vario a sup. libera
All'interno condotta ho moto
VARIO ELASTICO

Consideriamo un 20% d'aumento di pressione nelle condotte
durante il moto vario per non fare calcoli di < economia
Al momento del distacco le tegole devia e acqua, non
continuare a bruciarla o no.

Chiudo quindi l'otturatore della condotta; la
velocità di chiusura è legata alla derivata di fase
del moto vario.

Se $t_c >$ durata di fase ho una \downarrow delle sovrappressioni
all'aumentare del t_c .

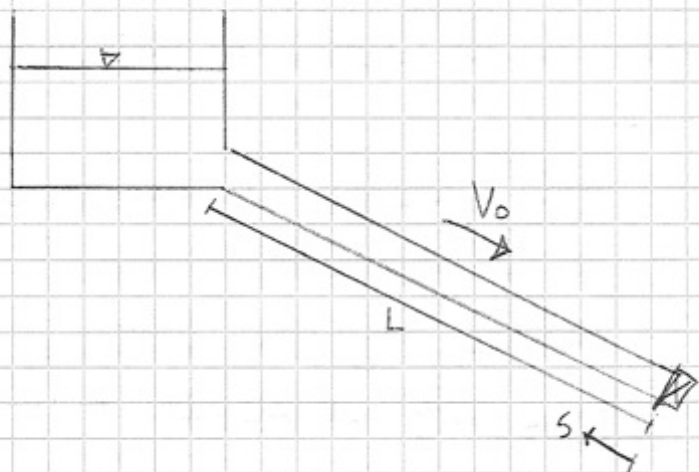
Devo trovare tanti t_c fino a trovare il 20% di sovrappressione
Questo in realtà è legato ai valori dell'acqua

La normativa afferma che se non voglio fare calcoli
di moto vario negli A.C. (condotti) devo considerare le
20% in più nelle max. Δp

Se all'esterno considerato un impianto con serbatoio
sistemo considerare anche il tratto piezometrico.

MOTO VARIO ELASTICO

22/10/07



(w): sez. costante.

Se costante rigida, facciamo chiusura istantanea



A $x=0$ acqua ferma, in $x=dx$ si muove con V_0

(acqua comprimibile). Si avrà una var. della q. di moto $\Delta H = -p w dx V_0$. ^[eq. conserv. q. di moto] C'è impulso $\Delta I = -w \Delta p \cdot dx$ $P_{t,x}$ è la press. al tempo t in ascissa x , allora $\Delta p = P_{t,x} - P_{0,0}$. Uguagliando si ha $\Delta p = \rho V_0 \frac{dx}{dt}$ tempo in cui x è diventato dx . Acqua ferma a sez. minima $\rightarrow C$: velocità di propag. perturbazione. $\Delta p = \rho \cdot V_0 \cdot C$

Applichiamo eq. contr. energia.

$$\Delta E = \frac{1}{2} \rho w dx V_0^2; \Delta L = \frac{1}{2} \Delta p \cdot w \cdot E$$

Si conserva la massa nell'elemento Δx :

$$\Delta \left(\rho \frac{w dx}{w} \right) = \rho w E + w dx \Delta p = 0$$

$$E = -\frac{\Delta p}{\rho} dx = -\alpha \Delta p dx \text{ con } \alpha = \text{coeff. di comprimibilità:} \\ \text{ta' cubica} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dp}$$

Si valuta accorciamento elemento dx .

$$\Delta L = \frac{1}{2} \Delta p^2 w \alpha dx; \Delta E = \Delta L \Rightarrow \frac{1}{2} \Delta p \cdot w \cdot E = \frac{1}{2} \Delta p^2 w \alpha dx$$

$$\Delta p = V_0 \sqrt{\frac{\rho}{\alpha}}$$

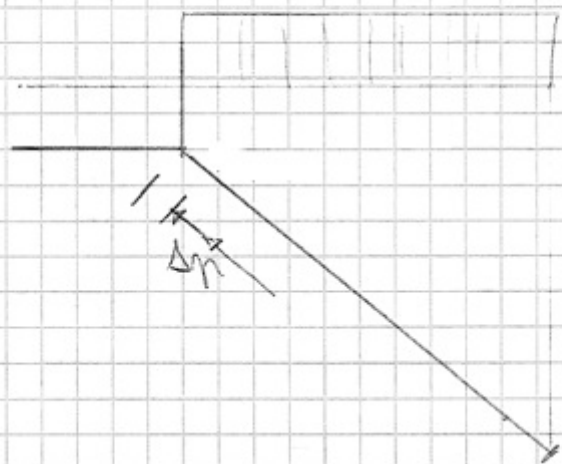
$$C = \frac{1}{\sqrt{\alpha \rho}}$$

\rightarrow calcoliamo la C con cui viaggia la

sovrapressione.

$C \approx 1300 \frac{m}{s}$; $Conr V_0 \approx 1 m/s$ (molto comune) in

ha $\Delta p = 140000 kg/m^2$ (140 m d'acqua di pressione!)

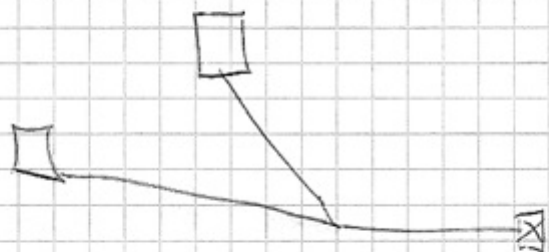


Δp annulla al serbatoio e si cancella man mano che V_0 aumenta, fino all'otturatore. \times
All'otturatore si abbia

$V_0 \times$ fenomeno inverso

Parte depressione verso monte (otturatore fermo). Al serbatoio ho $\Delta p < 0$ V_0 idrostatica \Rightarrow ondata che annulla Δp e muove acqua verso il banco e si ha stessa $Mt.$ iniziale \boxtimes e ricomincia.

②: t. che ondata impiega da sezione a nomina a $\frac{L}{C}$ scelta DURATA DI FASE delle ondate $2L/C$



Δp anche in + conolotte \boxtimes anche alcuni organi (valvole, pompe...)
Prob. di geometria del

sistema. Manovre all'otturatore quasi mai (Montone), oppure non di chiusura totale (\boxtimes è prodotto del ex).
Generalizzazione: eq. del m.v.e.

• CONTINUITÀ: $\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{c^2}{g \omega} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0$

• EQ. DINAMICO: $\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{1}{g\omega} \frac{dQ}{dt} + \lambda |Q|Q = 0$

(inertie) (perdite di carico)

$C = \frac{1}{\sqrt{g(a+k)}}$ [Conoscenza ha una risposta finita]

con $k = \frac{1}{\omega} \frac{d\omega}{dP}$

Conos. al contorno:

- Dinamica:

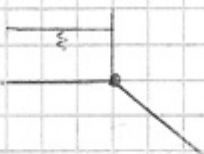
Conoscenza

$\sum_{i=1}^3 \int_i Q_i = 0$ con $\int_i = \begin{cases} 1 & \text{se entrante conoscenza} \\ -1 & \text{se uscente} \end{cases}$

Conoscenza unica ma con
caratteristiche diverse

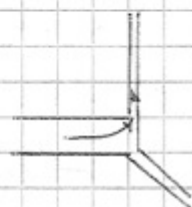
(caso degenero
di prima)

- Serbatoio di grandi
dimensioni



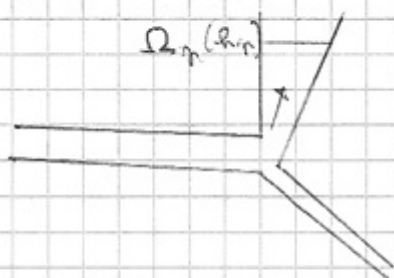
$h = \text{cost.}$

Pozzo piezometrico con
diametro troppo piccolo



→ effetto sifone
a innalzare o a
abbassare conoscenza

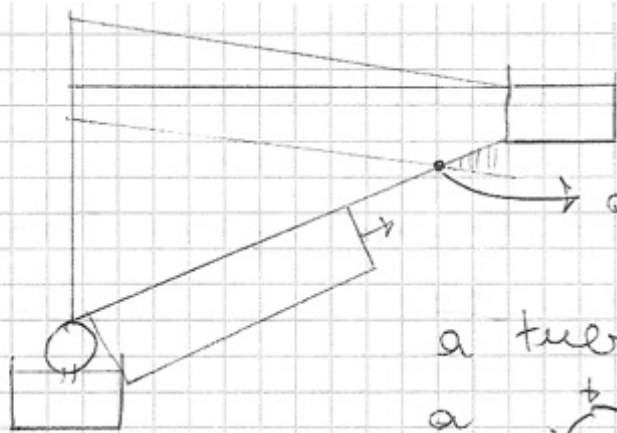
- Pozzo piezometrico:



$$\frac{dh_p}{dt} = \frac{Q_m}{Q(h_p)}$$

- VESSA D'ARIA

(→)



Es: va via corrente dalla pompa

ad un certo punto ξ taglia condotta e crea problema a turb. rotte di grande D rispetto a \rightarrow pressione esterna si ha compressione ^{come puntone} \rightarrow rimpetto

a sbandamento e la tubazione si schiaccia

Poi c'è anche riflessione e quindi $\Delta p > 0$

Si può rallentare avviata pompa con Volano con forte m. d'inerzia; ma Volano è fastidioso all'avvio della pompa.

Si può mettere posto piezometrico ma se l'impianto è $\approx 100\text{ m}$, come alta, non si può fare (anche + di 10m)

Si usano le CASSE D'ARIA, bombola riempita d'aria.

Fornisce acqua all'avvio, aria si dilata e produce

pressione. Abbassamento ξ

senza Δp (ξ è "impermeata" su nap. libera, scilla)

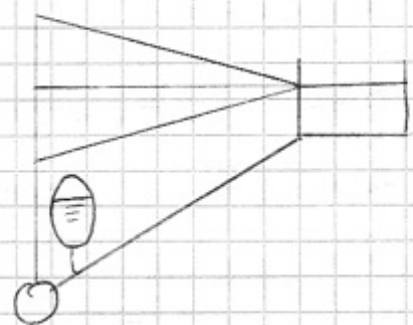
Poi col contraccolpo si riempie.

Cana d'aria la contr. nelle cond. di estremità.

$$\frac{dW(t)}{dt} = -Q_c(t).$$

Ma come varia pressione aria? Ci si riferisce a

$$(28) h^* = h + h_a$$



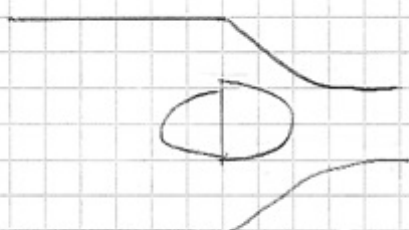
$$h^*(t) V(t)^m = h_0^* \cdot V_0^m$$

m è del tipo di trasformazione; c'è anche trasf. di temperatura. Se avviene in cond. ISOTERME allora $m=1$, ma per mantenere nella dilataz. la stessa colore dell'esterno e nella compressione il contrario. Si ha solo se tr. avviene lentamente.

Se trasf. è ADIBATICA (No scambio calore, n.m. isolato) $m = \gamma$ (a favore di sicurezza).

Poiché $V_t = V_0 \left(\frac{h_0^*}{h^*(t)} \right)^{1/m}$, si ha $\frac{dh^*}{dt} = \frac{m}{h_0^* \cdot V_0} h_0^{1/(m+1)} \cdot Q_c$

- Otturatore



$$\frac{\Omega}{\Omega_0} = \alpha$$

[grado di apertura]

$\alpha(\xi)$ è tutto ciò che modifica il grado di apertura.

Espresso sotto battente:

$$Q(t) = \int \mu \Omega \sqrt{2gh(t)}$$

$$Q_0 = \int_0 \overset{\text{coeff espresso}}{\mu_0} \cdot \Omega_0 \cdot \sqrt{2gh_0}$$

$$Q(t) = \sum \frac{\mu(\xi)}{\mu_0} \cdot \sqrt{\frac{h(t)}{h_0}} \cdot Q_0$$

$$Q(t) = \alpha(\xi) Q_0 \sqrt{\frac{h(t)}{h_0}}$$

23/10/07

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{c^2}{g\omega} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad ; \quad \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{1}{g\omega} \frac{\partial Q}{\partial t} + k Q |Q| = 0$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial t} + c \frac{\partial h}{\partial x} \right) + \left(\frac{c}{g\omega} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{c^2}{g\omega} \frac{\partial Q}{\partial x} \right) + ck Q |Q| = 0$$

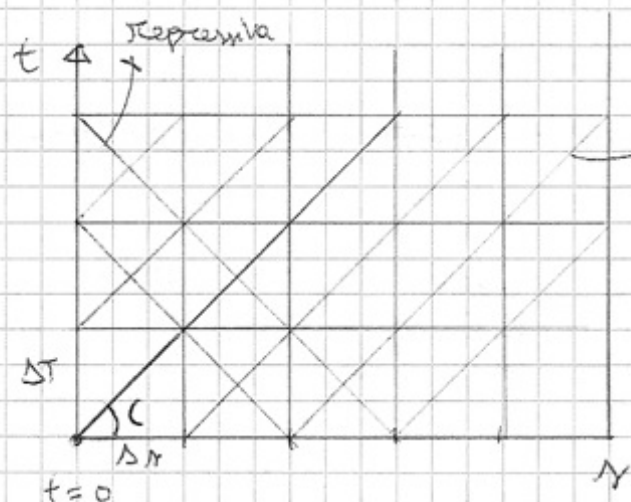
$$\left(\frac{\partial h}{\partial t} - c \frac{\partial h}{\partial x} \right) - \left(\frac{c}{g\omega} \frac{\partial Q}{\partial t} - \frac{c^2}{g\omega} \frac{\partial Q}{\partial x} \right) - ck Q |Q| = 0$$

$$\frac{dx}{dt} = \pm c \rightarrow \text{Sostituendo si ha:}$$

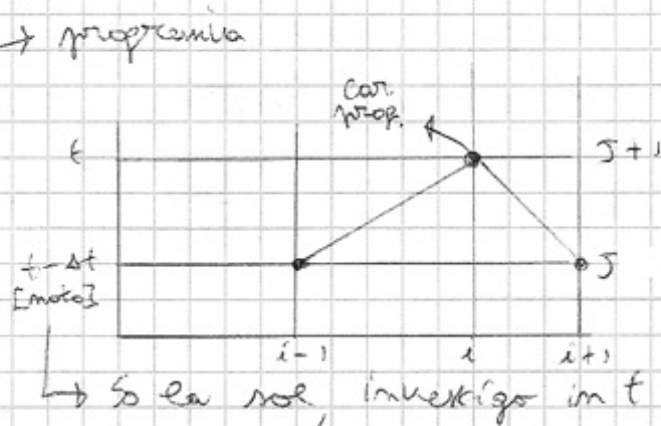
METODO DELLE CARATTERISTICHE

$$\begin{cases} \frac{dh}{dt} + \frac{c}{g w} \frac{dQ}{dt} + c h |Q| = 0 \\ \frac{dh}{dt} - \frac{c}{g w} \frac{dQ}{dt} - c h |Q| = 0 \end{cases}$$

3 linee prop. lungo
le quali dove $dt = \frac{ds}{c}$
e dove valgono le rel.



Ho proprietà di Courant



$$h_i^J = h(s_i, t_J); \quad \frac{\Delta s}{\Delta t} = c; \quad J = \frac{t}{\Delta t}; \quad i = \frac{s}{\Delta s}$$

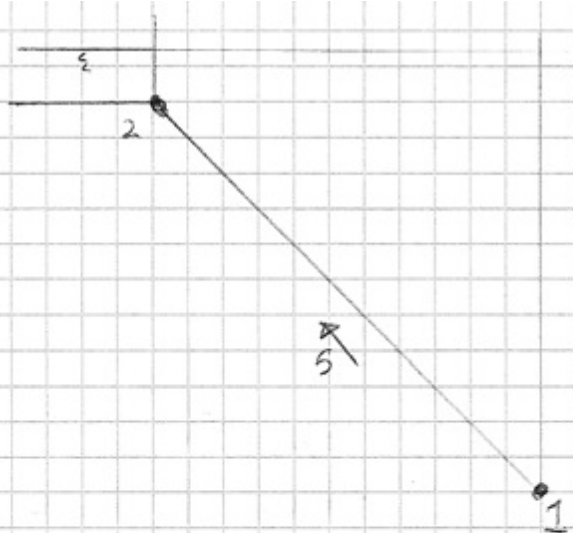
$$\begin{cases} h_i^{J+1} = h_{i-1}^J + \frac{c}{g w} (Q_i^{J+1} - Q_{i-1}^J) + \bar{c}_{i-1} \bar{h}_{i-1} |\bar{Q}_{i-1}| \bar{Q}_{i-1} \cdot \Delta t = 0 \\ h_i^{J+1} = h_{i+1}^J - \frac{c}{g w} (Q_i^{J+1} - Q_{i+1}^J) - \bar{c}_{i+1} \bar{h}_{i+1} |\bar{Q}_{i+1}| \bar{Q}_{i+1} \cdot \Delta t = 0 \end{cases}$$

Con $w = \text{cost.}$ x semplicità, con t know in ogni set.
d'andamento temporale delle Δt ; se voglio eleggi
intervalli frazionari posso corr come t iniziale dei
 t negativi (ex. $t = -0.3$) e mostrare la proprietà
Sistema due eq. due inc. lineari, 2 eq.

$$\bar{Q}_{i-1} = \frac{Q_{i-1}^J + Q_i^{J+1}}{2} \rightarrow \text{comporre l'incognita e quindi}$$

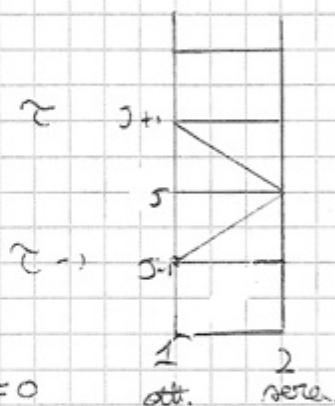
e al quoziente!

x con. possibile di carico in iterando la sol delle 2 eq.



Contr. No momento di cerniera
e i nodi 1 e 2

Spiega in relazione a tank St.



$$h_2^j - h_1^{j-1} + \frac{c}{g\omega} (Q_2^j - Q_1^{j-1}) = 0$$

$$h_0 - h_1^{j-1} + \frac{c}{g\omega} (Q_2^j - Q_1^{j-1}) = 0 \rightarrow \text{cambio di segno e nome}$$

$$h_1^{j+1} - h_0 - \frac{c}{g\omega} (Q_1^{j+1} - Q_2^j) = 0$$

$$h_1^{j+1} + h_1^{j-1} - 2h_0 - \frac{c}{g\omega} (Q_1^{j+1} - Q_1^{j-1}) = 0$$

Contr $\tau = \frac{\pi}{2}$; nelle cond in $\tau-1$; le posso conoscere in τ !

$$\boxed{h_\tau} + h_{\tau-1} - 2h_0 - \frac{c}{g\omega} (Q_\tau - Q_{\tau-1}) = 0$$

2 incognite. Manca 1 eq, ovvero la c. a contorno a valle! Abbiamo un organo che si sta chiudendo con gradualità. C'è getto all'aria.

$$\boxed{Q_\tau} = Q_0 \alpha \left(\frac{z}{z_0} \right) \sqrt{\frac{Q_0}{z_0}}$$

norm. relativa

\times V. relativa

D. getto si pone $\sigma_\tau = \frac{h_\tau - h_0}{h_0}$; $U_\tau = \frac{Q_\tau}{Q_0}$ Quindi

$$\sigma_\tau + \sigma_{\tau-1} - \frac{cQ_0}{g\omega h_0} (U_\tau - U_{\tau-1}) = 0$$

2B \leftarrow

$$U_{\tau} = \alpha(\xi_{\tau}) \cdot \sqrt{\sigma_{\tau} + 1}$$

Sostituendo

$$\left(\frac{U_{\tau}}{\alpha(\xi_{\tau})} \right)^2 - 1 = \sigma_{\tau}$$

METODO GRAFICO

$$\begin{cases} \sigma_{\tau} + \sigma_{\tau-1} - 2\beta(U_{\tau} - U_{\tau-1}) = 0 \\ \sigma_{\tau} - \frac{1}{\alpha(\xi_{\tau})^2} U_{\tau}^2 + 1 = 0 \end{cases}$$

eq. de
→ rapp. il moto

$$\sigma_{\tau} = 2\beta U_{\tau} - \sigma_{\tau-1} - 2\beta U_{\tau-1}$$

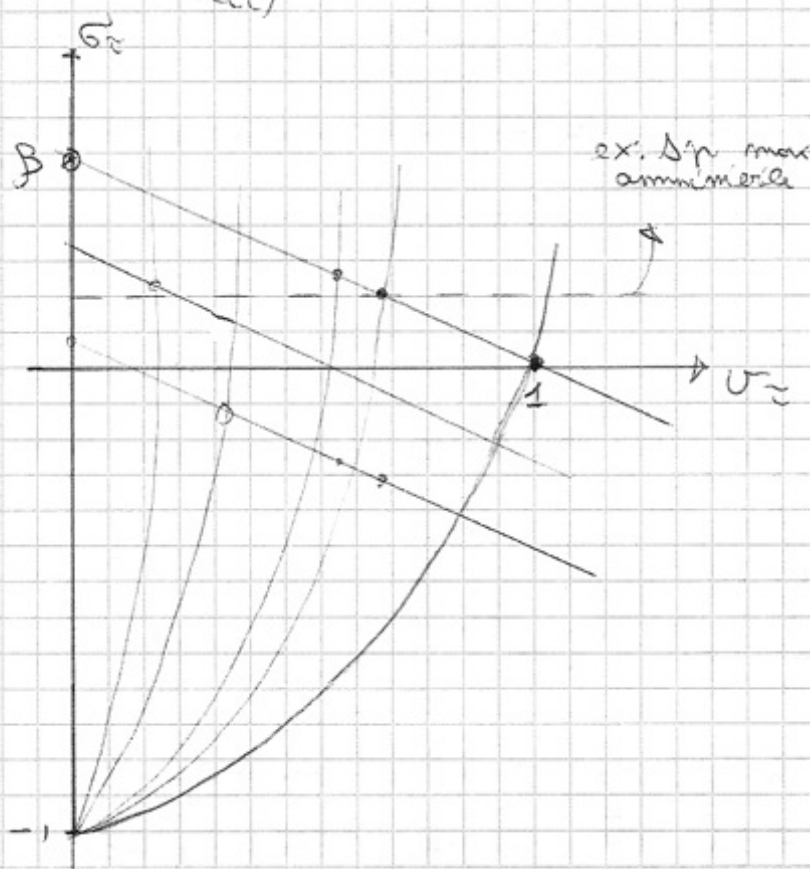
$$\beta = \frac{cQ_0}{2gWh_0} \rightarrow U_0 < 0!$$

(diretta verso il banco)

$$\sigma_{\tau} = \frac{1}{\alpha(\xi_{\tau})^2} U_{\tau}^2 - 1$$

Con $\alpha \rightarrow$ chiusura
parabola di "Kesturige"

Quando è chiuso
con $U_{\tau} = \alpha(\xi_{\tau}) \sqrt{\sigma_{\tau} + 1}$ e
 $U_{\tau} = 0$



La sol. è l'inter. tra retta dell'eq. sommario con la
C di valle all'istante τ

Se chiusura è rapida ($\tau_c < \tau = 1$) alla fine ho
 $\Delta p_{max}(\beta)$ e α di chiusura

Se avveni chiuso metà ($\alpha = 0,5$) sol. trasporta la parabola,
 Δp è ridotta.

(32) Pross: in QUANTO TEMPO viene avvenire chiusura?

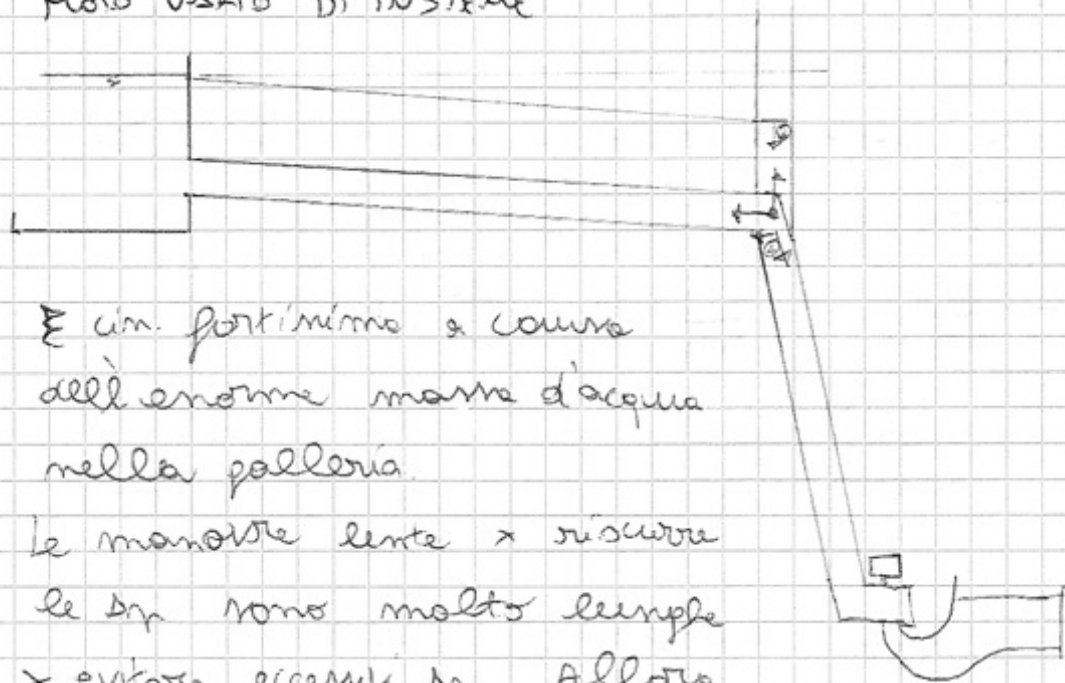
Veolo parabolica che interseca e det il τ di chiusura τ_s
non no se ho Δp oss al primo int. di chiusura.

Retta non cambia inclin ma passa x punto simmetrico
(trasliamo fino all'opposto delle σ nelle conv. di valle
e traciamo) negli istanti di chiusura)

Senza perdite di carico le Δp rimangono senza
attenuarsi mai

MOTO USATO DI INSERIRE

29/10/07



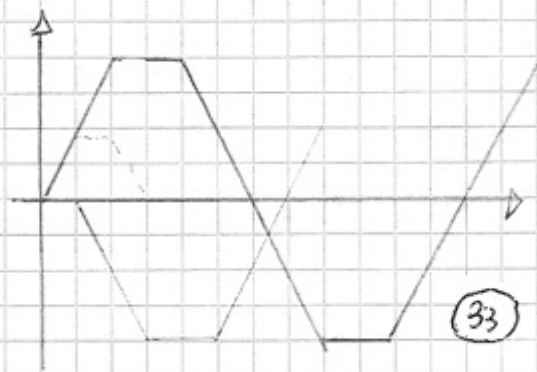
E' un fortissimo a causa
dell'enorme massa d'acqua
nella galleria.

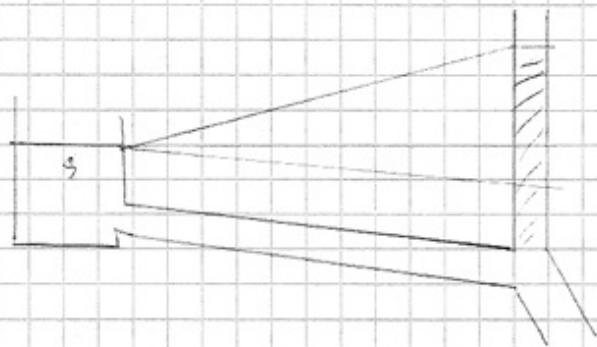
Le manovre lente x ridurre
le Δp sono molto lunghe
x evitare eccessivi Δp . Allora

x s'interrompono le condotte forzate (breve run a
galleria) con PIZZO PIETROMETRICO.

Nel momento di Δp va anche nel pizzo che x
riflette nella sup libera ②; essendo corto il
pizzo e' rapidamente l'onda \Rightarrow c'è onda in direzione
opposta moto forzato.

Tutta o gran parte dell'ecm
della galleria e' in potent.
nel pizzo piezometrico.





C'è oscillazione

(carica > me posso sum
a serbatoio)

Con il metodo della
Corratt. il calcolo è oneroso
(Vanno considerate anche

le perdite).

Immaginiamo che acqua sia incompressibile e perfetta rigida
(vero, cosa di Δp molto bassa).

Quindi eq. moto Varis \propto trasformiamo in eq. alle
derivate totali (E.D.O.)

$$\text{La: } \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{c^2}{gW} \frac{\partial Q}{\partial r} = 0 \quad ; \quad \frac{\partial h}{\partial r} + \frac{1}{gW} \frac{\partial Q}{\partial t} + K Q |Q| = 0$$

[CONT.] [DINAM.]

$$C = \frac{1}{\sqrt{P(1+K)}}$$

Con le nuove ipotesi $K=0$ e $C \rightarrow \infty$

D.V.E. ha tempi molto brevi risp. a oscill. di massa.

La cont. è valida solo se $\frac{\partial Q}{\partial r} \approx 0$ (tipico dei moti

permanenti). Quindi

$$\frac{\partial h}{\partial r} + \frac{1}{gW} \left[\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial r} \frac{dr}{dt} \right] + K Q |Q| = 0 \quad \text{Imponendo } W \text{ costante.}$$

$\frac{dr}{dt}$

$$\boxed{\frac{\partial h}{\partial r} + \frac{1}{g} \frac{dv}{dt} + K V |V| = 0}$$

(34)

$$\frac{\partial h}{\partial x} = (h - h_r) / L$$

nel pozzo

alt. nel serbatoio, costante

$$\frac{h - h_r}{L} + \frac{1}{g} \frac{dV}{dt} + k V / |V| = 0 \rightarrow \text{E.D.O.}$$

Metodo esplicito x risolverla!

$$dV(t) = -g \left[\frac{h - h_r}{L} + k V / |V| \right] dt$$

$$\Delta V(t) = -g \left[\frac{h - h_r}{L} + k V / |V| \right] \Delta t \rightarrow \text{risolvere probl. x piccoli } \Delta t$$

La corsa del valle u scie come acqua si immette nel pozzo.

$$\frac{dh_p}{dt} = \frac{Q_p}{\Omega(h_p)} \rightarrow \Delta h_p = \frac{Q_p}{\Omega(h_p)} \Delta t$$

La portata nel pozzo quella in galleria - condotta

$$Q_p = \omega V - Q_c$$

La condotta la riserva, ovvero la corsa al contorno $Q_c(t)$.

Se sistema e a regime e in moto permanente Quindi

$(h - h_r) / L = \xi$, uguali alle portate di carico $\Rightarrow \Delta V(t) = 0$
(velocità def.)

Se facciamo manovra cambiata V.

Corr. $J = \frac{t}{\Delta t}$; dopo la manovra ($J+1$); corr. schema impiant.

$$Q_p^{J+1} = \omega V^J - Q_c^{J+1} \quad e \quad \Delta h_p = \frac{Q_p^{J+1}}{\Omega(h_p^J)} \Delta t$$

$$h_r^{j+1} = h_r^j + \Delta h_r^{j+1}$$

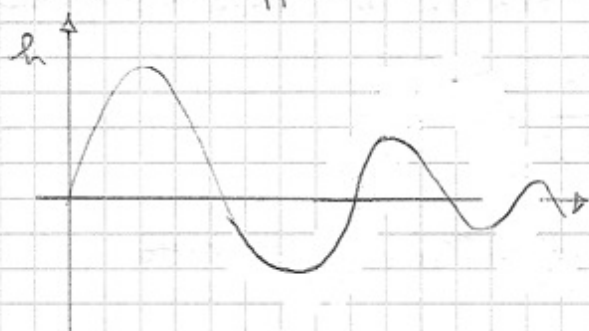
Quindi $\Delta V^j = g \left[\frac{h_r^{j+1} - h_r}{L} + \kappa \frac{V^j |V^j|}{|V^j|} \right] \Delta t$

Incremento di V in galleria:

$$V^{j+1} = V^j + \Delta V^{j+1} \quad \text{la sostituiamo in } Q_r^{j+1}$$

Come scegliere Δt ? Se è troppo lungo sistema diventa instabile (livelli altissimi nel pozzo, V può cambiare segno, Q varia e ruotamento brusco). Se Δt troppo piccolo tempi di calcolo lunghi.

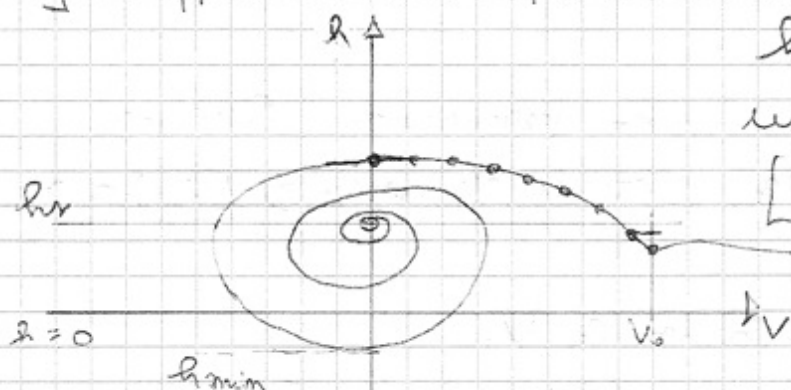
Come rappresentare il sistema?



Oscillazioni di livello (e di Q) quasi sinusoidali. Il termine κ dissipativo \Rightarrow progressive perdita di energia, moto oscillatorio

smorzato.

[-] Rappres. nello spazio delle fasi.



$h_r = f(V)$, si può usare una forma opportuna $\left[V = \frac{V}{V_0} \text{ e } z = \frac{h_r}{h_0} \right]$

h_r a regime (perante al carico resp. a scab.)

Planaria e liv. sole

POTI DIETOMETRICI

Riduzione della V fino a $V=0$ (iterometro). Tutto si inverte dopo il max. Diagramma che \rightarrow a h_{hr} e $V=0$



Non vogliamo che nella galleria entri aria (ex. cantazione)

h_{hr} max e h_{hr} min e h_{hr} min e h_{hr} min

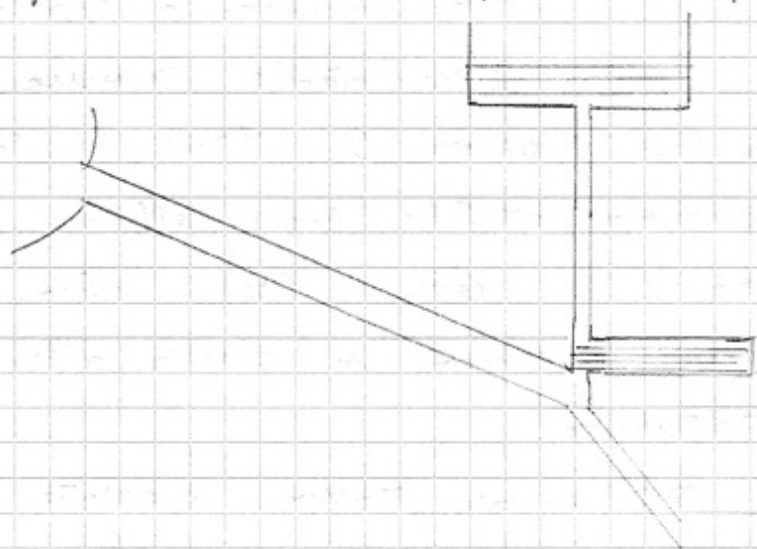
Vincolante, si cerca di dare una certa pendenza \times bisognerebbe calcolarlo, però bisogna e prob. \times pressioni.



La variabile progettuale è sezione del pozzo che - se piccolo - mi porta oscillazioni + accentuate. Se D è grande le contropressioni $\rightarrow V$ minime + è stretto, + è rapida la fermata. Quindi con D grandi si impara un W d'acqua > perché si + il fenomeno.

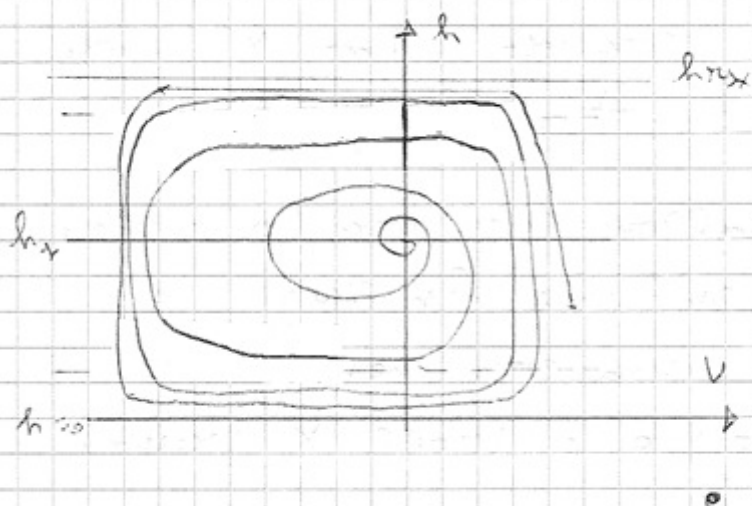
Trade-off, problema di economia di buona progettazione.

Se voglio h_{hr} max lo voglio il più rapidamente e fermarmi a $h_{hr} \Rightarrow$ uno pozzo di D VARIABILE



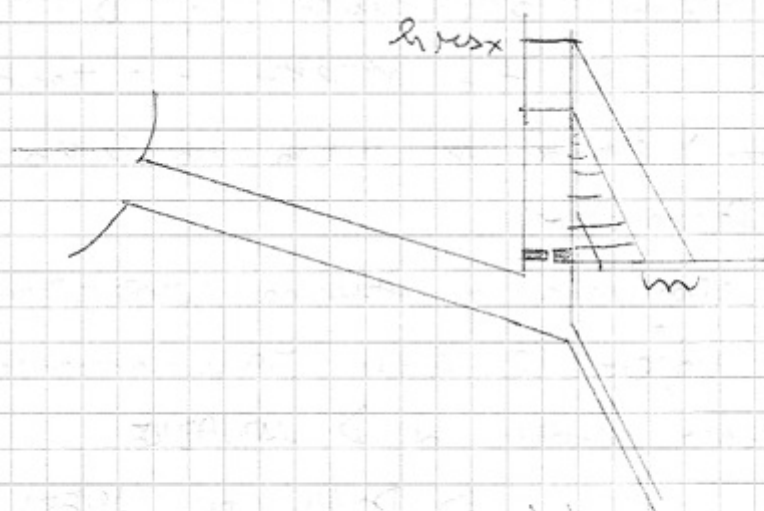
\Rightarrow POTI CON SEZIONI dove i livelli si alzano lentamente. Può essere realizzato in superficie e nella galleria (fornito volume \times portante h_{hr})

Limite le oscillazioni con un W compressibile \ll pozzo cilindrico (W per h che "contiene"), ma varone può essere realizzato facilmente.



Sono le soluzioni
+ utilizzate.

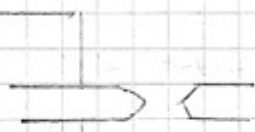
Si usa anche il Potho con STROZZATURA:



Si misura l'impulso.
All'inizio $h_p = h_g$.
Ora $h_g^{st} = h_p^{st} + K_s V(V)$
($K + K_s$) + perdita nella
strozzatura).
All'inizio ho idrostatica
Ho chiusura e parte

Va nel potho e c'è forte diminuzione, acqua
ha bisogno di P elevata per passare. Se strozz. piccola
P troppo elevata, al contrario sarebbe poco efficace.
Va dim la strozzatura (cioè det. il K_s). Salto
di P = salto fino a h_{max} . Quando si muove altera
a depressione sotto strozzatura.

Strozzatura è anello di calcolo di primo membro
ammontato in parte prima della
parete del potho



(FINE)