



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

**Appunti universitari**

**Tesi di laurea**

**Cartoleria e cancelleria**

**Stampa file e fotocopie**

**Print on demand**

**Rilegature**

NUMERO : 410

DATA : 02/10/2013

# A P P U N T I

STUDENTE : Scanu

MATERIA : Macchine

Prof. Mittica

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

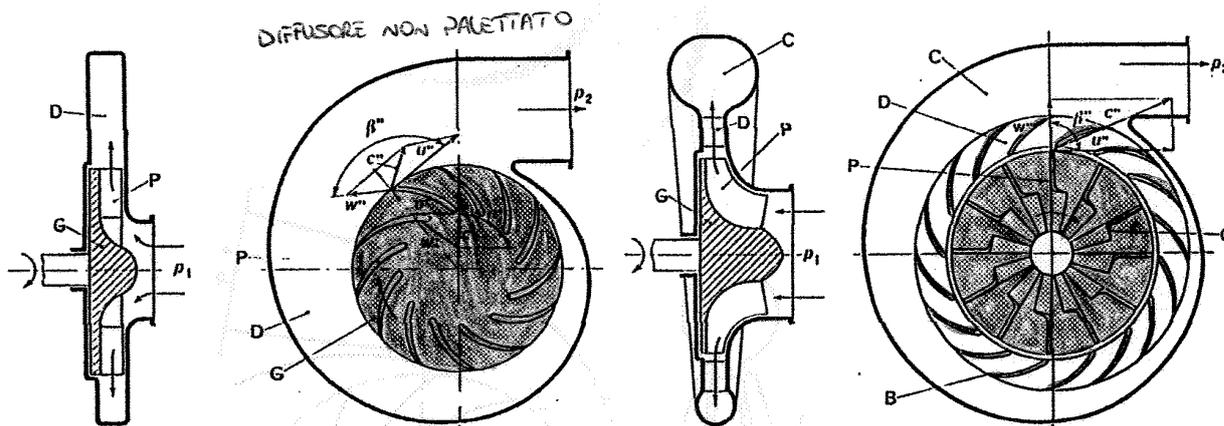
Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.  
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

### 3 - COMPRESSORE CENTRIFUGO MONOSTADIO.

#### 3.1 Costituzione della macchina.

Gli elementi che caratterizzano un compressore centrifugo monostadio (Figg. 7 e 8) sono:



B, pale del diffusore; C, chiocciola di raccolta; D, diffusore;  
G, girante; P, palette della girante.

Fig. 7

Fig. 8

- il condotto di ingresso la cui funzione è di accelerare il fluido all'ingresso della girante;
- la girante in cui si ha il trasferimento di energia per effetti aerodinamici dalle pareti dei condotti mobili (pale rotanti) al fluido che li attraversa con continuità subendo un incremento di energia cinetica e di pressione;
- il diffusore la cui funzione è di trasformare la elevata energia cinetica del fluido all'uscita della girante in entalpia;
- il condotto di uscita che comprende un collettore del fluido, voluta o chiocciola, ed un diffusore conico di uscita<sup>1</sup> in cui si ha una ulteriore trasformazione di energia cinetica in entalpia.

Il diffusore può essere uno spazio anulare (Fig. 9), diffusore non palettato, o una serie di condotti a sezione crescente (Fig. 8), diffusore palettato. In quest'ultimo le pale assicurano un flusso più stazionario e una meglio definita riduzione della velocità del fluido.

<sup>1</sup> Questo diffusore di uscita in alcuni compressori manca.

03-10-2011

# MACCHINE

MODALITÀ ESAME

PROVA SCRITTA : 2 ESERCIZI (15+15)

PROVA ORALE : 2 DOMANDE

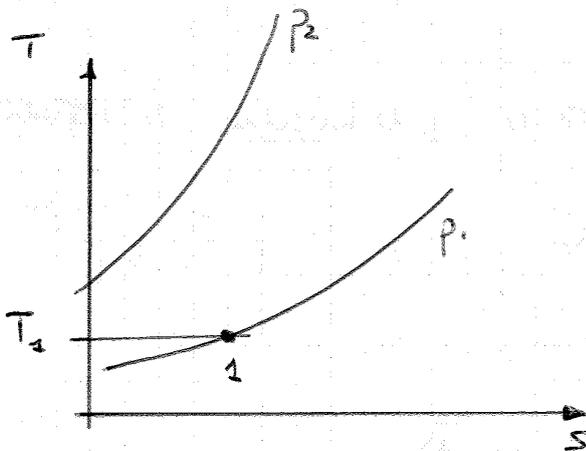
## TURBOCOMPRESSORI

MACCHINE OPERATIVE nelle quali il fluido attraversa canali costituiti da palette, fisse o mobili.

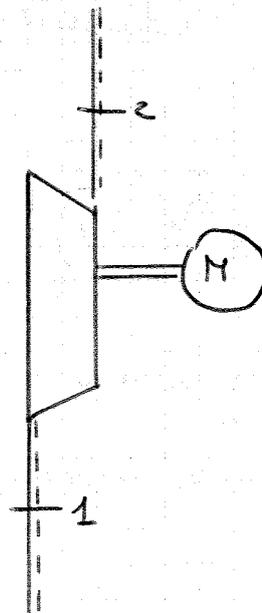
lo stadio è costituito da una girante seguita da una serie di palette fisse detto diffusore

Distinguiamo macchine monostadio - multistadio

I TURBOCOMPRESSORI ASSIALI si presentano in configurazione generalmente multistadio (impianti turbine a gas)



p<sub>a</sub> PLESSIONE AMBIENTE



Normalmente si lavora in condizioni stazionarie (INDIPENDENZA DAL TEMPO)  
Secondo il CRITERIO EULERIANO

$$\dot{Q} + L_i = \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_p$$

(VARIAZIONI DELLE PROPRIETÀ FISICHE PER OGNI DATA POSIZIONE SPAZIALE)

CON IL SISTEMA CONSIDERO IL FLUIDO CHE ATTRAVERSA LA MACCHINA

ALORO di riferimento CHE PUÒ ESSERE

$$L_{i \text{ ISENTROPICO}} \longrightarrow \eta = \eta_c = \frac{L_{iS}}{L_i}$$

$$L_{i \text{ POLITROPICO}} \longrightarrow \eta = \eta_{pc} = \frac{L_{i \text{ pol}}}{L_i}$$

È POSSIBILE ANCHE in lavoro e quindi in rendimento ISOTERMO

$$L_{iS} = C_p T_1 \left( \beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

$L_{i \text{ pol}}$  AVVIENE LAVORO TRASFORMAZIONE PIÙ di PERDITE

$$L_i = \int v dp + \Delta E_c + L_w \longrightarrow L_i = \int_1^2 v dp + \Delta E_c + L_w \quad (pV^m = \text{CONSTANTE})$$

SOSTITUISCO E  
INTEGRO

$$\downarrow$$

$$\boxed{L_{i \text{ pol}} = \int_1^2 v dp + \Delta E_c} \implies L_{i \text{ pol}} = L_i - L_w$$

QUINDI

$$\eta_c = \frac{\left( \beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) C_p T_1 + \Delta E_c}{\left( \beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) C_p T_1 + \Delta E_c}$$

trascurando  $\Delta E_c \longrightarrow$

RENDIMENTO ISENTROPICO

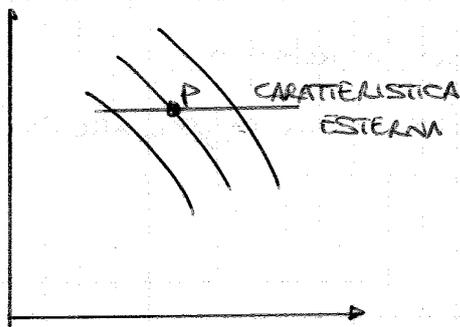
$$\boxed{\eta_c = \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1}}$$

DISTINGUIAMO UNA ZONA DI POMPAFFIO STAUO IN CUI NON SI DELE LAUOLAZI

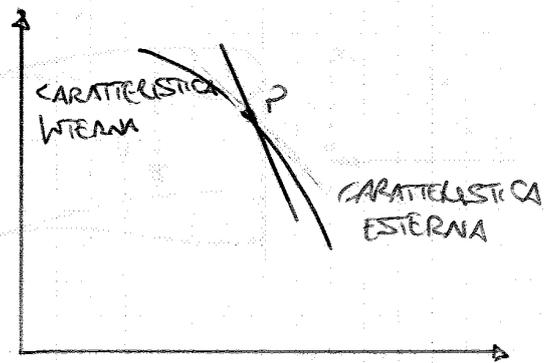
CURVE ISOEFFICIENZA → DELLE ESSELE INDICATO IL TIPO DI RENDIMENTO, NOTE LE CONDIZIONI DELL'AMBIENTE DI ASPROZZIONE E IL PUNTO DI PROGETTO È POSSIBILE DETERMINARE LE PRESTAZIONI DELLA MACCHINA.

IL PUNTO DI FUNZIONAMENTO DI UNA MACCHINA È L'INTERSEZIONE

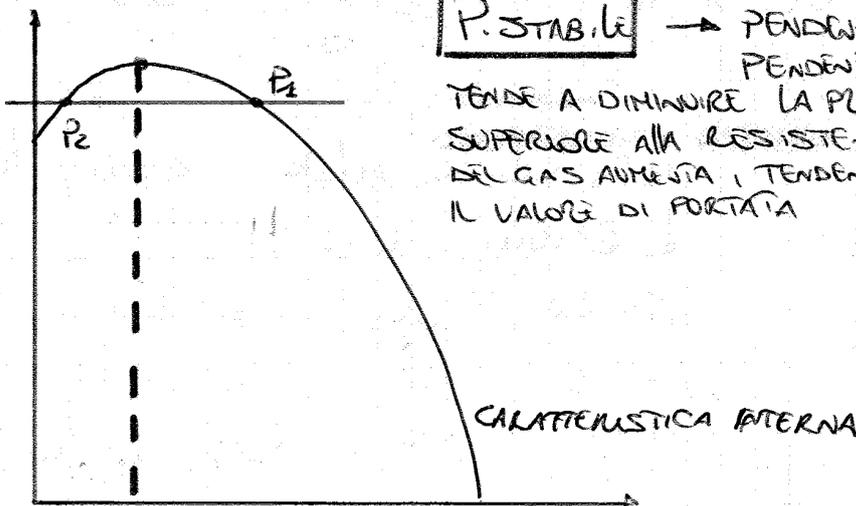
TUA CARATTERISTICA INTERNA E CARATTERISTICA ESTERNA



PUNTO DI FUNZIONAMENTO STABILE



PUNTO INSTABILE



**P. STABILE** → PENDENZA C.I. MINORE DELLA PENDENZA C.E. : SE LA PORTATA TENDE A DIMINUIRE LA PREVALENZA RISULTA SUPERIORE ALLA RESISTENZA E LA VELOCITÀ DEL GAS AUMENTA, TENDENDO A RIPRISTINARE IL VALORE DI PORTATA

P<sub>1</sub> PUNTO STABILE

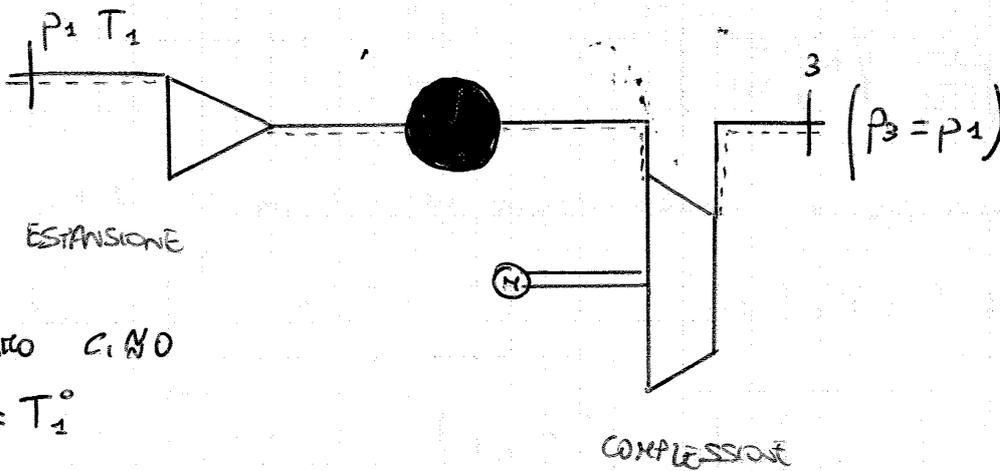
P<sub>2</sub> PUNTO INSTABILE

IL PUNTO LIMITE DI STABILITÀ È CORRISPONDENTE AL MAX DELLA CURVA CARATTERISTICA ESTERNA

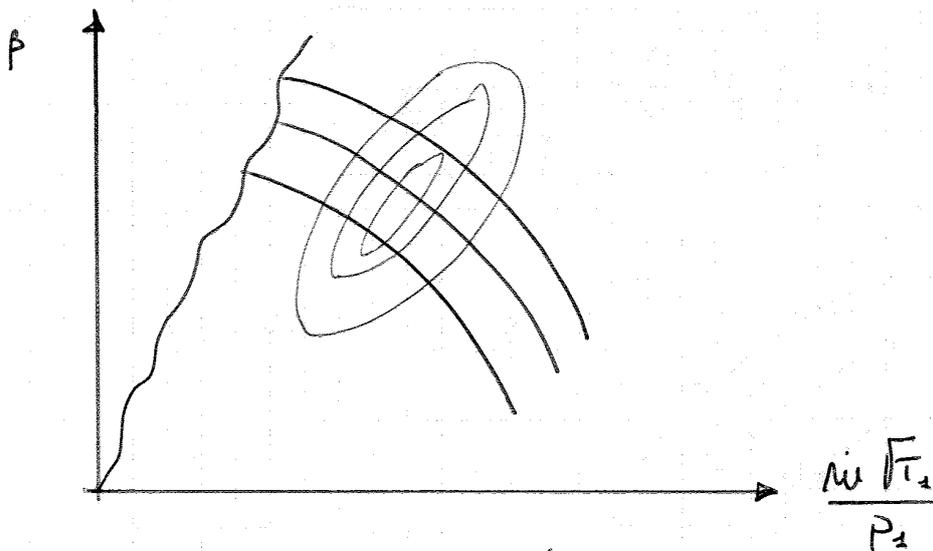
BASSO ESCORSO dello stallo : si parla di STALLO CONTROLLATE  
 con elementi sollecitazioni di fatica e conseguente rottura.

DETERMINAZIONE PUNTO DI FUNZIONAMENTO: ESEMPIO

UGELLO ALIMENTATO IN  $(P_1, T_1)$ , CAPACITÀ INTERPOSTA TRA UGELLO  
 E TURBOCOMPRESSORE AZIONATO DA ROTORE



DEL TURBOCOMPRESSORE È NOTA LA CARATTERISTICA MANDRATORIA



IL PUNTO DI FUNZIONAMENTO È L'INTERSEZIONE TRA CURVA INTERNA  
E CURVA ESTERNA (CARATTERISTICA UGELLO)

CON UGELLO CRITICO LA PORTATA IN USCITA È LA STESSA PUR  
CAMBIANDO LE CONDIZIONI A MONTE

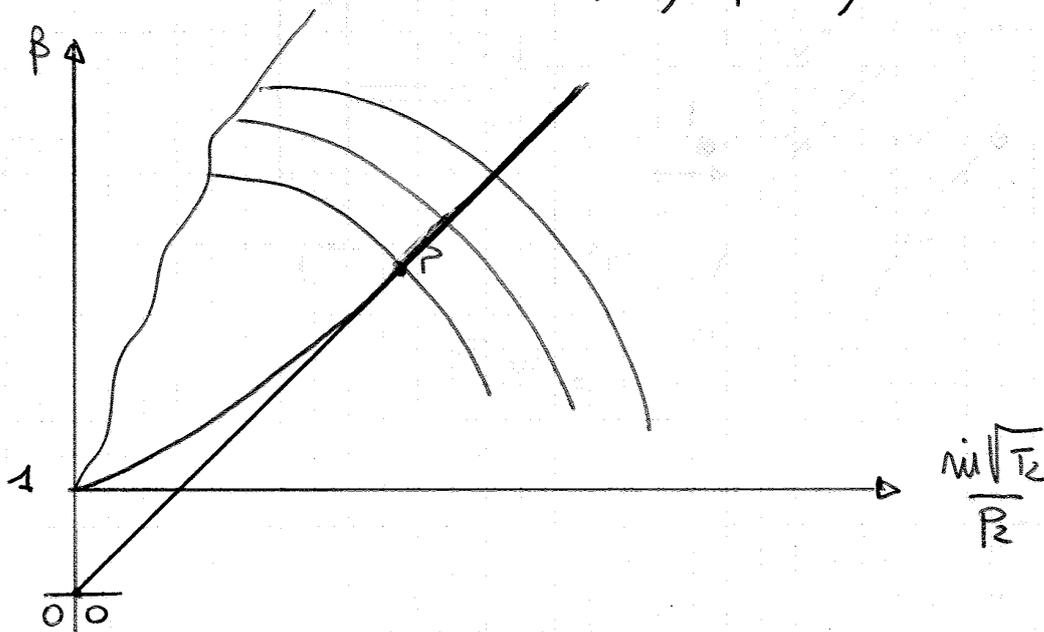
$$\frac{\dot{m} \sqrt{T_1}}{P_1} = \text{COSTANTE}$$

↓  
P<sub>1</sub>

$$\frac{\dot{m} \sqrt{T_2}}{P_2} \cdot \frac{P_2}{\sqrt{T_2}} \cdot \frac{\sqrt{T_1}}{P_1} = \text{COSTANTE} \rightarrow \frac{\dot{m} \sqrt{T_2}}{P_2} \cdot \frac{P_2}{P_1} \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} = \text{COSTANTE}$$

$$\frac{\dot{m} \sqrt{T_2}}{P_2} \cdot \frac{1}{\beta} = \text{COSTANTE} \rightarrow \boxed{\beta = \frac{\dot{m} \sqrt{T_2}}{P_2} \cdot \text{COSTANTE}}$$

CARATTERISTICA UGELLO CRITICO PASSANTE  
PER (0,0) (RETTA)



L'AUUMENTO della velocità porta del d'UELE UNO SPOSTAMENTO MAGGIORE  
di portata in volume, non di massa

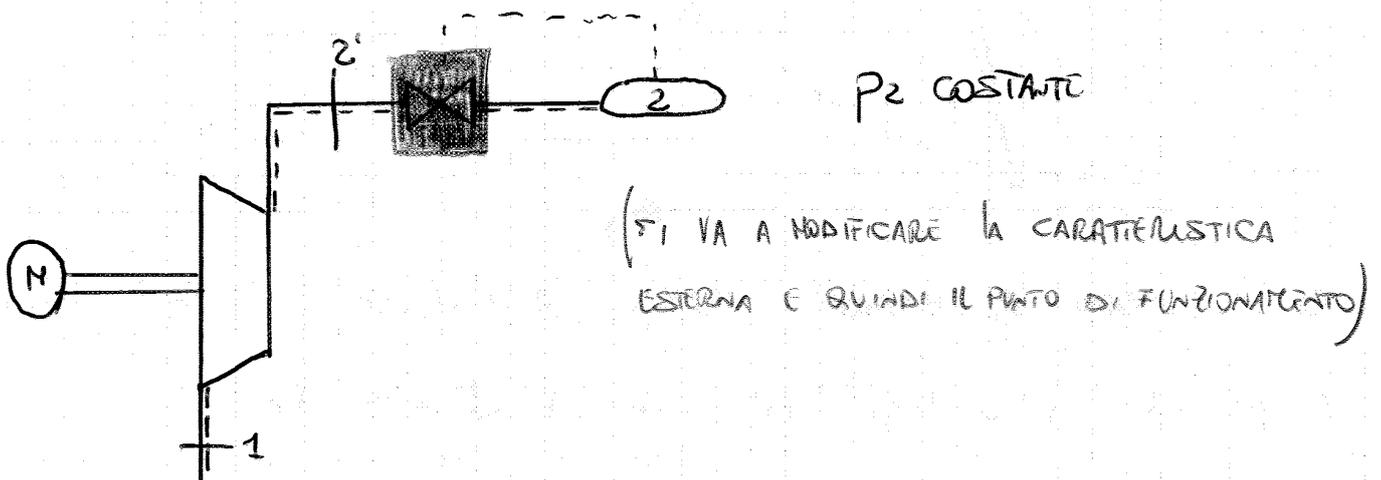
REGOLARE IL COMPRESSORE SIGNIFICA CAMBIARE L'INTERSEZIONE  
TRA LE CARATTERISTICHE O CAMBIARE IL CONTENUTO (m) CON  
 $\frac{\dot{m} \sqrt{T_1}}{P_1}$  COSTANTE

$$L_i = c_p T_1 \left( \beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_c}$$

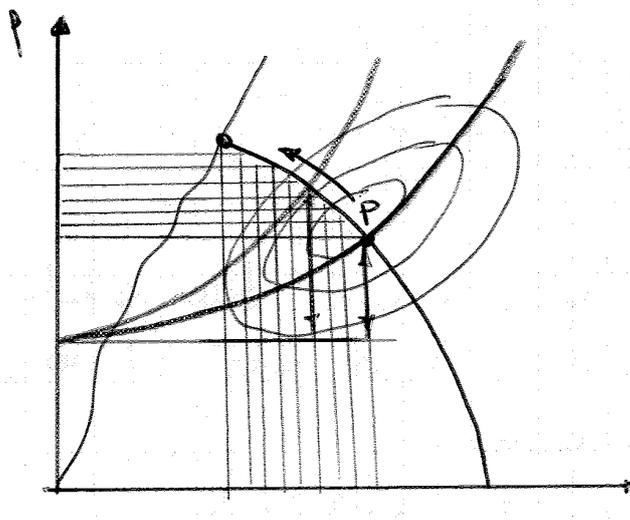
IN CONDIZIONI NORMALI E REGOLATE IL TERMINE  $c_p T_1 \left( \beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \text{CONSTANTE}$

- EFFICACE COME REGOLAZIONE
- È NECESSARIO UN MOTORE CON NUMERO DI GIRI VARIABILE CON CONTROLLO DI PRESSIONE SULLA CORRENTE 2

## 2. LAMINAZIONE ALLA MANDATA



SCARTO LA POSSIBILITÀ DI VARIARE IL NUMERO DI GIRI  $\rightarrow n = \text{CONSTANTE}$

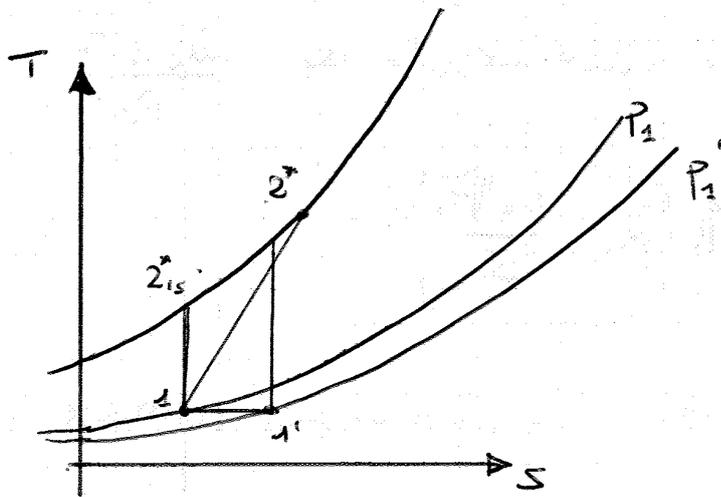
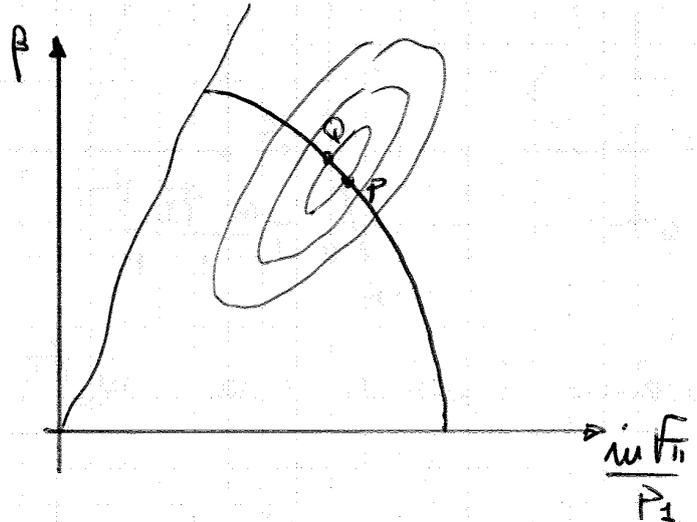
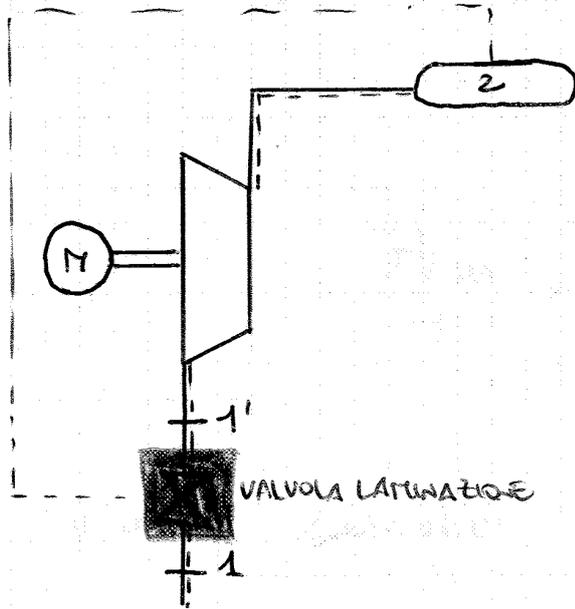


SPOSTAMENTO IN DIVERGENTE  
FINO AL PUNTO LIMITE

AUMENTO DELLE PERDITE

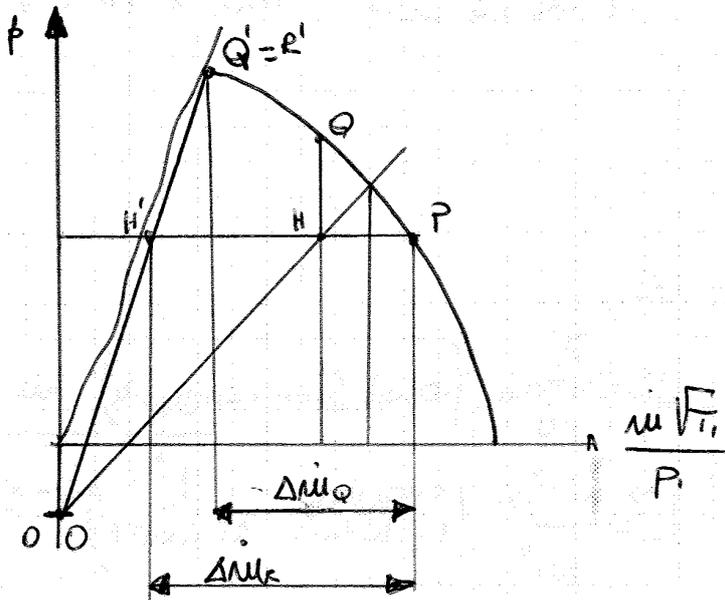
$$\eta_c = \frac{L_{is}}{L_i} \quad \eta_{c,reg} = \frac{L_{is}^*}{L_i}$$

### 3 LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE

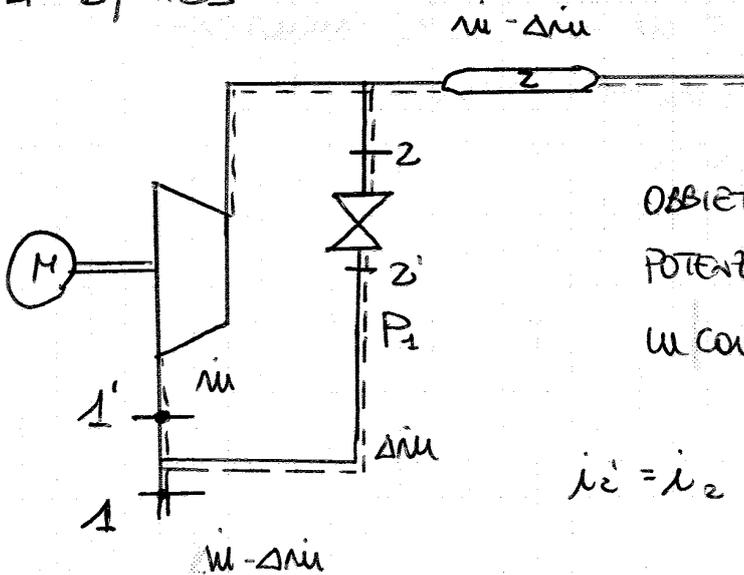


SE IL COMPRESSORE FOSSE LAMINATO ALLA MANDATA AUMENTEREBBE NEL PUNTO Q. SE SI LAVVA ALL'ASPIRAZIONE LA PRESSIONE SCENDE DA  $P_1$  A  $P_1'$  CON  $T_1 = T_1'$  E IL COMPRESSORE RENDERE' LE PERDITE  $\eta_{H_1}$

volte con la limitazione alla mandata si ottiene invece  
 allo stato di pompaggio



#### 4 BY-PASS



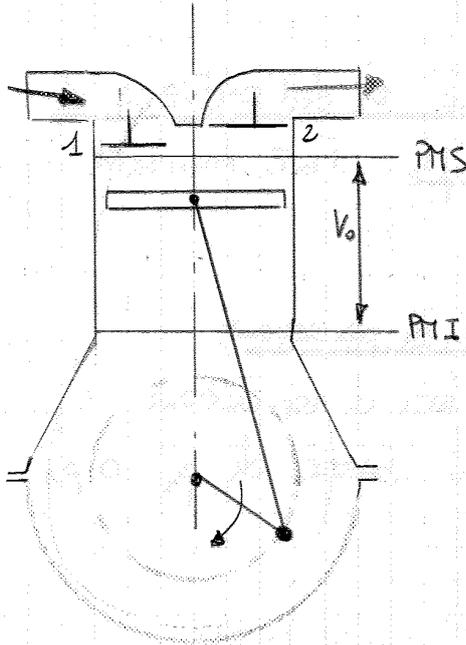
OBBIETTIVO: lavorare alla STESSA  
 POTENZA con perdite inferiori  
 in condizioni ottimali

$$i_2' = i_2$$

$$(ni - \Delta ni) i_2 + \Delta ni i_2 = ni i_2$$

4-10-2011

# COMPRESSORI VOLUMETRICI



- COMPRESSORI ALTERNATIVI
- COMPRESSORI ROTATIVI

CILINDRO ENTO CUI SCORRE A TENUTA UNO STANTUFFO DOTATO DI MOTO ALTERNATIVO.

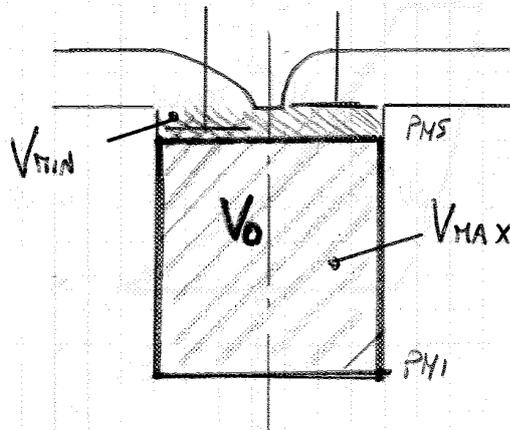
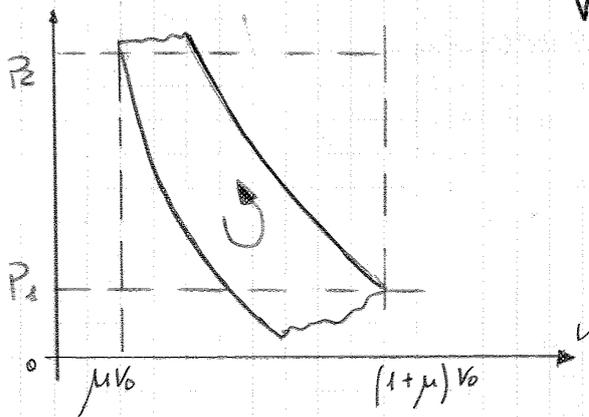
SI RAGGIUNGONO DUE POSIZIONI ESTREME:

PMS : PUNTO MORTO SUPERIORE

PMI : PUNTO MORTO INFERIORE

IL FLUIDO È DAPPRIMA COMPRESSO (FASE DI COMPRESSIONE) E POI SCARICATO ALL'ESTERNO (FASE DI MANDATA)

## CICLO DI LAVORO



- IL VOLUME SOTTO IL PUNTO MORTO SUPERIORE RAPPRESENTA IL  $V_{MIN}$

•  $V_0 = V_{MAX} - V_{MIN}$  CILINDRATA

- SI DEFINISCE GRADO DI SPAZIO MORTO  $\mu = \frac{V_{MIN}}{V_0}$

SIGNIFICATO  $n^*$

IN GENERALE VOLE

$$p V^{n^*} = \text{COSTANTE} = p_B V_B^{n^*}$$

$n^*$  NON COINCIDE COSÌ IL COEFFICIENTE DELLA POLITROPICA SE NON IN PARTICOLARI CASI

$$p_B V_B^{n^*} = p_C V_C^{n^*} \quad (V = M \cdot v \quad M \text{ MASSA})$$

↓

$$p_B M_B^{n^*} V_B^{n^*} = p_C M_C^{n^*} V_C^{n^*}$$

SE  $M_B = M_C$  SI OTTIENE L'EQUAZIONE DELLA POLITROPICA  
 IN QUESTO CASO INTERVENGONO PERÒ TRAF. LAMENTI, E FUGHE LEGGI,  
 ALL'ASPRAZIONE E ALLE RENDITE

APPLICANDO L'ESPRESSIONE  $L = \int_1^2 V dp \rightarrow$  LAVORO DI COMPRESSIONE

$$\int_B^C V dp = \int_B^C \left( \frac{p_B}{p} \right)^{\frac{1}{n^*}} V_B dp = p_B^{\frac{1}{n^*}} V_B \int_B^C \frac{dp}{p^{\frac{1}{n^*}}}$$

$$\int_B^C V dp = \frac{n^*}{n^*-1} p_1 (1 - \delta_1) (1 + \mu) V_0 \left[ \beta_i^{\frac{n^*-1}{n^*}} - 1 \right]$$

DOVE  $\beta_i = \frac{p_c}{p_B}$  (RAPPORTO MANDRITICO DI COMPRESSIONE)

$$\beta_i = \frac{p_c}{p_B} = \frac{p_2 (1 + \delta_2)}{p_1 (1 - \delta_1)} = \beta \frac{1 + \delta_2}{1 - \delta_1}$$

$$\int_A^B V dp = \frac{\mu^{*1}}{\mu^{*1} - 1} p_2 (1 + S_c) \mu V_0 \left[ 1 - \frac{1}{\beta_i \frac{\mu^{*1} - 1}{\mu^{*1}}} \right]$$

$$(p V^{\mu^*} = p_0 V_0^{\mu^*} \rightarrow \text{io conosco } V_0 = V_0 / \mu)$$

$$Y_c = \frac{\mu^*}{\mu^{*1} - 1} p_1 (1 - S_c) (1 + \mu) V_0 \left( \beta_i \frac{\mu^{*1} - 1}{\mu^{*1}} \right) - \frac{\mu^*}{\mu^{*1} - 1} p_2 (1 + S_c) \mu V_0 \left( 1 - \frac{1}{\beta \frac{\mu^{*1} - 1}{\mu^{*1}}} \right)$$

La POTENZA ASSORBITA DAL COMPRESSORE, indicando con  $n$  il numero di giri all'unità di tempo, è calcolata come

$$P_a = \frac{Y_c n}{\eta_m}$$

RENDIMENTO VOLUMETRICO - COEFFICIENTE DI REMPIMENTO

DEFINENDO RENDIMENTO VOLUMETRICO O COEFFICIENTE DI REMPIMENTO  $\lambda_v$  il rapporto tra la massa di gas mandata ad ogni ciclo e la massa che riempirebbe la cilindrata  $V_0$  nelle condizioni dell'orbitante da cui il gas è aspirato:

$$\lambda_v = \frac{M_{am}}{p_i V_0} < 1$$

$$\text{con } M_i = V_0 p_i \lambda_v \cdot n \quad (n \text{ NUMERO DI GIRI})$$

Applicando il primo principio in forma bilanciata all'aspirazione scriverò:

$$Q + Q = \Delta U$$

$$p_1 V_1 + p_1 V_1 U_1 = (p_1 V_1 + U_1) p_1 V_1 = p_2 V_2 i_2$$

PERCHÉ  $p_2 V_2$   $p_1 V_1$   $p_1 V_1$

$$(p_1 V_1 + U_1 = i_1 = U_1) \quad (p_2 V_2 + U_2 = i_2 = U_2)$$

DA CUI

$$p_1 V_2 i_2 + p_1 V_1 i_1 = p_2 V_2 i_2 - Q \quad (Q \text{ CALORE SCAMBIATO CON LE PARETI})$$

POVENDO  $\eta_T = \frac{p_2 V_2 i_2 - Q}{p_2 V_2 i_2}$

$$(n = c_p T) \quad \left( \frac{p}{\rho} = RT, \quad c_p T = \frac{k}{k-1} RT \right) \quad (p_1 = p_2)$$

$$p_1 V_2 T_1 + p_1 V_1 T_1 = \eta_T p_2 V_2 T_2$$



$$\boxed{V_2 p_1 + V_1 p_1 = \eta_T p_2 V_2} \rightarrow V_2 p_1 = p_1 (\eta_T V_2 - V_1)$$

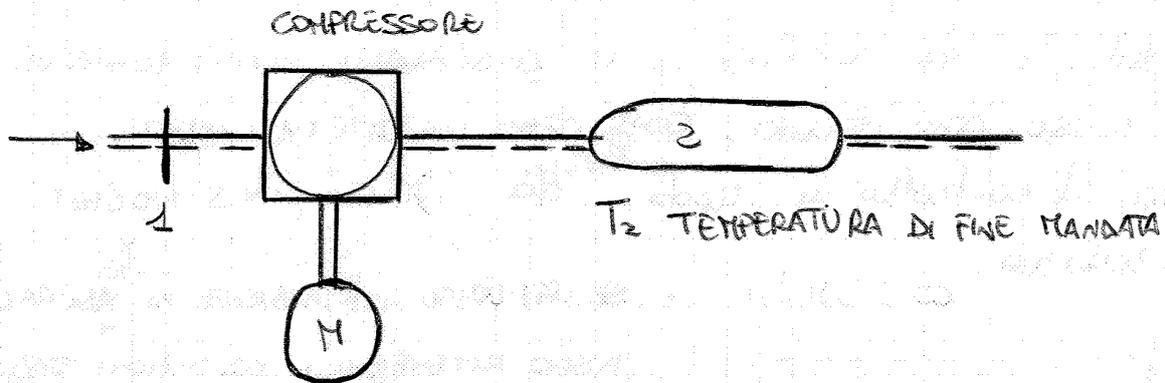
$$\left( p_2 V_2 = p_1 \frac{V_0 \lambda_v}{\eta_\phi} \right) \quad \left( \eta_\phi \rightarrow \text{FUGHE} \quad \eta_T \rightarrow \text{SCAMBIO TERMICO} \right)$$

$$p_1 \frac{V_0 \lambda_v}{\eta_\phi} = p_1 (\eta_T V_2 - V_1) \rightarrow \lambda_v = \eta_\phi \frac{p_1}{p_1} \frac{\eta_T V_2 - V_1}{V_0}$$

$$\boxed{\lambda_v = \eta_\phi (1 - \delta_1) \frac{V_0 \eta_T - V_1}{V_0}}$$

07-10-2011

# VARIAZIONE DELLA TEMPERATURA T<sub>2</sub>



il C.V. non è una macchina STAZIONARIA: non so in che forma applicare il principio di conservazione dell'energia.

- criterio lagrangiano (massa nella sua evoluzione)
- criterio euleriano (sistemi non stazionari)

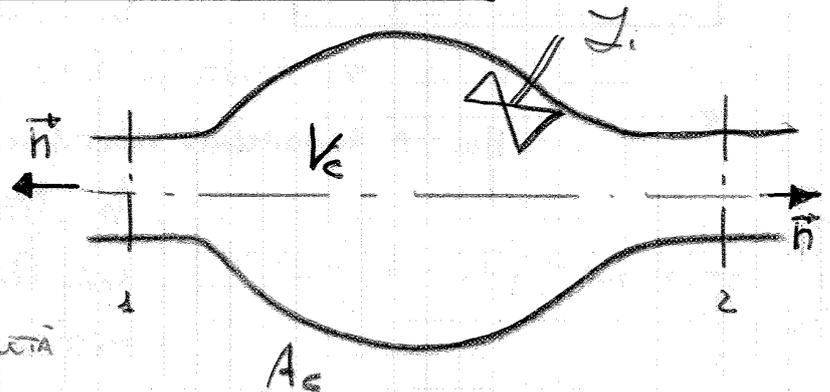
Per il criterio euleriano, in forma non stazionaria

$$\dot{Q} + \dot{L}_i = \frac{\partial}{\partial t} \int_{V_c} \rho E dV + \int_{A_c} \rho E_f (\vec{c} \cdot \vec{n}) dA$$

$$E = U + \frac{c^2}{2} + gz$$

$$E_f = i + \frac{c^2}{2} + gz$$

$\int_{V_c} \rho E dV \rightarrow$  non stazionarietà



in condizioni di moto unidimensionali

$$\int_{A_c} \rho E_f (\vec{z} \cdot \vec{n}) dA = \dot{m} \left( i_2 - i_1 + \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right)$$

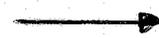
in presenza di fughe dalla macchina verso l'esterno  
devo tenere conto di queste nella CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA.

## SISTEMI DI REGOLAZIONE

### 1 VARIAZIONE NUMERO DI GIRI

della rotazione

$$\bullet \quad \dot{m}' = -\nu \rho_2 V_0 n$$



$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} \approx \frac{n'}{n}$$

$$\bullet \quad P_a = \frac{\gamma_c n}{\eta_m}$$



$$\frac{P'}{P} \approx \frac{n'}{n}$$

la variazione di  $n$  ha una minima influenza sul lavoro al ciclo  $\gamma_c$  sulla base dei coefficienti  $S_1$  e  $S_2$ .

Le cadute di pressione sono legate al quadrato delle velocità del fluido, legata a sua volta alla velocità dello STATUFO.

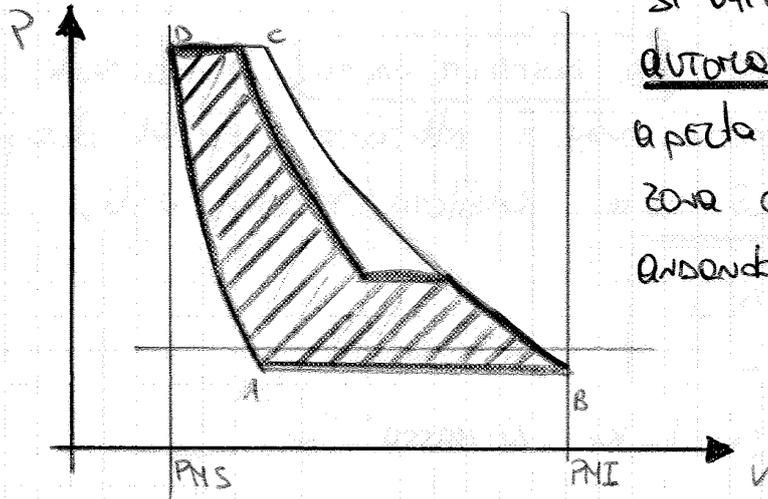
È un SISTEMA di regolazione efficace che dipende comunque da dispositivi correlati di variazione del numero di giri.

#### 1.1 VARIANTE ATTACCA-STACCA

L'utente deve poter accettare una variazione di pressione. il sistema consiste nell'ARRESTARE PERIODICAMENTE il COMPRESSORE per intervalli di tempo più o meno lunghi quando il serbatoio di mandata ha raggiunto una determinata pressione. il problema è legato alle correnti assorbite dal motore elettrico allo spunto, superiore rispetto a quella assorbita in condizioni normali, con il rischio di bruciare il motore.

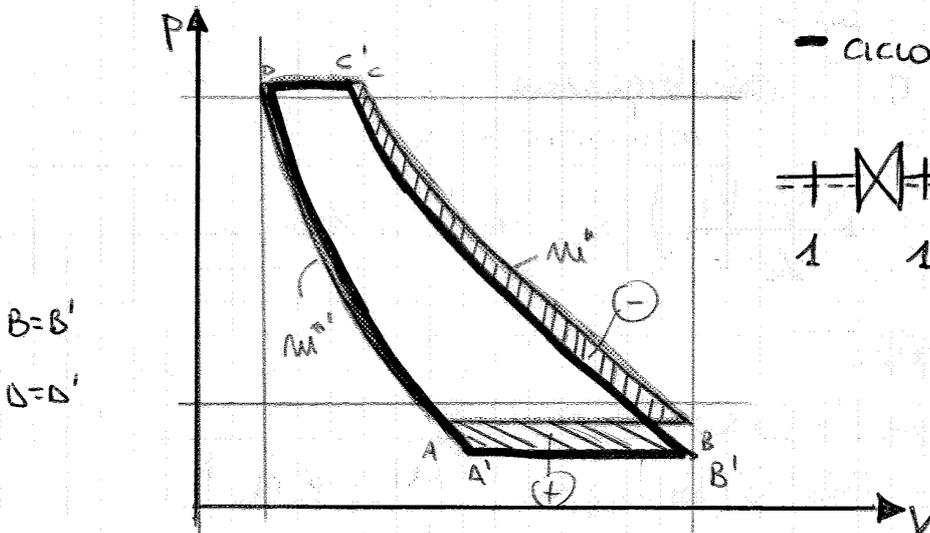
Con la valvola chiusa e lo statuffo che si abbassa, dal punto 1 si ha espansione, seguendo una politropica, fino a raggiungere il punto 2 (PMI). Segue la fase di compressione supercorrendo la stessa politropica fino a raggiungere il punto PMS. → CICLO PIÙ PICCOLO: SI RIDUCONO LA VOLUME AL CICLO, POTENZA ASSORBITA, PORTATA ALLA MANDATA.

nella realtà QUESTO NON È STATO POSSIBILE REALIZZARLO; SI È REALIZZATA UNA SITUAZIONE DEL TIPO

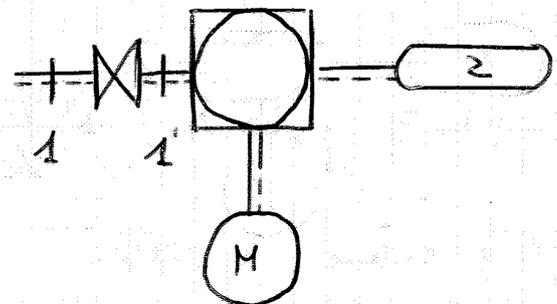


si utilizza una valvola automatica che rimane aperta nel punto medio della zona di compressione, chiudendosi poi a chiudersi.

## 2- LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE



- CICLO NON REGOLATO
- CICLO REGOLATO



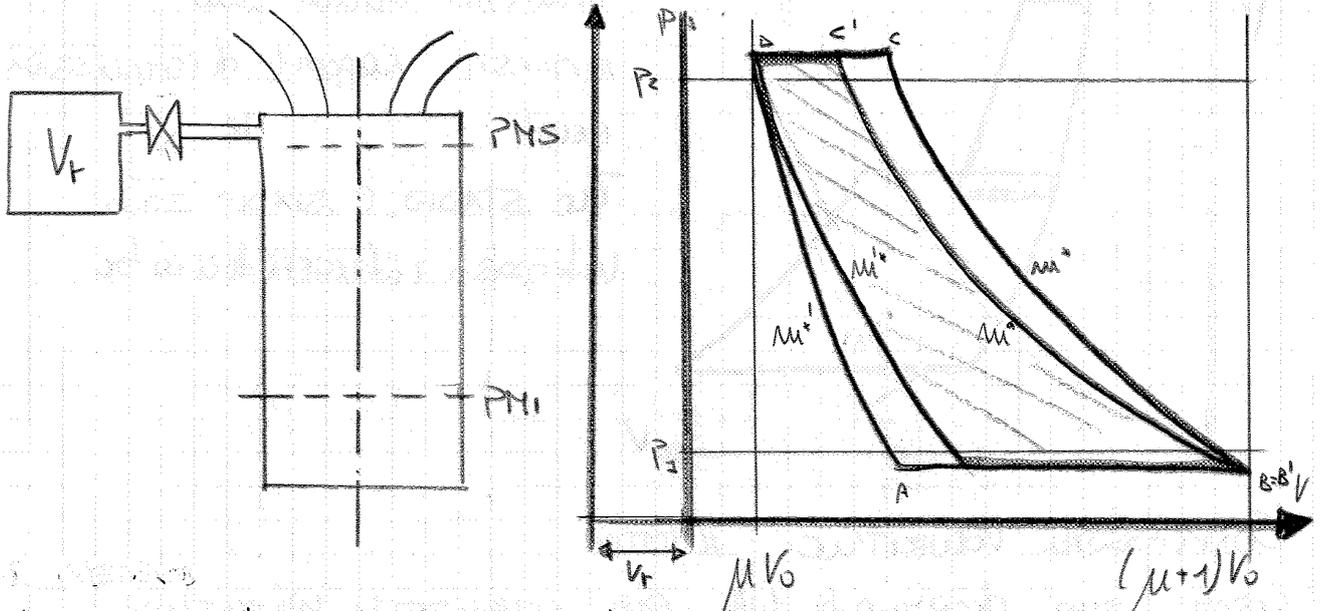
LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE

DEFINIZIONE

$$\eta_{cis} = \frac{L_{i15}}{L_i} = \frac{c_p T_i (\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\gamma_c / M}$$

CON QUESTA REGOLAZIONE  $\eta_{cis}$  PEGGIORA CON  $L_i$  CHE AUMENTA ( $\beta$  RIMANE LO STESSO). PER RIDUCENDO  $\gamma_c$ , NON SI RIDUCE TANTISSIMO, MA ANCHE CON LA LAVORAZIONE SI RIDUCE  $M$ .

• ADDIZIONE DEL VOLUME ALLO SPAZIO MORTO



l'apertura della valvola comporta un volume dello spazio morto tale che

$$\mu V_0 \longrightarrow \mu_0 V + V_t$$

$$V_0 = (1 + \mu) V_0 \quad (\text{RIFERIMENTO ASSE ROSSO}) \quad V_A = \mu V_0$$

$$V_{B'} = (1 + \mu) V_0 + V_t \quad (\text{RIFERIMENTO ASSE VERDE}) \quad V_{B'} = \mu V_0 + V_A$$

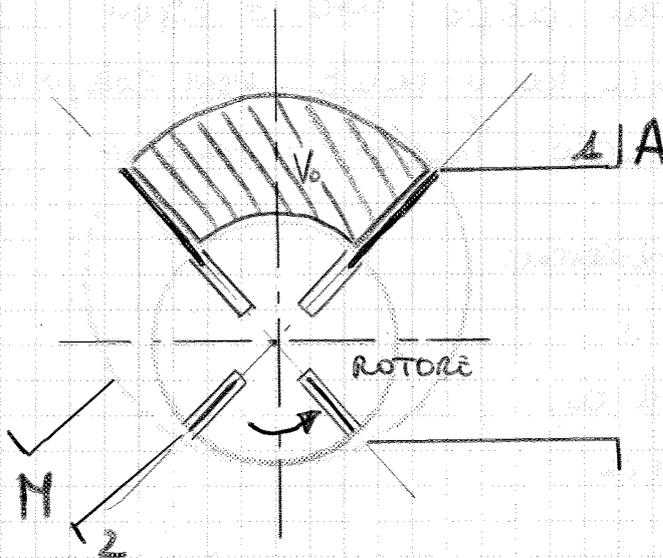
## COMPRESSORI VOLUMETRICI ROTATIVI

10-10-2011

Nelle macchine volumetriche sono presenti valvole necessarie per la mandata e per l'aspirazione. Nei compressori rotativi le valvole sono sostituite da luci posizionate spazialmente in posizioni diverse.

COMPRESSORI ROTATIVI A PALETTE: il livello di pressione non dipende dall'utenza. la massa prelevata dall'aspirazione viene compressa e poi proiettata alla mandata.

Causa allentate le palette e l'esterno viene utilizzato un liquido lubrificato al rotore e grazie alla geometria si crea un canale via via crescente, permettendo aspirazione, compressione e mandata.



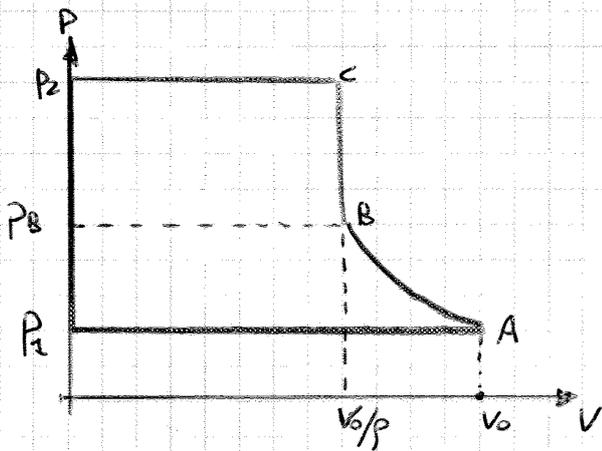
DEFINIRO rapporto di compressione volumetrico

$$p = \frac{V_0}{V_{MIN}}$$

$$V_0 = \text{cilindrata} = V_{MAX} - V_{MIN}$$

la cilindrata complessiva del compressore è il prodotto del  $V_0$  della singola camera per il numero  $i$  di camere che compiono un giro di funzionamento ad ogni ciclo dell'albero

con riferimento al ciclo



il lavoro di ciclo è calcolato come

$$\mathcal{L}_c = \oint V dp = \frac{\mu^*}{\mu^* - 1} P_2 V_0 \left[ p^{\mu^* - 1} - 1 \right] + V_B (P_2 - P_B)$$

$$\beta = \frac{P_2}{P_1} \quad P_2 V_0 = P_B V_B^{\mu^*} \quad \longrightarrow \quad P_B = P_2 \beta^{\mu^*} \quad V_B \text{ volume minimo}$$

$$V_B (P_2 - P_B) = P_2 \frac{V_0}{\beta} \cdot (\beta - \beta^{\mu^*})$$

↓

$$\mathcal{L}_c = P_2 V_0 \cdot \left[ \left( p^{\mu^* - 1} - 1 \right) \frac{\mu^*}{\mu^* - 1} + \left( \beta - \beta^{\mu^*} \right) \frac{1}{\beta} \right]$$

la potenza assorbita vale

$$P_a = \frac{\mathcal{L}_c \cdot i \cdot n}{\eta_m}$$

la portata è calcolata come

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot i \cdot V_0 \cdot \rho_2 \cdot \eta$$

LAMINAZIONE → solo alla FINE dell' aspirazione; più macchine più  $\dot{m}$  di volume sono contenute

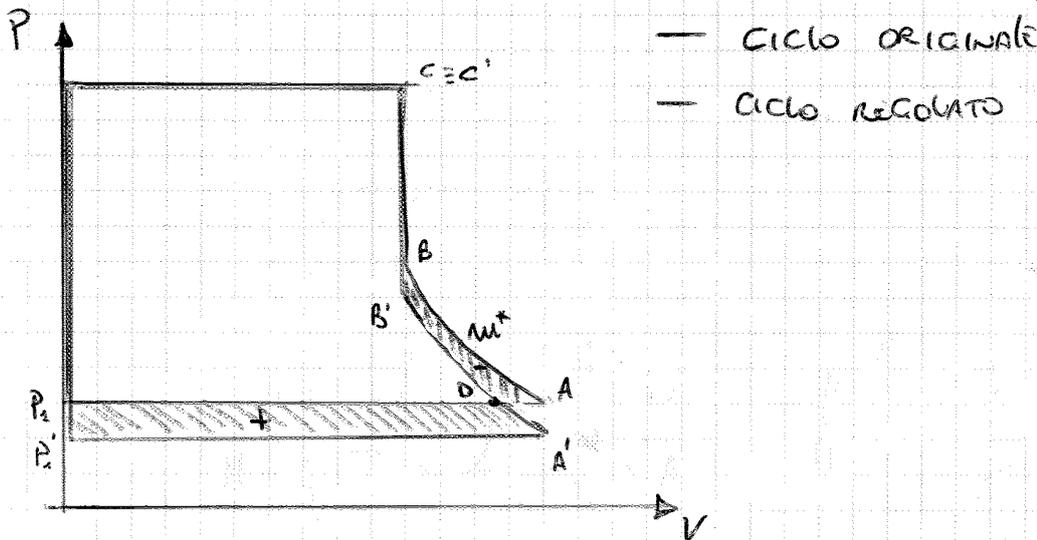
FUGHE → dipende dalla costruzione; non sono escludibili

$$L_i = \frac{P_i}{\dot{m}} = \frac{i \cdot Z_c \cdot \eta}{\dot{V} \cdot i \cdot V_0 \cdot \rho_2 \cdot \eta} = \frac{Z_c}{\dot{V} \cdot V_0 \cdot \rho_2}$$

### RESOLUZIONE DELLA PORTATA

- 1 - VARIAZIONE NUMERO CICLI
- 2 - RESOLUZIONE PER LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE

laminando il gas all'aspirazione il ciclo di lavoro sarà:

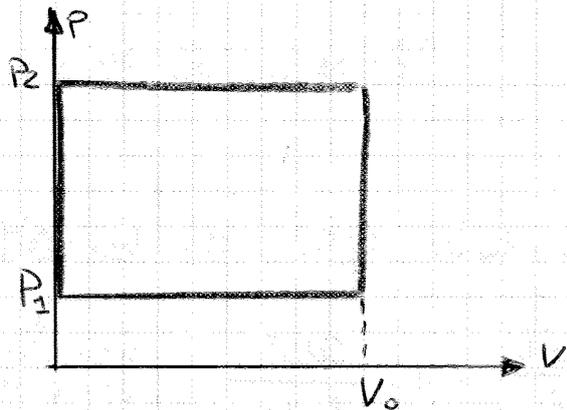


Si spende un po' il lavoro evidenziato in viola (parte bassa) mentre un po' quello equivalente evidenziato in rosso

I profili sono convessi e c'è sempre un punto di contatto tra i due lobi, assicurando la separazione tra gli ambienti di aspirazione e di mandata.

All'atto in cui l'ambiente di mandata entra in comunicazione con il vano  $V$  compreso tra i due lobi, sono occupato dal gas alle pressioni  $p_2$  di aspirazione. Si produce il reflusso in esso di una parte del gas compresso che viene dall'ambiente la pressione fino ad un valore  $p_1$  vicino a  $p_2$ . L'ulteriore compressione da  $p_1$  a  $p_2$  è provocata dal rotto dei motori.

Ciclo



Questo tipo di compressori quindi sono trasferitori di massa, con l'incremento di pressione che avviene solo per reflusso.

$$L_c = V_0 (p_2 - p_1) = p_1 V_0 (\beta - 1)$$

$$P_a = \frac{L_c i n}{\eta_m}$$

$$\dot{m} = \frac{1}{\beta} p_2 V_0 i n$$

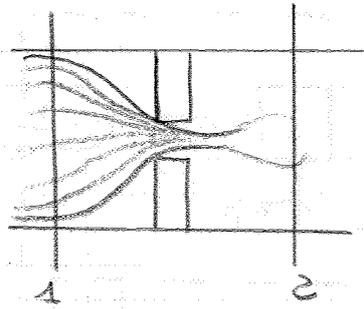
$i$  numero lobi

$$L_i = \frac{P_a}{\dot{m}} = \frac{L_c}{\frac{1}{\beta} p_2 V_0} = \frac{p_1 V_0 (\beta - 1)}{\frac{1}{\beta} p_2 V_0} = \frac{RT_1}{\beta} (\beta - 1)$$

Applicando la conservazione dell'energia tra l'ante e l'alta di una strozzatura

$$L_i = 0 = \frac{\Delta P}{\rho} + \Delta E_c + L_w$$

A DENSITÀ COSTANTE



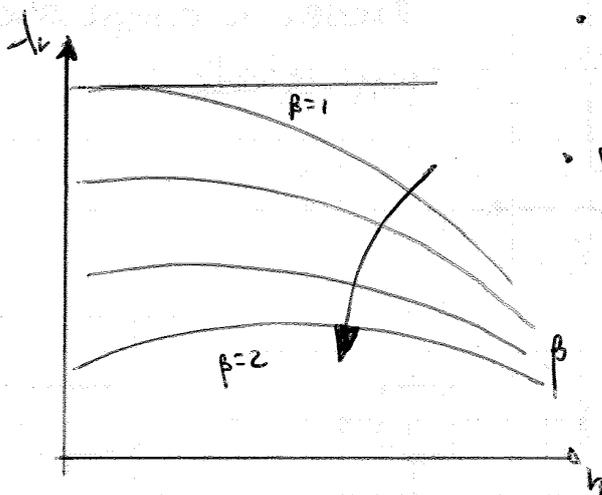
$$\frac{\Delta P}{\rho} + \frac{C^2 - C_1^2}{2} = 0 \quad \rightarrow \quad |\Delta P| \propto C^2 \quad (C \text{ VELOCITÀ SECONDE RISTRETTA})$$

↳ la velocità di massa del fluido  $C$  nel compressore è legata alla velocità di rotazione  $n$   
per cui

$$1 - \frac{\Delta P}{P_1} = 1 - Kn^2 \quad \rightarrow \quad \frac{M_{ASP}}{\rho_1 V_0} = 1 - Hn^2$$

$$\eta_v = \underbrace{\left(1 - \frac{k}{n}\right)}_{\text{FUGHE}} \underbrace{\left(1 - Hn^2\right)}_{\text{LAMINAZIONE}}$$

→ si hanno valori di  $\eta_v$  accettabili per  $\beta$  BASSI



- per  $\beta$  BASSI prevalgono le laminazioni
- per  $\beta$  ALTI, si verifica che per  $n$  bassi prevalgono le fughe ( $\eta_v \propto$  all' inverso di  $n$ ); con  $n$  elevati si ha prevalenza di perdite per laminazione

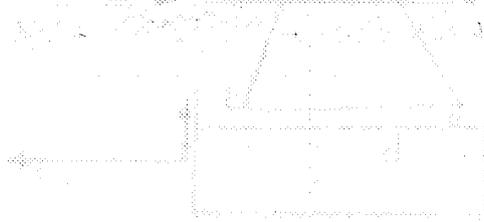
Considerando un doppio compressore

$$m_1 = -V_{VI} p_1 V_{0I} i n_I = -V_{VI} p_3 V_{0II} i n_{II}$$

$$L \quad \boxed{V_{0II} = V_{0I} \frac{p_1}{p_3} \frac{-V_{VI}}{-V_{VII}}}$$

le cilindrata del secondo compressore sarà più piccola del primo.

Se ci fosse refrigerazione intermedia,  $\downarrow T \uparrow p_3 \downarrow V_{0II}$ ,



Si definisce CARICO DISPONIBILE, la differenza tra i carichi totali corrispondenti ai peli liberi dei due serbatoi.

$$H_d = H_a^0 - H_b^0 = z_a - z_b + \frac{p_a - p_b}{\rho g} + \frac{c_a^2 - c_b^2}{2g}$$

CARICO UTILE differenza tra i carichi totali delle sezioni 0-3

$$H_u = H_0^0 - H_3^0 = (z_0 - z_3) + \frac{p_0 - p_3}{\rho g} + \frac{c_0^2 - c_3^2}{2g}$$

Indichiamo con  $Y_c$  le perdite di carico nelle condotte forzate e  $Y$  la somma complessiva delle perdite di carico esterne alla macchina:

$$H_u = H_d - Y_c - \frac{c_3^2}{2g} = H_d - Y$$

$$L_i = \frac{p_0 - p_3}{\rho} + \frac{c_0^2 - c_3^2}{2} + g(z_0 - z_3) - L_w - L_{w,DIFF}$$

Invece di calcolare il lavoro sulla circuito, prendo complessivamente la macchina considerando anche le perdite nel diffusore.

$$L_i = g H_u - L_w \quad \text{con} \quad L_w = L_{w1-2} + L_{w,DIFF}$$

14-10-2011

# TURBINE IDRAULICHE

## MODELLAZIONE ED ESTENSIONE AL CASO REALE

### SIMILITUDINE GEOMETRICA

I SISTEMI FLUIDODINAMICI DI DUE MACCHINE PERCORSE DA CORRENTE FLUIDO IN CONDIZIONI ASSEGNATE SI DICONO MECCANICAMENTE O FLUIDODINAMICAMENTE SIMILI QUANDO SOTTOSTA SIMILITUDINE GEOMETRICA DELLE MACCHINE E DELLE LINEE DI FLUSSO → (VETTORI VELOCITÀ PARALLELI)

↓  
PARAMETRI ADIMENSIONALIZZATI

↓  
LA SIMILITUDINE FLUIDODINAMICA TRA DUE TURBINE IDRAULICHE COMPORTA TRIANGOLI DI VELOCITÀ SIMILI → IN SIMILITUDINE

•  $L_i = U_1 C_{U2} - U_2 C_{U2} \rightarrow L_i = U_1^2 \frac{C_{U2}}{U_1} - U_2^2 \frac{C_{U2}}{U_2} =$

$$L_i = U_2^2 \left( \frac{C_{U2}}{U_1} - \frac{U_2}{U_1} \frac{C_{U2}}{U_2} \right) \propto U_1^2$$

il lavoro delle due macchine dipende solo da  $U_1^2$ :

$\left( \frac{C_{U2}}{U_1} - \frac{U_2}{U_1} \frac{C_{U2}}{U_2} \right)$  È UGUALE PER ENTRAMBE LE MACCHINE

### • RENDIMENTO IDRAULICO

$$\eta_H = \frac{L_i}{L_i + L_w}$$

$$L_w = L_w \text{ (R. DISTRIBUITE)} + L_w \text{ (RESISTENZE CONCENTRATE)}$$

•  $L_w \text{ DISTRIBUITE} = k_{\text{DISTR.}} \cdot \frac{W^2}{2}$

(W VELOCITÀ CARATTERISTICA RELATIVA AL CONDOTTO)

il numero specifico di giri e la portata specifica hanno significato rispettivamente di numero di giri a cui deve ruotare e portata che deve scaturire una turbina simile geometricamente all'originale, con  $D = 1 \text{ m}$ ,  $H_0 = 1 \text{ m}$ , affinché sia rispettata la similitudine fluidodinamica con le condizioni di funzionamento della turbina originale.

Per conoscere  $n_s$   $Q_s$  è necessario conoscere la geometria. Sfruttando invece il rapporto delle potenze

$$P_0 = \eta_r \gamma Q H_0$$

$$\frac{P'_0}{P_0} = \frac{\eta'_0 \eta'_r \eta'_x Q' H'_0}{\eta_0 \eta_r \eta_x Q H_0} = \frac{D'^2}{D^2} \left( \frac{H'_0}{H_0} \right)^{\frac{3}{2}}$$

$$\frac{D'}{D} = \frac{n}{n'} \left( \frac{H'_0}{H_0} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \frac{P'_0}{P_0} = \frac{n^2}{n'^2} \left( \frac{H'_0}{H_0} \right)^{\frac{3}{2}}$$

$$\frac{n'}{n} = \left( \frac{P_0}{P'_0} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{H'_0}{H_0} \right)^{\frac{3}{4}}$$

considerando una macchina in cui  $P'_0 = 1 \text{ CV}$   $H'_0 = 1 \text{ m}$   
 definisco numero di giri caratteristico

$$n_c = \frac{n \sqrt{P_0}}{H_0^{5/4}}$$

il numero  $n_c$  è calcolato con la potenza  $P_0$  espressa in CV

$n_c$  è il numero di giri a cui deve ruotare una macchina affinché, con  $H'_0 = 1 \text{ m}$   $P'_0 = 1 \text{ CV}$ , funzioni in similitudine

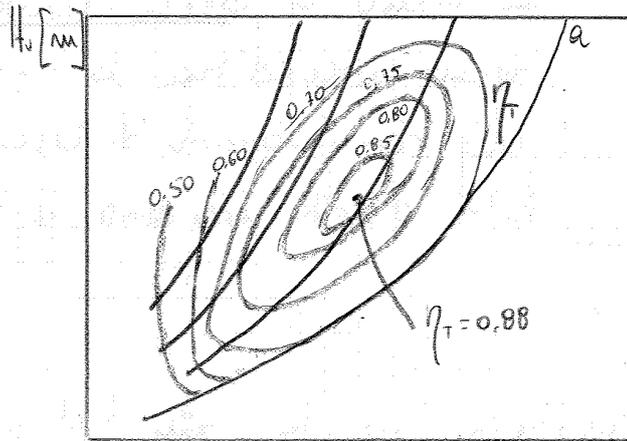
# CURVE CARATTERISTICHE

17-10-2011

CARATTERISTICHE FUNZIONALI → CURVE CARATTERISTICHE

## DIAGRAMMA COWLING

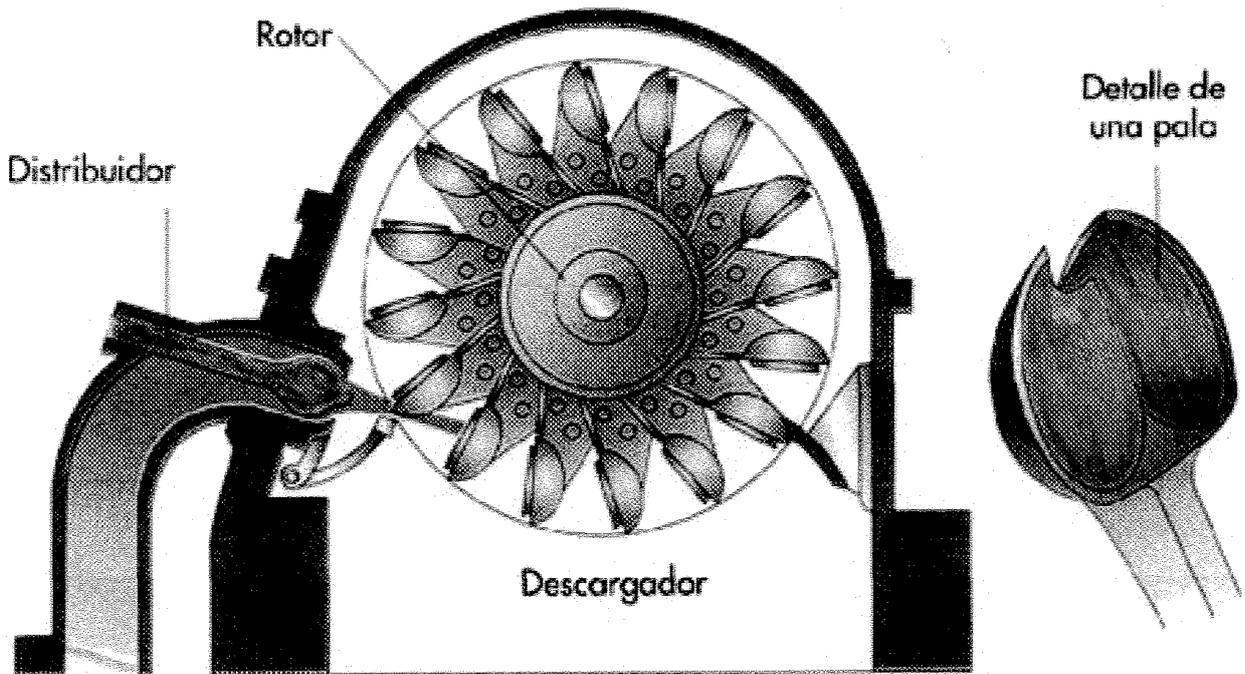
Fornisce valori di  $\eta_T$  in funzione di  $H_u$  e  $Q$  per una turbina funzionante a velocità costante



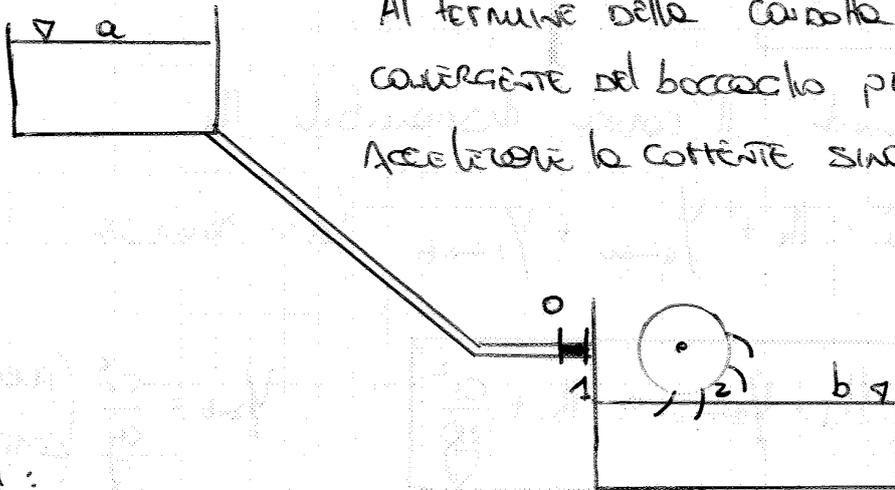
•  $Q$  GRADO DI APERTURA DISTRIBUTORI

$Q [ \frac{m^3}{s} ]$

## TURBINA PELTON



SCHEMA FUNZIONALE - TRIANGOLI DI VELOCITÀ



IPOTESI:

Assenza di perdite, per velocità  $c_1$  scriverò l'espressione di  $L_i(0,1)$  da cui ottengo

$$H_0^0 = H_2^0 \rightarrow \frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} + g z_0 = \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_{115}^2}{2} + g z_1 \quad (LW=0)$$

$p_1 = p_a$  PLESSIONE AMBIENTE =  $p_2$

$z_0 = z_1$

$$\frac{p_0}{\rho} - \frac{p_a}{\rho} = \frac{c_{115}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2}$$

dalla definizione di carico utile

$$g H_0 = g (H_0^0 - H_2^0) = \frac{p_0 - p_a}{\rho} + \frac{c_0^2 - c_2^2}{2} + g (z_0 - z_2) \approx 0$$

$$= \frac{c_{115}^2 - c_0^2}{2} + \frac{c_0^2 - c_2^2}{2} = \frac{c_{115}^2 - c_2^2}{2} \rightarrow \boxed{c_{115}^2 = 2g H_0 + c_2^2}$$

$\eta = \psi c_{115}$  → PERDITE NEL DISTRIBUTORE

$$\frac{c_{115}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_1^2}{2\psi^2} - \frac{c_1^2}{2} = \left[ \frac{1}{\psi^2} - 1 \right] \frac{c_1^2}{2}$$

PERDITE

$$L_i = 0 = - \frac{\Delta P}{\rho} - \Delta E_c - \Delta E_p - L_w$$

in assenza di perdite

$$0 = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} - g(z_1 - z_2)$$

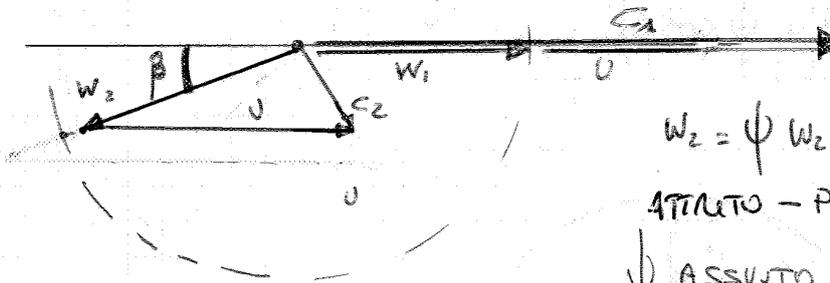
$v_1 = v_2$

$$w_{z1s} = w_1$$

per cui costruendo il triangolo delle velocità

$w_2$  È INCLINATO DI  $\pi - \beta$  RISPETTO A  $w_1$  IN MODO DA ALLONTANARE L'ACQUA DALLA TRAIETTORIA DELLA PALA SUCCESSIVA EVITANDO UGOGLIA ACQUA E CORSO PALA

$$\beta \approx 10^\circ - 20^\circ$$



$$w_2 = \psi w_{z1s} = \psi w_1$$

ATTIATO - PERDITE

$$\psi \text{ ASSUNTO } 0,94 - 0,97$$

il lavoro è calcolato come

$$L_i = v(c_{v1} - c_{v2})$$

$$c_{v1} = c_1$$

$$c_{v2} = -(c_1 - v_2) \psi \cos \beta + v_2$$



$$L_i = v[(c_1 - v_2) + \psi \cos \beta (c_2 - v_1)] = v(c_1 - v)(1 + \psi \cos \beta)$$

il rendimento idraulico

$$\eta_H = \frac{L_i}{L_i + L_w} = \frac{L_i}{g h v + \frac{c_1^2}{2}} = \frac{v(c_1 - v)(1 + \psi \cos \beta)}{\frac{c_1^2}{2}}$$

ENERGIA IN USCITA  
ENERGIA IN USCITA DAL DISTRIBUTORE

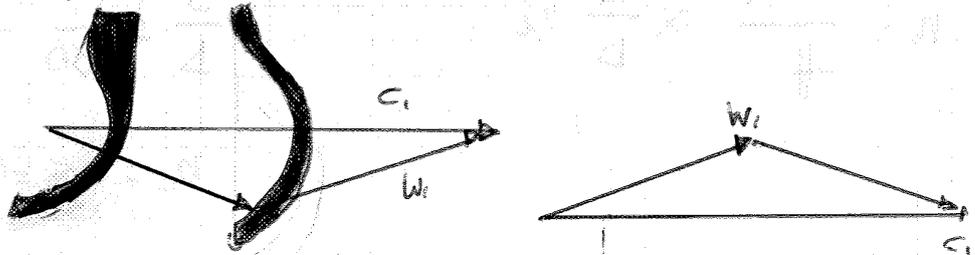
(trascurando  $\beta \rightarrow c_1$  dipende solo dal carico utile)  
 Si può osservare dall'espressioni che  $C_1$  varia linearmente con  $\psi/c_1$ . Supponendo  $\psi/c_1 = 0.5$  si osserva che la coppia di reazione è la metà della coppia di spunto con  $\psi_{max}$

INFLUENZA DELL'INCLINAZIONE DELLE PALE

Cò che è stato descritto difficilmente si verifica: si analizzano quindi alcune situazioni

- pale inclinate rispetto all'asse del GETO

MODIFICA TRIANGOLO VELOCITÀ



- RESISTENZA AERODINAMICA DELLE PALE alla rotazione



COPPIA E RENDIMENTO VARIANO LE PROPRIE CARATTERISTICHE

$$\frac{C_1^2}{2\psi^2} = \frac{U_1^2}{2\psi^2} \left( \frac{C_1}{U} \right)_{OTTIMALE} \quad \text{con } \frac{U}{c_1} \approx 0.46$$

↳ il max salto utilizzabile è 2400 m

$$U_{1 \max} \approx 100 \text{ m/s}$$

$$\psi \approx 0.97$$

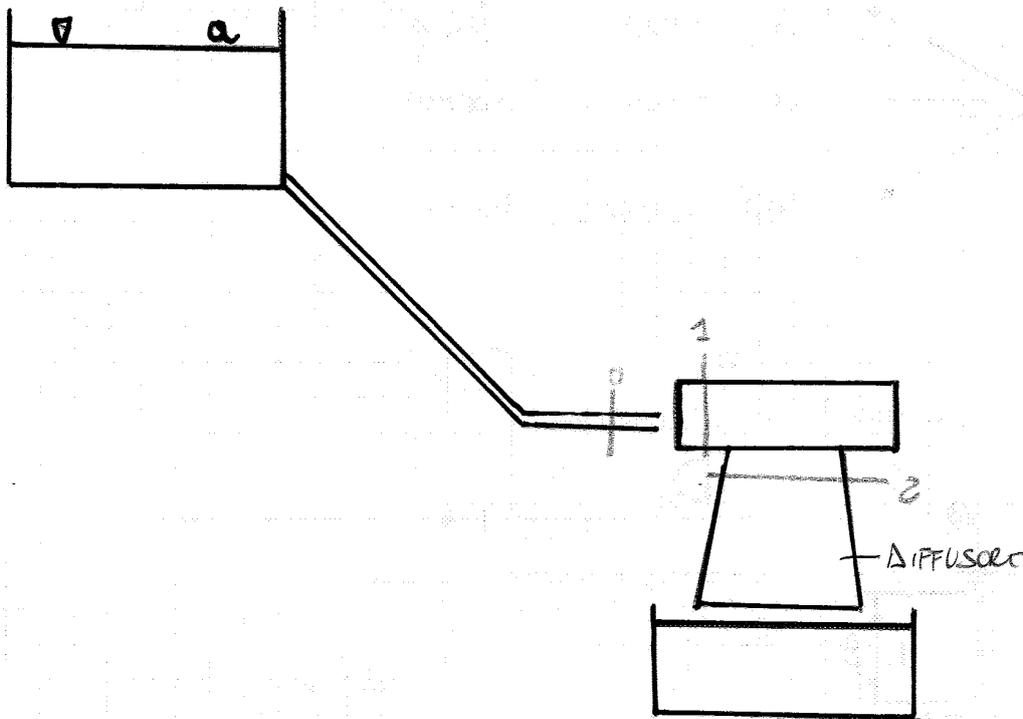
passo scivolo

$$g H_b = g (H_0 - H_3)$$

$$g H_b = L_i + L_{w_{\text{DISTRIBUTORI}}} + L_{w_{\text{GRANTE}}} + L_{w_{\text{DIFFUSORI}}}$$

$$L_{w_{\text{DISTR}}} = \frac{C_i^2}{2} \left( \frac{1}{\psi^2} - 1 \right)$$

$$L_{w_{\text{GRANTE}}} = \frac{W_2^2}{2} \left( \frac{1}{\psi^2} - 1 \right)$$

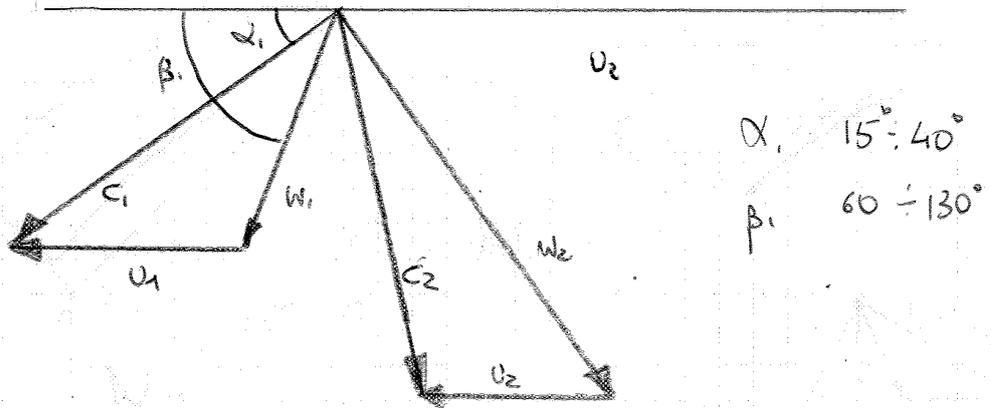


dalla conservazione dell'energia

$$g z_a + \frac{p_a}{\rho} + \frac{C_a^2}{2} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{C_1^2}{2} + g z_1 + g y_{a \rightarrow 1} + L_{w_{\text{DISTR}}}$$

le pressioni  $p_1$   $p_0$  non essere quella ambiente.  
 la pressione  $p_2$   $p_0$  scende solo quella atmosferica

# TRIANGOLO VELOCITÀ



$\alpha_1 = 15^\circ - 40^\circ$   
 $\beta_1 = 60^\circ - 130^\circ$

$$L_i = U_1 C_{12} - U_2 C_{22}$$

$$\eta_y = \frac{L_i}{g H_0}$$

$U_2 < U_1 \rightarrow$  MACCHINA COMPRESA

A pari velocità, una configurazione centripeta della macchina comporta lauti maggiori e perdite ridotte  
 $C_2$  ASSIALE  $\rightarrow \eta_{y \max}$  ( $C_{02} = 0$ )

partendo dalla relazione relativa al numero di giri caratteristico

$$n_c = \frac{n \sqrt{P_0}}{H_0^{5/4}}$$

$$Q = \pi D_1 B \rho c_1 \sin \alpha_1$$

indicando con  $k = \frac{U_1}{c_{11}}$  coefficiente di velocità

$$k = \frac{U}{\sqrt{2g H_0}} = f(\alpha_1, \beta_1, \eta_y)$$

$\hookrightarrow k = 0.55 - 0.90$

$$n_c = \alpha \sqrt{k \frac{B}{D_1} \tan \alpha_1}$$

da ciò osserviamo che per determinare il numero di giri  $n_c$  devono determinare  $k, \frac{B}{D_1}$  o  $\alpha_1 \rightarrow$  GEOMETRIA

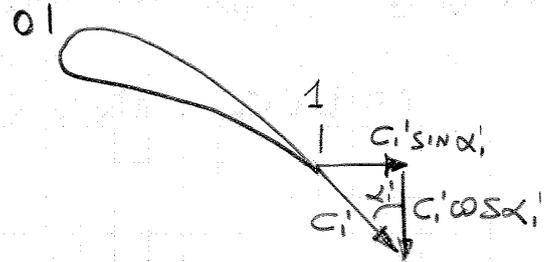
Trascurando

- attrito fluido-fluido
- attrito fluido-parete

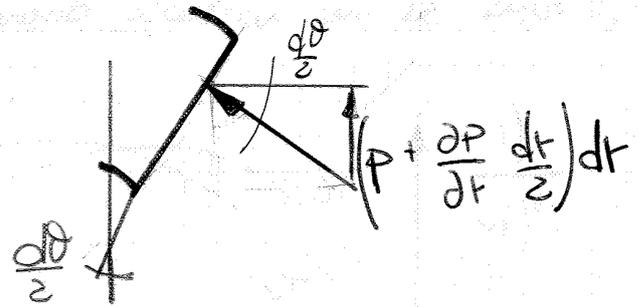
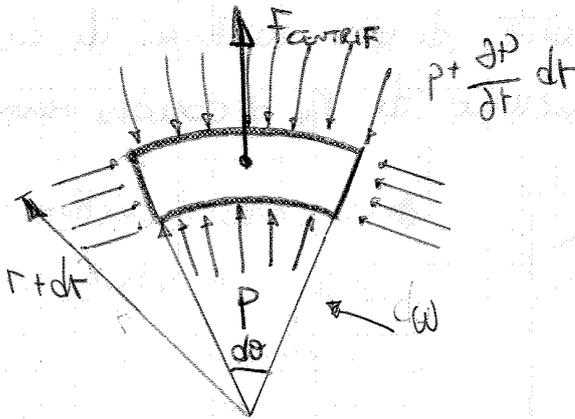
Per l'elemento di massa  $dm$

$$r, dm, c_v = r', dm, c_v'$$

$$r, c_v \cos \alpha = r' c_v'$$



scrivendo l'equilibrio sull'elemento



$$(p + dr)(r + dr) d\theta - p r d\theta - 2 \left( p + \frac{dp}{dr} \frac{dr}{2} \right) dr \frac{d\theta}{2} - \rho r d\theta dr \frac{\omega^2}{2} = 0$$

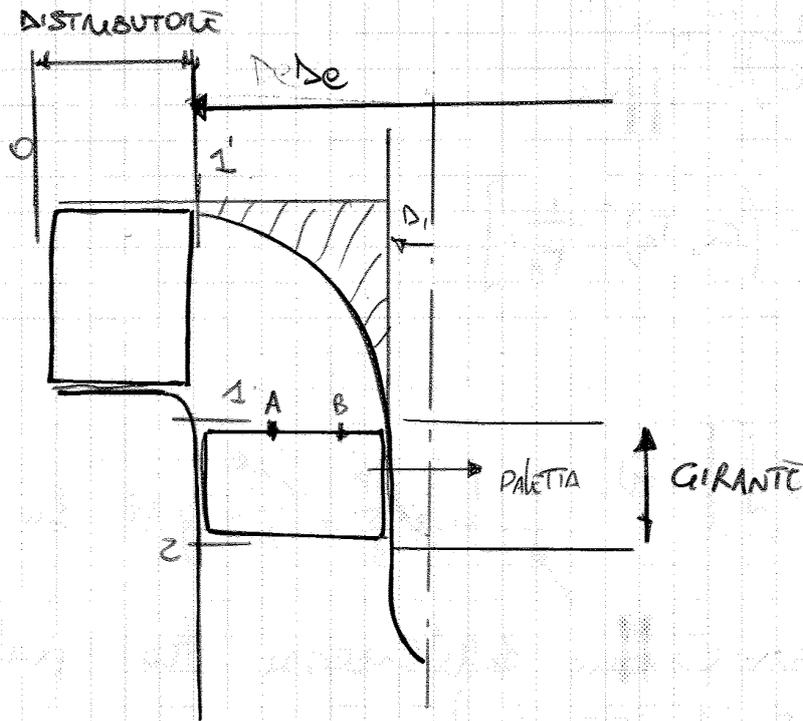
Trascurando gli infinitesimi di ordine superiore si ottiene

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{c_v^2}{r}$$

LEGGI DI DISTRIBUZIONE DELLA PRESSIONE



21-10-2011



CONSERVAZIONE MOMENTO QUANTITÀ DI MOTO

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{c_u^2}{r}$$

$$c_u \cdot r = r_1' c_{u1}' \cos \alpha_1' \rightarrow \text{QUANTITÀ COSTANTE}$$

$\rightarrow c_u r = \text{cost}$

Equilibrio radiale pressioni

dalla conservazione del momento della quantità di moto e quindi dalla costanza di  $c_u r$  si osserva la presenza di un vortice libero nel canale tra distributore e girante  $\rightarrow$  CAMPO RADIALE DI PRESSIONI

indicando i punti A, B come

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{(c_u \cdot r)^2}{r^3}$$

considerando che  $c_u \cdot r = \text{costante}$

integrando

$$\int_A^B \frac{\partial p}{\partial r} dr = \int_A^B \rho \frac{(c_u \cdot r)^2}{r^3} dr$$

Il che implica  $C_T = 0$  da cui

$$C^2 = C_A^2 + C^2 + C_U^2$$



$$p_B - p_A = -\rho \left[ \frac{C_{UB}^2 + C_{AB}^2}{2} - \frac{C_{UA}^2 + C_{AA}^2}{2} \right] \quad (2)$$

volte confrontando le espressioni precedenti (1) (2)

$$C_{AA} = C_{AB}$$

COSTANZA DELLA COMPONENTE ASSIALE IN TUTTI I PUNTI DI UNA SEZIONE NORMALE ALL'ASSE DI ROTAZIONE

Calcolando poi il lavoro  $L_i$  per  $t = t_A$

$$L_i = U_{1A} C_{U1A} - U_{2A} C_{U2A} = \omega t_A C_{U1A} - \omega t_A C_{U2A}$$

$$\omega t_A C_{AA} = \text{COSTANTE} = C_1$$

Se la palettezza è proiettata in maniera tale che anche in uscita si abbia s. abbia un vertice libero la distribuzione del lavoro da un raggio è costante  
vale infatti

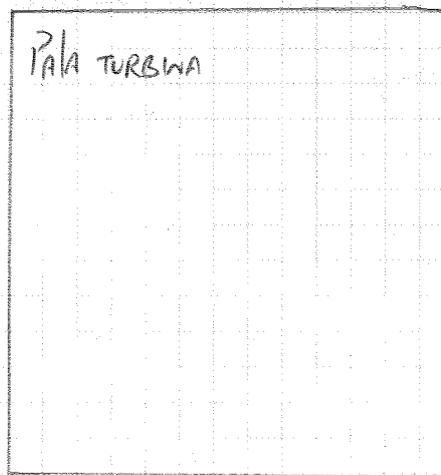
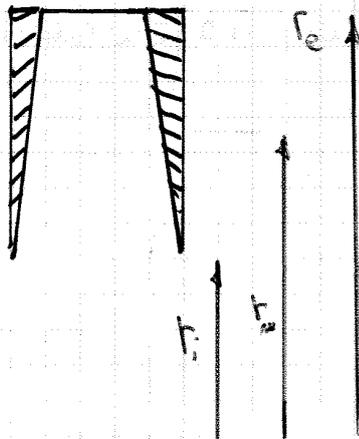
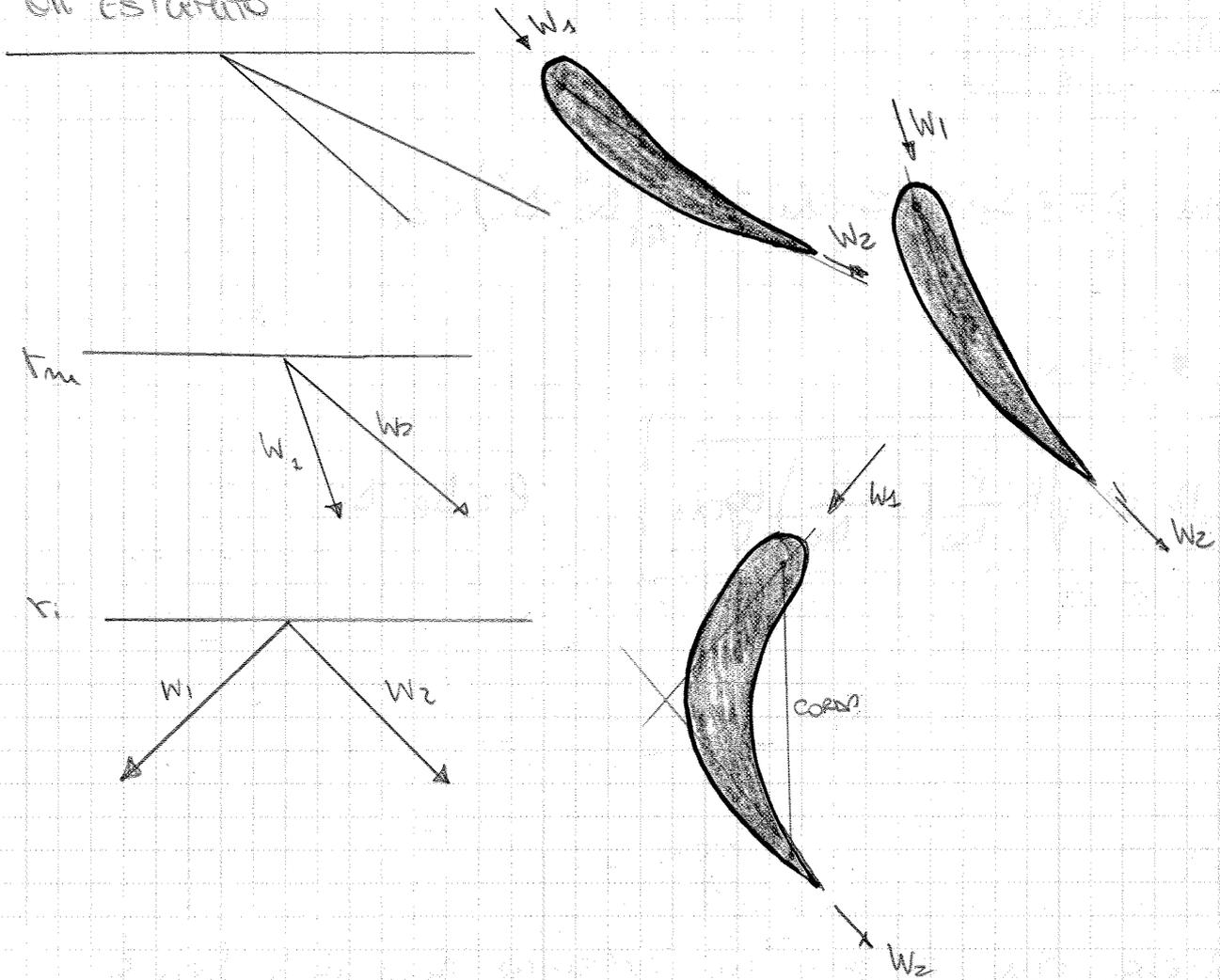
$$\omega t_A C_{U2A} = C_2$$

per cui

$$L_i = \omega (C_1 - C_2)$$

il lavoro  $L_i$  non dipende dal raggio  
 $L_i$  si conserva per qualunque  $t$

la deflessione delle correnti (causata compreso tra  $w_1$  e  $w_2$ ) si riduce passando dalle radici all'esterno



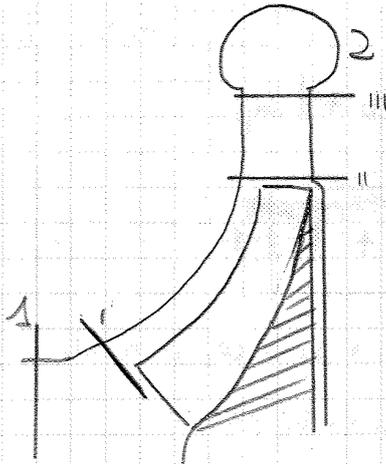
POTENZA  $P_A$

$$P_A = \frac{\gamma Q H_0}{\eta_P}$$

$$\eta_P = \eta_0 \eta_T \eta_Y \quad \text{RENDIMENTO TOTALE}$$

GRADO DI REAZIONE

È definita come il rapporto tra la quota piezometrica sviluppata dalla condotta e quella dell'utero macchina



PER QUOTA PIEZOMETRICA SI INTENDE LA SOMMA DELLA QUOTA GEOMETRICA ( $\Delta z$ ) + L'ALTEZZA PIEZOMETRICA  $\frac{\Delta p}{\rho g}$

Considerando una macchina priva di perdite ( $L_w = 0$ )

$$L_i = \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta E_c + \Delta E_g + L_w + \Delta E_w$$

$$0 = \frac{P'' - P'}{\rho} + \frac{W''^2 - W'^2}{2} + g(z'' - z') + L_w - \frac{U''^2 - U'^2}{2} \quad (L_w = 0 \text{ REVERSIBILITÀ})$$

la quota piezometrica

$$\frac{P'' - P'}{\rho} + g(z'' - z') = \frac{W'^2 - W''^2}{2} + \frac{U''^2 - U'^2}{2}$$

Il grado di reazione  $X$  è definito come

$$X = \frac{W'^2 - W''^2 + U''^2 - U'^2}{2gH_0}$$

(considerando che nelle turbine idrauliche si è in un caso di  $gH_0 = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2}$ )

NUMERO DI GIRI CARATTERISTICO

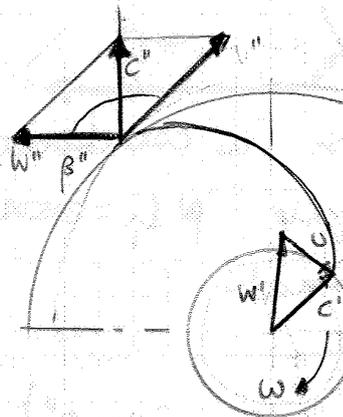
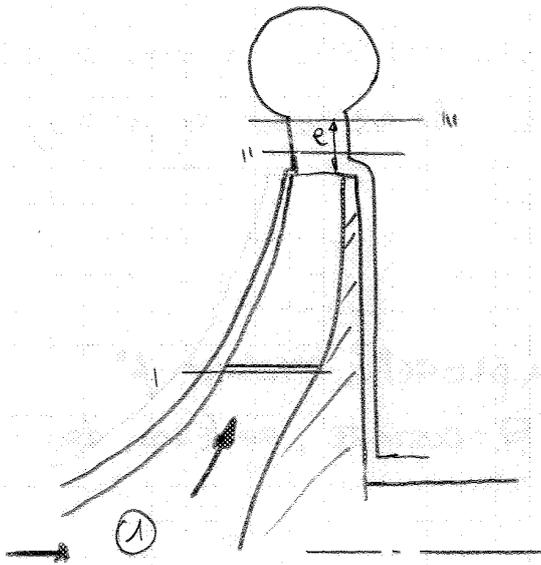
$$n_c = \frac{n \sqrt{D}}{H_0^{5/4}}$$

$$n_c \approx 3,65 \frac{n \sqrt{D}}{H_0^{3/4}}$$

RADIALE	↳ LENTA	60 ÷ 100
	↳ NORMALE	100 ÷ 200
	↳ VELOCE	200 ÷ 350
FUSSO	↳ MISTO	300 ÷ 500
	↳ ASSIALE	450 ÷ 1300

TURBO POMPE

24-10-2011



NON C'È PEGGIORANTE

CONSIDERO C'  
RADIALE: NON C'È  
NIENTE CHE MI FACCI  
PENSARE AD UNA  
COMPONENTE TANGENZIALE

$$L_i = U''c'' - U'c'$$

$$L_i = \frac{c''^2 - c'^2}{2} + \frac{w'^2 - w''^2}{2} + \frac{u''^2 - u'^2}{2}$$

per macchine operatrici, scegliamo una macchina centrifuga perché il termine  $\frac{u''^2 - u'^2}{2} > 0$ : e perché di  $L_i$  ho una differenza delle velocità assolute inferiori e quindi all'uscita delle girante possiamo lavorare con una  $c''$  relativamente ridotta e quindi ciò significa che si ha una minore esigenza di convertire l'energia cinetica delle girante nel diffusore in energia di pressione. Considerando che il diffusore è perfetto, lavorando con una velocità inferiore ridurremo l'incidenza delle perdite; inoltre è possibile entrare il diffusore perfetto in alcune situazioni.

caus. decando il grado di reazione

$$\chi = \frac{\frac{p''-p'}{\rho} + g(z''-z')}{g H_0} = \frac{L_i - c''^2 - c'^2}{\eta L_i}$$

la diminuzione di  $\beta''$  in parte ad avere  $c''$  che aumenta.  
 il grado di reazione si riduce ~~almeno~~: il SALTO DI  
pressione elaborato dalla girante è molto rispetto al salto  
di pressione elaborato dalle macchine

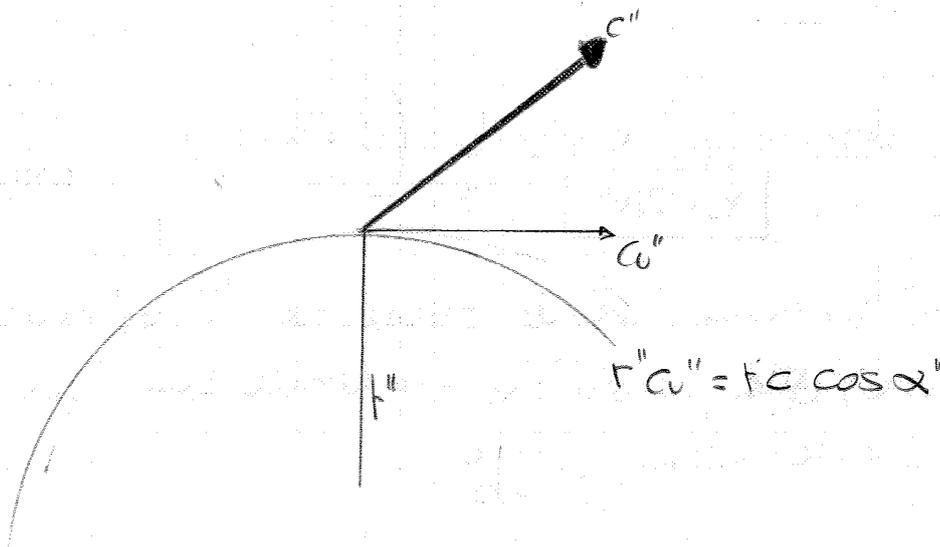
$\chi \approx 1(180^\circ)$ : poca esigenza di avere un diffusore perfetto che  
 converte ENERGIA CINETICA in ENERGIA DI PRESSIONE.

Se  $T_c$  è basso utilizzo un diffusore non perfetto (è la  
 girante che elabora quasi tutto il salto di pressione).

col diffusore non perfetto, il fluido evolve tra l'uscita della  
 girante e la chiocciola di raccolta senza incontrare  
 NESSUN elemento fisso. Applicando la conservazione del momento  
dalle equazioni di moto (trascurando gli attriti) allo

$$r''c'' = r'c \cos \alpha$$

$$\longrightarrow r'c \cos \alpha = r''c'' \cos \alpha''$$



con un diffusore palette c'è un azionamento palette e fluido non vale la conservazione di  $\Gamma$  ma solo continuità della massa

$$\frac{\Gamma''}{\Gamma} = \frac{\rho}{\rho''} \frac{C}{C''} \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha''}$$

supponendo pareti piane parallele  $\rho = \rho'' = \text{costante}$

per cercare di contenere le dimensioni con  $C = 0.5 C''$  posso dare sul rapporto  $\frac{\sin \alpha}{\sin \alpha''}$

$$\Gamma = \Gamma'' \frac{C''}{C} \frac{\sin \alpha''}{\sin \alpha}$$

con un rapporto  $\frac{\sin \alpha''}{\sin \alpha}$  BASSO il diffusore palette si potrebbe contenere le dimensioni

- il diffusore palette lavora bene in condizioni normali (perdite per urto minime). Le turbopompe che però per lavorare e bene per palette variabili cambiano le condizioni e quindi forti perdite per urto al diffusore: peggiora il rendimento delle pompe. Per questo si utilizzano diffusori non palette, con  $\beta''$  prossimi ai  $180^\circ$ .

### CARATTERISTICA MANOMETRICA

definito

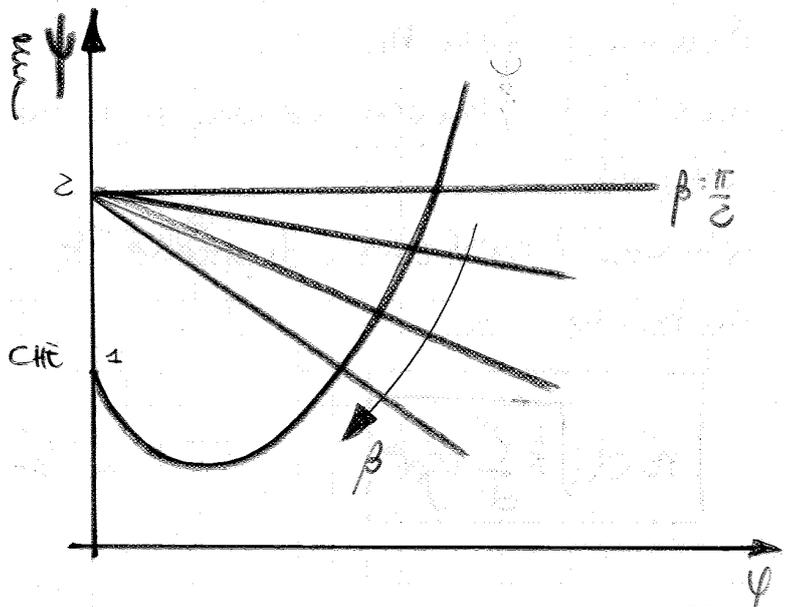
$$\psi = \frac{L_i}{U''^2 z}$$

$$\psi = \frac{w_r''}{U''}$$

$$\psi = \frac{L_w}{U''^2 z}$$

per  $C_0 = 0$  si dimostra che

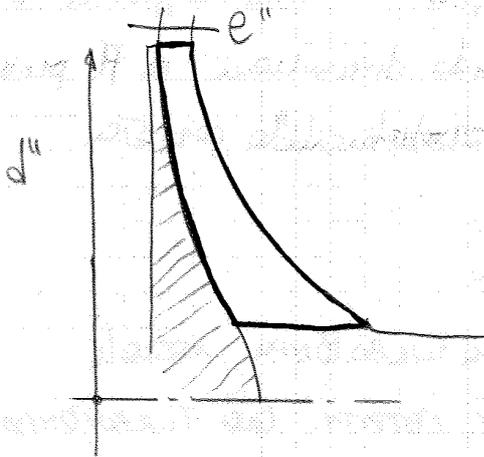
$$\psi = 2(1 + \rho \cot \beta'')$$



Cosa comporta variaz.  $n_c$ ? Cosa cambia geometricamente?

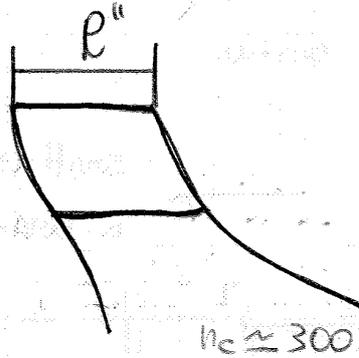
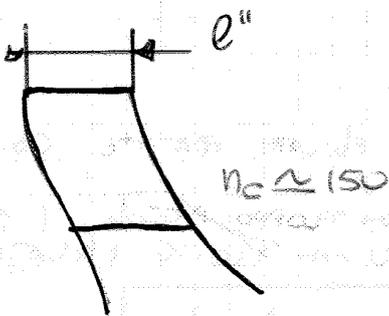
TURBO POMPA LENTA  $n_c \approx 60 \text{ giri/min}$

59'00



$$n_c \propto \sqrt{k \frac{e''}{d''} \tan \beta''}$$

PER variaz.  $n_c$ , aumento  $k = f(\beta'')$   
 aumento  $\beta''$  comporta modificare la  
 GEOMETRIA, AUMENTA MOLTO IL RAPPORTO  
 $\frac{e''}{d''} \rightarrow$  MUTA IL PRO.FILO DELLA GIRANTE



con  $n_c \uparrow$   $r' - r''$  si riduce, dall'espressione di  $L_i$  si  
 ha che il contributo centrifugo si riduce

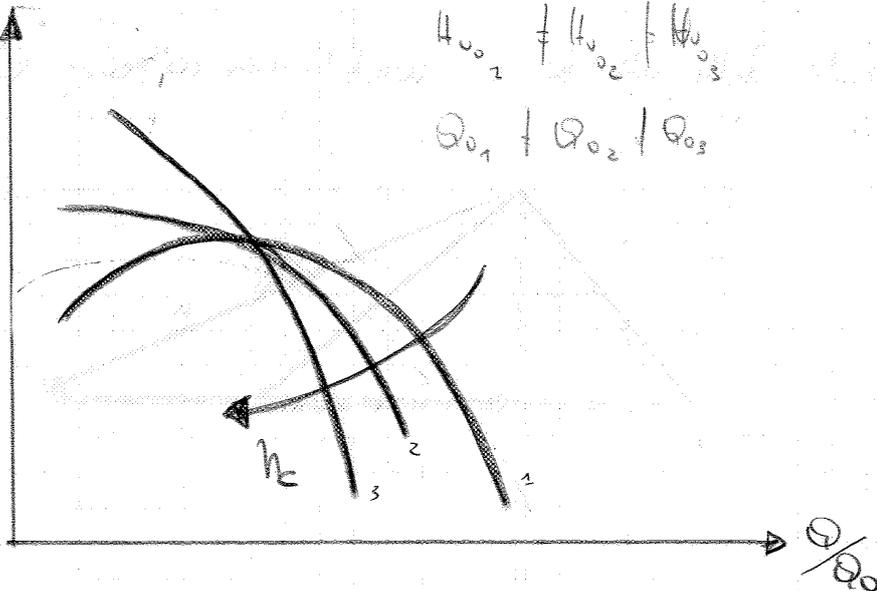
POTENZA ASSORBITA

$$P_{a1} = \gamma \frac{Q H_u}{\eta_p}$$

$\frac{H_u}{H_b}$

$H_{u01} \neq H_{u02} \neq H_{u03}$   
 $Q_{01} \neq Q_{02} \neq Q_{03}$

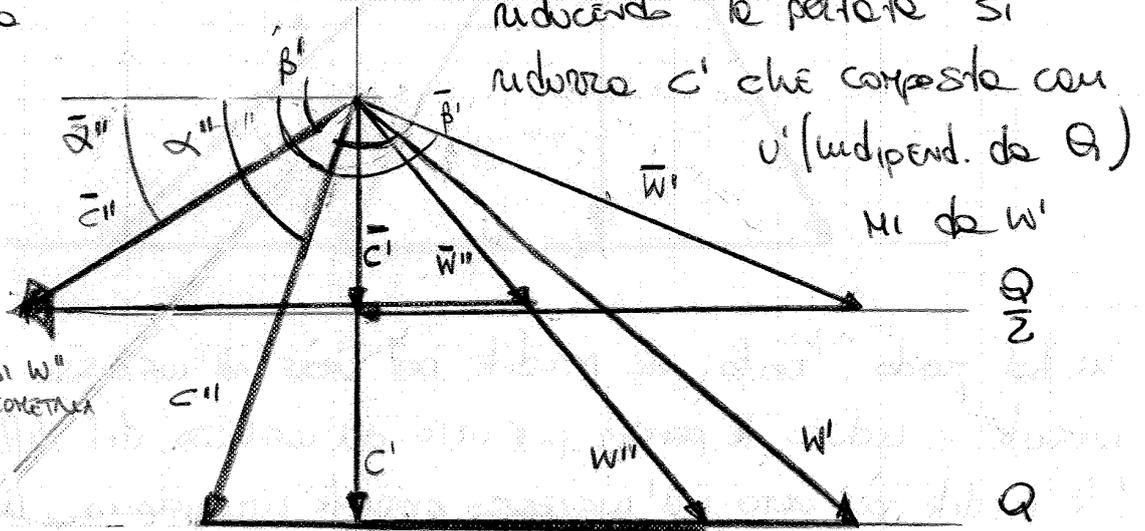
Tutte udienze di  $H_u$   
 all'aumentare dello  
 portate con  $n_c$   
 diversi



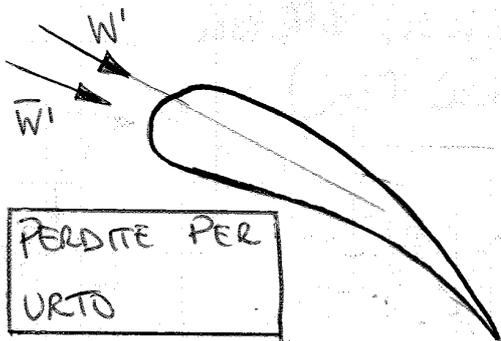
$$r_c = \eta \frac{\sqrt{Q}}{U^{3/4}}$$

Adottando una GEOMETRIA FISSA DELLE PALE, COSA ACCADE?

considero una portata diversa rispetto alle condizioni nominali  $Q$  differente



LA DIREZIONE DI  $W''$  NON CAMBIA (GEOMETRIA PALE)



considerando la geometria e le forze unidimensionali la direzione di  $W''$  non cambia, (la sua variazione è trascurabile)

la variazione di  $c''$  comporta perdite per urto nel diffusore

MIGLIORAMENTO  $\rightarrow$  KAPLAN: RESOLUZIONE ANSOLO CALETTAMENTO PALE  
 ROTAZIONE PALE GIRATE (VARIAZIONE  $\beta' \beta''$ ) RIDUZIONE DELLE PERDITE  
 PER URTO  $\beta'' - \beta' = \Delta\beta$

con la rotazione modifichiamo  $\beta' \rightarrow \bar{\beta}' \rightarrow \bar{\beta}'' = \bar{\beta}' + \Delta\beta$

il punto di funzionamento è l'intersezione tra C. INTERNA e C. ESTERNA.

la ~~variazione~~ regolazione comporta la variazione dell'intersezione:

la cosa più semplice è vedere la C. ESTERNA con la pompa che lavora nelle STESSSE condizioni

Agire sulla C. ESTERNA comporta un aumento di perdite e una riduzione di portata

Per un dato  $Q$ , l'unico modo è vedere il numero di giri

$$\boxed{H_u = \frac{1}{\rho} (L_i - L_w) = \left(\psi - \frac{\varphi}{\rho}\right) \frac{v^2}{2g} = \text{COSTANTE} \cdot \left(\psi - \frac{\varphi}{\rho}\right) d^5 n^2}$$

Posso costruire una caratteristica INTERNA in condizioni di SIMILITUDINE FLUIDODINAMICA al valore del numero di giri della pompa

$$\boxed{Q = \int \pi d^3 e \varphi \pi n d^3 = \text{COSTANTE} d^3 \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \varphi n}$$

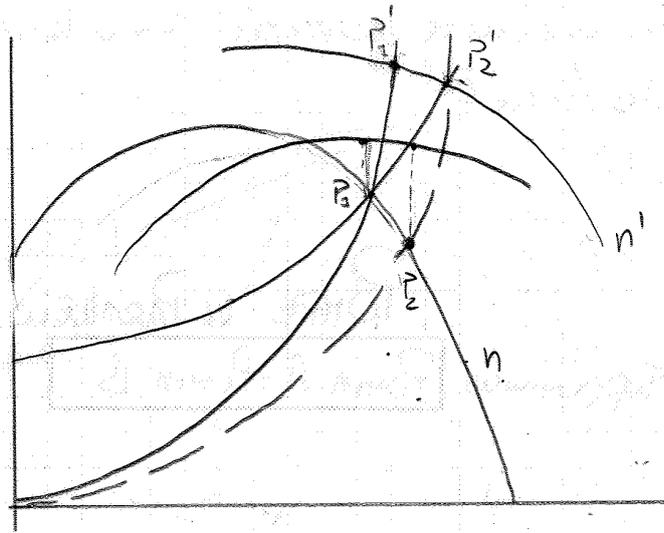


$$\boxed{\frac{H_u'}{H_u} = \left(\frac{D'}{D}\right)^2 \left(\frac{n'}{n}\right)^2}$$

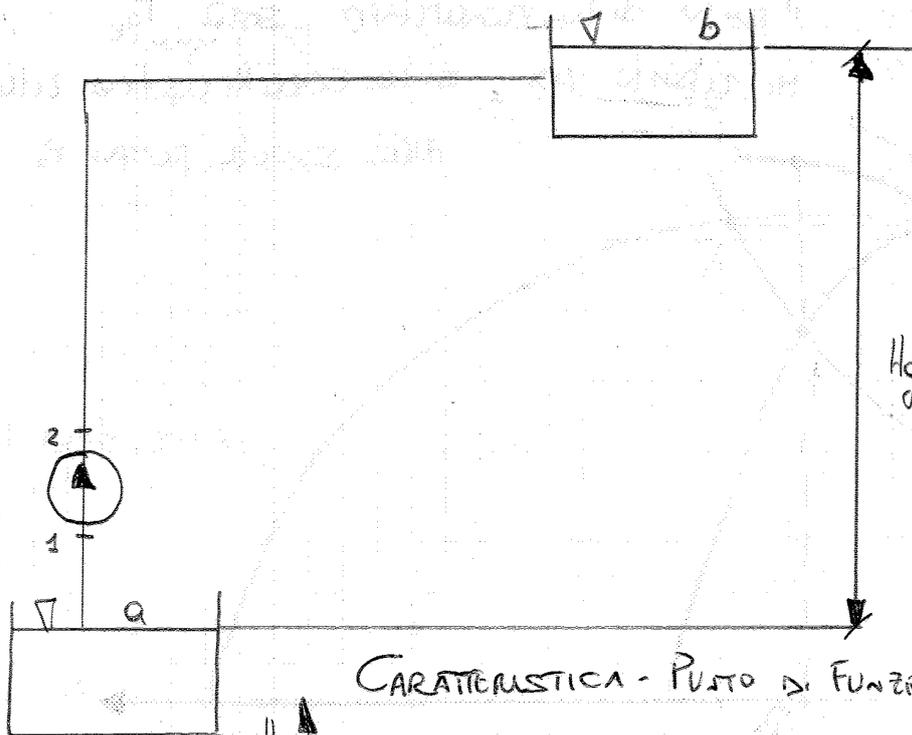
con  $D, D'$  indica una DIMENSIONE CARATTERISTICA DELLA MACCHINA

IN MANIERA ANALOGA

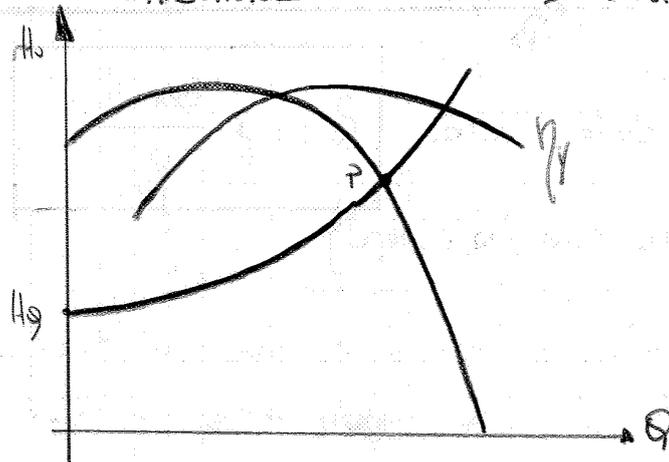
$$\boxed{\frac{Q}{Q'} = \frac{n'}{n} \left(\frac{D'}{D}\right)^3}$$



POMPE IN SERIE - POMPE IN PARALLELO  
 IMPIANTO CON UNA SOLA POMPA



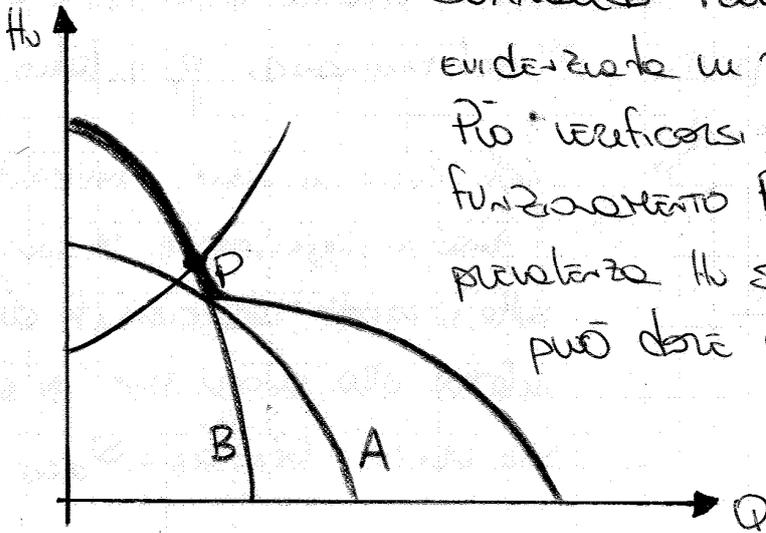
CARATTERISTICA - PUNTO DI FUNZIONAMENTO



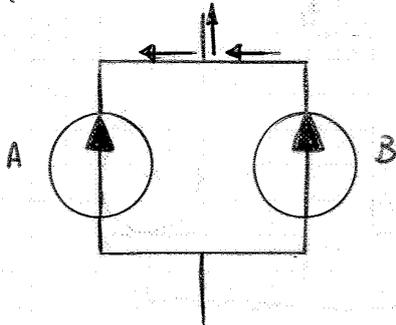
consideriamo in parallelo due TURBOPOMPE diverse

sommando tra loro la curva caratteristica evidenziata in rosso

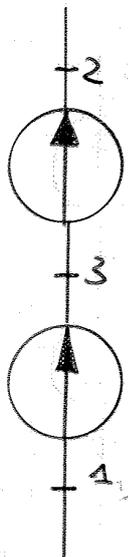
Più verificarsi un problema: il punto di funzionamento P presenta una prevalenza  $H_0$  superiore a quella che può dare una delle due pompe.



in base al punto di funzionamento può verificarsi che la pompa A non riesce a dare portata: le portate aspirate da B in parte va al cerchio in parte verso A (SENZA VAI NON RITORNO)

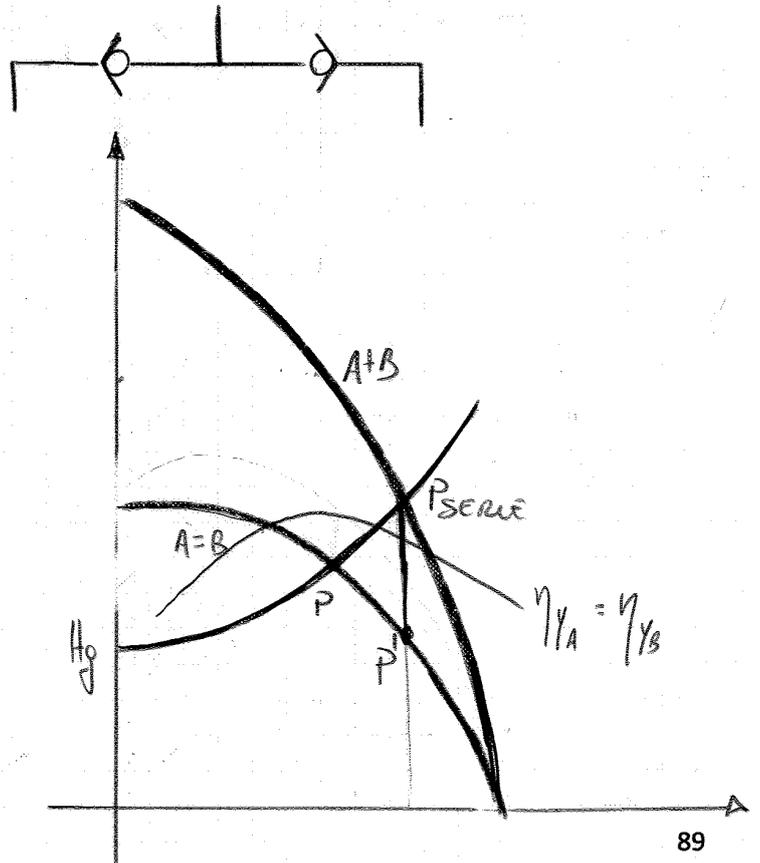


POMPE IN SERIE



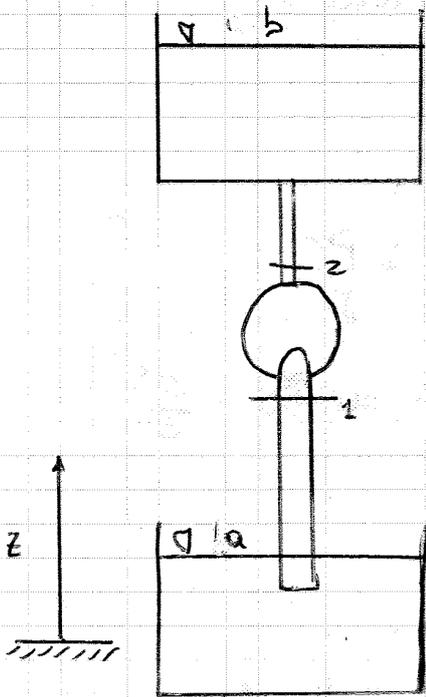
$$H_0 = H_{0A} + H_{0B}$$

$$Q = Q_A = Q_B$$



# CAVITAZIONE NELLE TURBOPOMPE

25-10-2011



$$H_a = H_s + y$$

FENOMENO DI TIPO DINAMICO

↓  
LA PRESSIONE VIENE RIDOTTA ALLA TENSIONE DI VAPORE IN UNA QUALUNQUE ZONA DEL FLUIDO

↓  
 SI FORMANO CAVITÀ NELLE QUALI SI HA SVILUPPO DI VAPORE

↓  
 QUESTE CAVITÀ RESCINDE DALLE CORRENTE VANNO FORI ED IMPLODONO IN UNA REGIONE A PRESSIONE PIÙ ELEVATA, SVILUPPANDO UN'ENERGIA CAPACE DI PROVOCARE UN ULTO E PROPRIO "RUMORELLO" CON CONSEGUENZE:

- DANNEGGIAMENTO SUPERFICI SOLIDE
- VIBRAZIONI
- CADUTA PRESTAZIONI IDRAULICHE

PER EVITARE LE CAVITAZIONI ALLA BOCCA DI ASPIRAZIONE DELLA POMPA, IN TALE SEZIONE LA PRESSIONE  $P_1$  DOVE ESSERE MASCIORATA DELLA TENSIONE DI VAPORE  $P_v$  DEL LIQUIDO

$$P_1 > P_v$$

$$h_0 = \text{NPSH}_{\text{MINIMO}}$$

$$\frac{p_a}{\rho} + \underbrace{g z_a}_{z=0} + \underbrace{\frac{c_a^2}{2}}_{c=0} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + g z_1 + g y_a$$

↓

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} = \frac{p_a}{\rho} - g z_1 - g y_a$$

Sostituendo

$$\frac{p_a - p_v}{\rho g} - z_1 - y_a \geq h_0 \rightarrow \boxed{z_1 \leq \frac{p_a - p_v}{\rho g} - h_0 - y_a}$$

$z_1$  rappresenta la massima altezza a cui può essere posta la pompa rispetto al pelo libero del serbatoio di aspirazione

Evitare il fenomeno della cavitazione

- TEMPERATURA DI ASPIRAZIONE IL PIÙ BASSA POSSIBILE
- TUBATURE CON GRANDE DIAMETRO
- SUPERFICIE DEI TUBI MOLTO LISCIA