



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO : 2

DATA : 20/01/2011

A P P U N T I

MATERIA : FOND. DI MACCHINE - Prof.Ferraro

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.**

FONDAMENTI DI MACCHINE - Prof. P. V. FERRARO

CLASSIFICAZIONE delle MACCHINE.

Poniamo fare le seguenti quattro distinzioni duali:

- o motrici - sistemi (cioè insiemi di macchine) x la produzione di lavoro, x es coppia ad un altro motore
- o operatrici - sistemi a cui viene fornita potenza, x esempio per produrre aria compressa, per sollevare liquidi...

!! la fonte di energia è variabile; x es idrocarburi, liquidi od aria quota, vapore, ...

- o combustione interna - il fluido che percorre il ciclo partecipa al sistema alla combustione (x es motori alternati)

→ richiede il ricambio del fluido a fine processo

- o combustione esterna - il calore è trasferito al fluido che percorre il ciclo (il quale quindi non partecipa alla combustione)

→ non viene ricambiato il fluido

- o termiche - all'interno c'è trasformazione termica

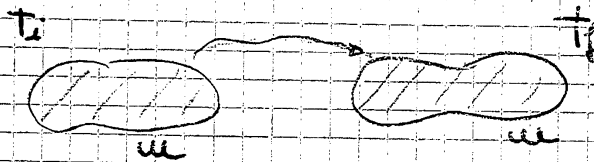
- o non termiche - principalmente idrauliche (anche se compressore).

- o flussi continui - dopo un certo intervallo vengono ripercorsi gli stessi punti del nuovo fluido entrante

- o valvolmetriche - in un volume di dimensioni variabili x ha

o METODO SOSTANZIALE o LAGRANGIANO.

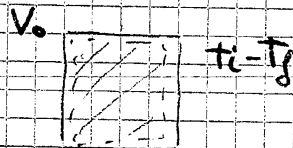
Si individua una massa od un insieme di masse dello sistema riguardando l'evoluzione da t_1 a t_2 (anche variabile),
 E' un metodo generale che prende in considerazione i suoi scambi con l'esterno.



X es. la vita media di uno studente.

o METODO LOCALE o EULERIANO.

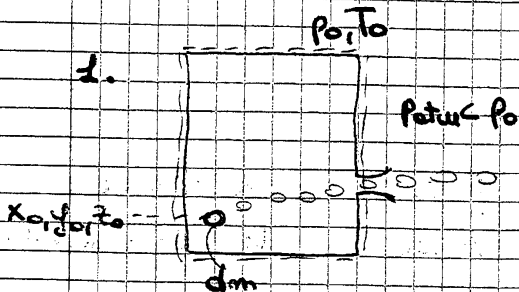
Si prende e si studia un certo volume V_0 riguardando il comportamento in un certo intervallo temporale $t_1 - t_2 \Rightarrow$ sviluppo lento.



X es. l'ufficio medio di 1 aula.

Il fenomeno non viene influenzato dal tipo di analisi.

X esempio:



• studio sostanziale relativo a dm cioè
 che interessa sapere l'evoluzione.

• studio locale relativo a V_0 perché
 un intervallo ρ_0 sviluppo di tale
 volume.

• Le forze di attrazione sono molto complicate perché si hanno tre possibilità: m_1 • m_2 • $m_1 + m_2$

!! Il metodo integrale è utile per trasformazioni di massa in evoluzione tra stati diversi

2. Si può per esempio scegliere un V.C. che racchiuda tutto il motore, in questo caso risulta particolarmente complicato.

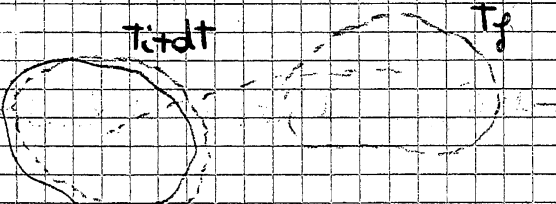
!! Il metodo locale è utile per moti permanenti e moti ciclici.

il caso del motore a 4 tempi (!! con del suo fluido).

PRIMO e SECONDO PRINCIPIO della TERMODINAMICA.

→ FORMA SOSTANZIALE.

È dato un sistema S: T_i



con Q - calore scambiato
 L - lavoro scambiato
 U_{tot} - energia interna totale

$$\Rightarrow \begin{cases} Q_{ns} + L_{ns} = \Delta U_{tot} & q_s - ricevuto dal sistema \\ dQ_{ns} + dL_{ns} = dU_{tot} \end{cases}$$

1° Principio della termodinamica in forma sostanziale (o Lagrangiana) ^(*)

In forma finita
tra t_i e t_f

$$\boxed{Q_{rs}} + \boxed{L_{rs}} = \boxed{\Delta U_{tot}}$$

In forma differenziale
tra t e $t+dt$

$$\boxed{dQ_{rs}} + \boxed{dL_{rs}} = \boxed{dU_{tot}} \quad (1)$$

$$dQ_{es} + d(Q_{cv})_s$$

$$(dQ_{es})_{cond} + (dQ_{es})_{conv} + (dQ_{es})_{irr}$$

$$dU_{tot} = dU_{ch} + \sum dU_{ra}$$

$$dU^*$$

$$(dL_{rs})_{fs} + (dL_{rs})_{fm}$$

$$\int_S \vec{F}_s \times d\vec{s}$$

$$-d\mathcal{E}_c - d\mathcal{E}_{cf} - d\mathcal{E}_{gr}$$

$$\left\{ \begin{aligned} \mathcal{E}_c &= \frac{v_{cm}^2}{2} \\ \mathcal{E}_{cf} &= -\frac{\omega^2 r^2}{2} = -\frac{v^2}{2} \\ \mathcal{E}_{gr} &= \varphi z \end{aligned} \right\} \leftrightarrow$$

$$\int_m d\mathcal{E}_c dm$$

$$\int_m d\mathcal{E}_{cf} dm$$

$$\int_m d\mathcal{E}_{gr} dm$$

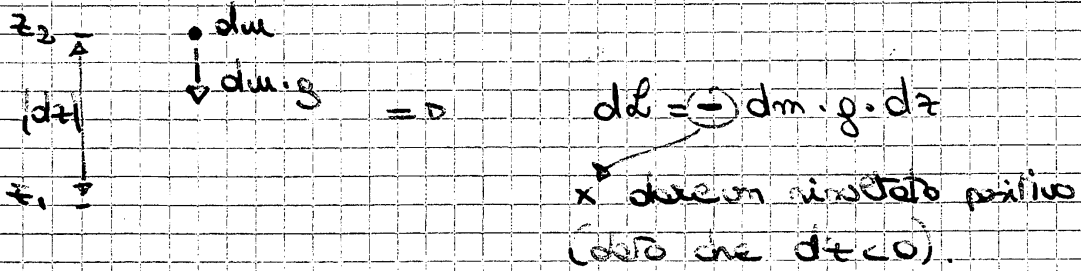
Sostituzione nella (1):

$$dQ_{es} + (dL_{rs})_{fs} - d\mathcal{E}_c - d\mathcal{E}_{cf} - d\mathcal{E}_{gr} = dU^* \quad (2)$$

Portando alcuni termini all'altro membro e poiché, in assenza di attrito viscoso si ha $\rightarrow (dL_{rs})_{fs} = -(dL_{re})_f$

$$dQ_{es} = (dL_{re})_f + d\mathcal{E}_c + d\mathcal{E}_{cf} + d\mathcal{E}_{gr} + dU^* \quad (3)$$

(c)



è quindi definito l'energia gravitazionale (anche a unità di massa),

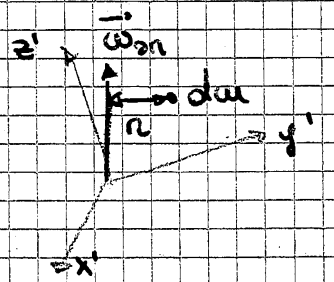
$E_{gn} = g \cdot z$, $E_{gn} = \int_{z_1}^{z_2} g \cdot dz \Rightarrow (dL_{ms})_{gn} = -dE_{gn}$

Forme d'inerzia

$dL = \vec{r} \cdot m \cdot \vec{a} = 0$ definitivamente $\vec{r} = -m\vec{a}$

$\Rightarrow \vec{F} + \vec{F}_c = 0$ e insieme delle forme esplicite più quelle d'inerzia si equilibra

ricordo calcolare il lavoro di $d\vec{r} = -du \cdot \vec{a}$ ed esprimersi in un sistema non inerziale nel caso semplice di moto rotatorio costante: $\vec{a} = \vec{a}_n + \vec{a}_t + \vec{a}_c$



$= -d\vec{a}_n - d\vec{a}_t - du \cdot \vec{a}_c$

(sintomatico: $d\vec{r} = \vec{v}_r \cdot dt$)

nel nostro caso è acc. centripeta

NOTA: $0 - du \cdot \vec{a}_t = -du \cdot \vec{\omega}_{2\pi} \cdot r = -du \cdot \frac{v^2}{r}$ velocità di translazione

La forza di Coriolis non da lavoro, infatti:
 $L_c = -du (\vec{\omega}_{2\pi} \wedge \vec{v}_n \times \vec{v}_n dt)$ prodotto misto con 2 vettori //.

$= -du \cdot \vec{a}_n$: $(dL_{ms})_c = -dE_c = -d \left[\int_m E_c du \right]$, $E_c = \frac{v_n^2}{2}$

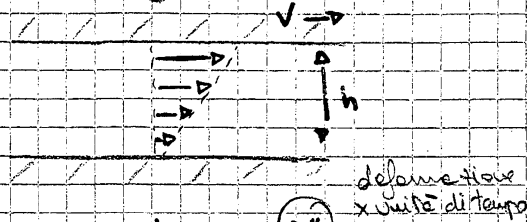
$= -du \cdot \vec{a}_t$: $(dL_{ms})_{cf} = -dE_{cf} = -d \left[\int_m E_{cf} du \right]$, $E_{cf} = \frac{v^2}{2}$
 centrifugo

(5)

dalle ~~due~~ deformazioni).

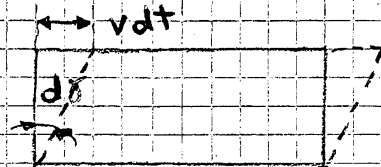
X es:

- due lastre piane interrate da un fluido



$$\gamma = \mu \frac{du}{dz} = \mu \frac{v}{h}$$

- un parallelepipedo deformato in romboidale



$$d\gamma = \frac{v dt}{h} = \frac{v}{h} \cdot dt = \frac{dx}{dt} \cdot dt$$

\Rightarrow Def. Tensore degli sforzi $\equiv \Pi = \begin{vmatrix} G_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & G_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & G_z \end{vmatrix}$
 doppia e simmetrica

con τ_{ab} legate alla velocità di deformazione; τ_{xy} piano z e x e di direzione y .

$\Rightarrow d\vec{F} = \Pi \cdot d\vec{S} \Rightarrow (dL_m)_{\vec{F}} = \int_S \underbrace{\Pi \cdot d\vec{S}}_{d\vec{F}} \times d\vec{o}$ valido in ott.

Teglia il tensore col vettore

Tuttavia in questo modo (qualitativamente corretto) i calcoli risulteranno particolarmente spossanti; a ridurne la complessità:

• $d\vec{F} = G_m dS$

Concettualmente ha una stranezza; infatti G è variabile e dipende dall'orientazione dell'elementino, ma in realtà dovrebbe coincidere col concetto di pressione.

Risultato:

$$p = \frac{G_x + G_y + G_z}{3} \quad \rightarrow \text{media dei tensori } \perp \text{ alla superficie} \\ \Rightarrow \text{indipendente dall'orientazione}$$

• Per quanto riguarda le forze tangenti alla superficie distinguiamo tre casi:

$$\Rightarrow dQ_{L=0} = dL_p + dE + du^*$$

1) dL_p :

2) $F_c \cdot dx = p \cdot A_c \cdot dx = p \cdot dV_t$

$$\Rightarrow \left(\int_{A_c} \right) p = \int_1^2 p \, dV_t = p_i V_i$$

perché densità è costante e pari a ρ , e p e v costanti e pari a p_i .

3) $dF = p_c \cdot dS \Rightarrow dL = \alpha \vec{r} \times d\vec{s} = p_c \cdot d\vec{S} \times d\vec{s} =$

fatto abilitati al sistema $= \rho p_c \cdot d^3V > 0$

$$\Rightarrow \left(\int_{S_0} \right) p_c = \int_S \int_+ -p_c \, d^3V = -p_c \int_S \int_+ d^3V =$$

$$= -\bar{p}_c [0 - V_{c0}] = +p_c \cdot V_{c0}$$

$$\Rightarrow L_p = -p_c V_{c0} + p_i V_i$$

4) $dE \approx 0$, infatti:

• $\Delta E_c = E_{c2} - E_{c1} \approx 0$ $\times kT$ suo rimpicciolimento è piccolo (base molecolare), tanto \uparrow e E_{c0} differenza è trascurabile (macchina volumetrica).

• $\Delta E_{cf} \approx 0$ potrebbe emersi a seconda della scelta degli assi (è relativo al sistema di riferimento)

• $\Delta E_{gr} \approx 0$ è tipico dei gas, trascurare tale termine perché piccolo rispetto alle altre grandezze.

5) $du^* = du + d\ell_{ch}$

non ha ancora trasformazione chimica del combustibile.

i termini d'espansione spingono grazie alla semplificazione con dL_{wm}

\Rightarrow Si "risolve": $dQ = dE_i^* + p dV - dL_{wm}$

\times le forze alla superficie

con dL_{wm} - termine relativo alle viscosità e alla velocità di variazione della forma
 con $dL_{wm} \geq 0$, > 0 nel caso di velocità bassa ($v < 10-20$ m/s).

$Tds = dQ + dL_{wm} + dL_{wm}$

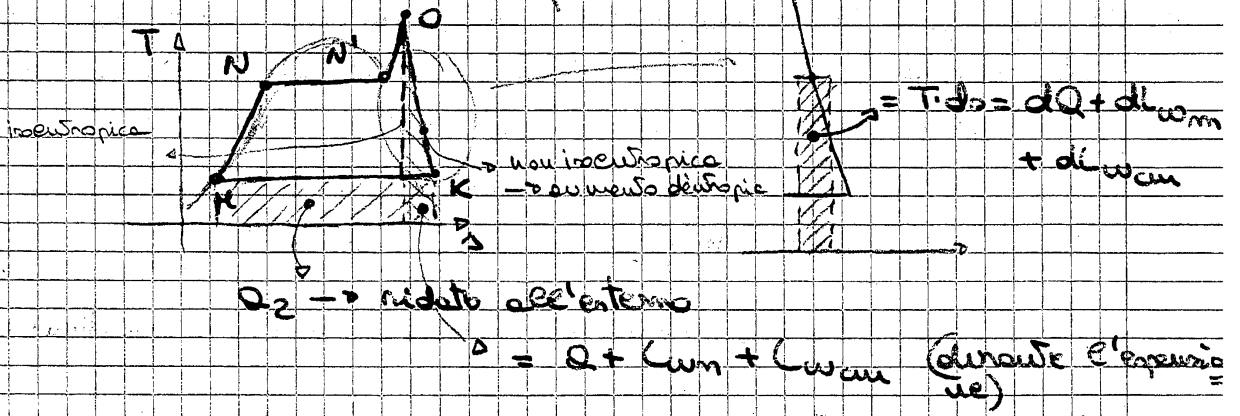
lavoro delle resistenze viscose - dotti e filtri chimici

NOTA:

o Si può effettuare una trasformazione isentropica nel caso di:
 $dQ = -(dL_{wm} + dL_{wm})$

o In una trasformazione adiabatica si avrà aumento d'entropia se:
 $dQ = 0 \Rightarrow Tds = dL_{wm} + dL_{wm}$

Ne è esempio l'espansione non isentropica (quella reale) nel caso del ciclo Rankine a vapore:

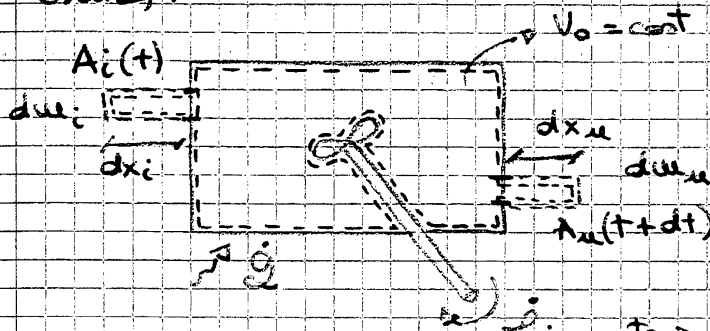


!! A causa della viscosità e del conseguente aumento d'entropia, si perde lavoro utile \Rightarrow rendimento ridotto; infatti:

$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$ aumento di Q_2 e quindi riduzione di η

→ FORMA LOCALE.

Ipotesiamo le seguenti V.C. con all'interno un albero che porta l'acqua all'esterno (con un tubo ingrosso ed una valvola):



$$M_1 = M(t)$$

$$M_2 = M(t+dt)$$

$$F_u = A_u \cdot p_u$$

$$F_i = A_i \cdot p_i$$

\dot{L}_i potenza scaricata sull'elica, con $L_u < L_i$ a causa del suo η che non è esterno al V.C. → non preso in considerazione

Ipotesi:

- le varie geometrie costanti nella sezione d'ingress e d'uscita
- inizialmente: $dL_{cu} = 0$

$$dE_c = dE_f = dE_g = 0$$

per poi introdurre alla fine (che non subiscono variazioni nella forma).

La V.C. è data dalla massa del fluido compresso in V_0 (esclusa quindi l'elica che trasporta \dot{L}_i):

$$V.C. : \quad \underbrace{M_1 + dM_1}_{u+t} = \underbrace{M_2 + dM_2}_{u+t+dt}$$

X il principio della conservazione dell'energia:

$$dQ = dL_f + dL_t$$

1. $dQ = \dot{Q} dt$

2. dL_f è dovuto alle 3 seguenti superfici: - bocca d'ingresso
- bocca d'uscita
- elica.

$$= p \quad dL_f = \dot{L}_i dt + dL_{A_u} + dL_{A_i} =$$

$$= \dot{L}_i dt + p_u \underbrace{(A_u dx_u)}_{=V_u} - p_i \underbrace{(A_i dx_i)}_{=V_i} =$$

$$\Rightarrow Q = L_i + D(pv) + \Delta u_t.$$

vanno a coincidere con il calore e il lavoro scambiato da 1 kg di fluido xke il processo è permanente.

con $i = u_t + (pv)$, $i^* = u^* + (pv)$

$$\Rightarrow Q = L_i + \Delta i [+ \Delta U_{ch} + \Delta E_c + \Delta E_{cf} + \Delta E_{gr}]$$

$$= L_i + \Delta i^* + \Delta E_{c,cf,gr}$$

Moto ciclico.

Caratterizzato dal ripetersi delle stesse condizioni ad intervalli pari a T.

\Rightarrow la grandezza meccanica viene calcolata su ogni ciclo intero (e non a moli di gas).

$$\Rightarrow \bar{Q} = \frac{\int_+^{++T} Q dt}{\int_+^{++T} u dt} , \quad \bar{L}_i \text{ - molarmente x unità di massa e x un ciclo intero.}$$

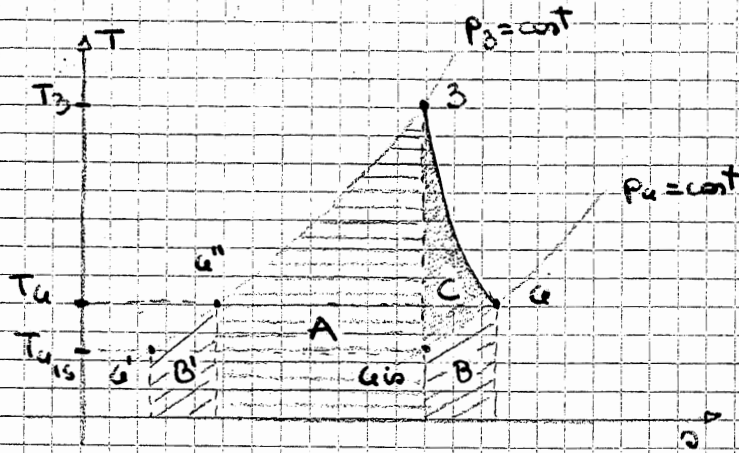
$$\Rightarrow \bar{Q} = \bar{L}_i + \bar{\Delta i}^* + \Delta \bar{E}_{c,cf,gr}$$

!! Quindi il I principio in forma globale ci permette di ricavare direttamente il lavoro meccanico utile (a differenza del caso sostanziale in cui il termine L_F comprende tutto: $Q = L_F + \Delta U^* + \Delta E_{c,cf,gr}$).

Es: nel motore alternativo:

- nelle fasi di transizione dello stantuffo da PMI a PMS, il lavoro L_F coincide completamente con L_i xke tutto il lavoro svolto dal fluido avviene nello stantuffo (\rightarrow lavoro utile).

→ effetto di recupero.



A: $Q_1 + C_{wm} + C_{wh} = C_{pu} (T_3 - T_u)$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_i = C_{pu} (T_3 - T_u) \\ C_{is} = C_{pu} (T_3 - T_{u1s}) \end{array} \right. = 0 \quad C_{is} = C_i + \textcircled{B} \Rightarrow C_i = C_{is} - \textcircled{B}$$

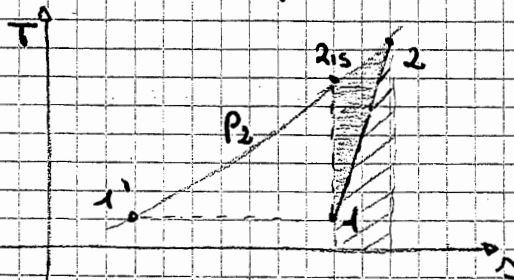
!! Si ha una perdita del caso reale e quello ideale che x_0' è minore della quantità \textcircled{C} di quanto una riperforazione. Infatti avendo sottratti due isobari e tra le stesse temperature, $B = B'$; cioè

$$C_i = C_{is} - (C_{wm} - \textcircled{C})$$

Ecco nuovamente dimostrato come non si possa mai avere alle streghe di lavoro e perdite per attriti.

→ effetto di controrecupero.

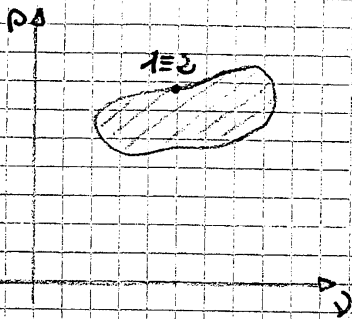
Nel caso opposto di compressione, viceversa, si avrà un'ulteriore perdita di quello che uno si aspetta:



Applicando il 1° principio:
 a i moti ciclici

$$Q = \underbrace{L_i}_{=0} + \underbrace{\Delta E_{c,fr}}_{=0} + \underbrace{\Delta E_{c,fr}}_{=0}$$

Quindi: in una trasformazione ciclica $Q = L_i = L_{fr}$



ipotesi $L_{c,fr} = 0$.

$$\begin{aligned} \oint_1^2 p dv &= Q + L_{c,fr} \\ &= L_{fr} + L_{c,fr} \\ &= L_i + L_{c,fr} \end{aligned}$$

→ Stato iniziale coincide col punto finale

NOTA: Le aree di un ciclo nei diagrammi T, s e p, v assumono lo stesso valore.

Inoltre, avendo sempre una trasformazione ciclica, si ottiene:

$$\begin{aligned} L_i &= - \oint v dp - \Delta E_{c,fr} - L_{c,fr} \\ &= \oint p dv - L_{c,fr} \end{aligned}$$

applicazioni
 1. abs
 2. ciclo.

→ non integrando un ciclo nei due sensi si ottengono due risultati uguali ma di segno opposto.

!! Non si può dire che l'area del ciclo è pari al calore o al lavoro scambiati; a questi, infatti, deve essere sempre sottratta $L_{c,fr}$ per gli attriti. Tale situazione sarebbe solo valida in assenza di attriti.

COMBUSTIONE. (Argomento non trattato a partire dall'anno 2007/2008)

È un'applicazione ristretta o locale del 1° principio.

Si possono distinguere tre casi:

1. $v = \text{cost}$

metodo sostanziale

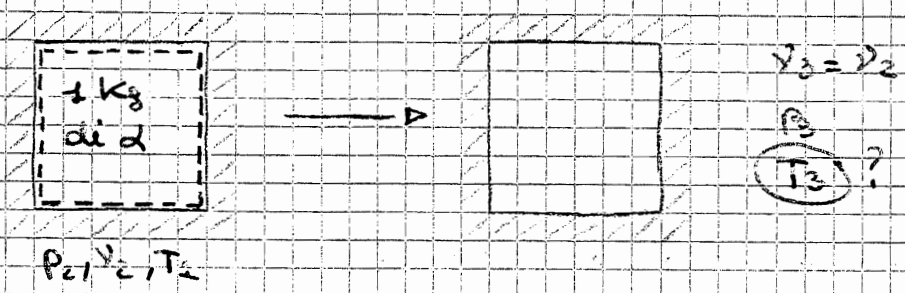
2. $p = \text{cost}$

3. a glorio permanente

metodo esale

CASO 1:

- $v = \text{cost}$
- $\alpha > \alpha_{st}$
- combustione completa (\rightarrow ideale)
- $Q = 0$ (trasformazione ideale)



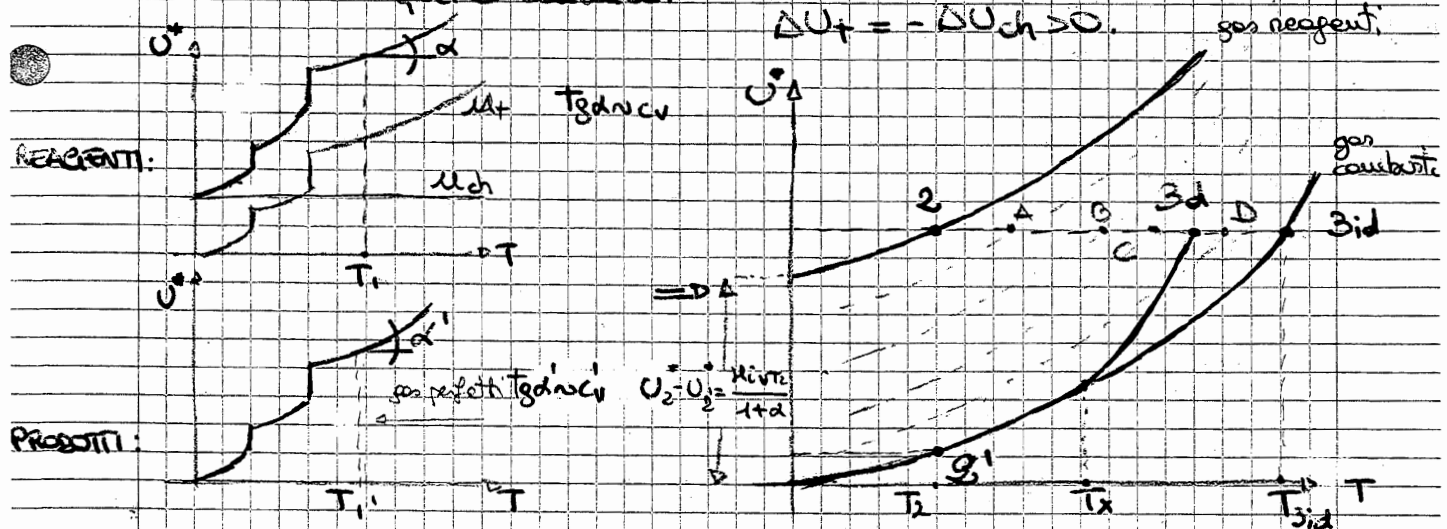
\Rightarrow Sistema (postulato): 1 kg di miscela
 - Trasformazione: da 1 a 2.

$$Q = \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i + \dot{U}^* + \sum_{i=0}^n \dot{D}E_{c,i} \dot{Q}_i$$

$\Rightarrow \Delta U^* = \Delta U_t + \Delta U_{ch} = 0 \iff U^* = \text{cost} \iff$ valido x gas di lavoro

avanzando e' energia termica ridotta quella chimica:

$\Delta U_t = -\Delta U_{ch} > 0$

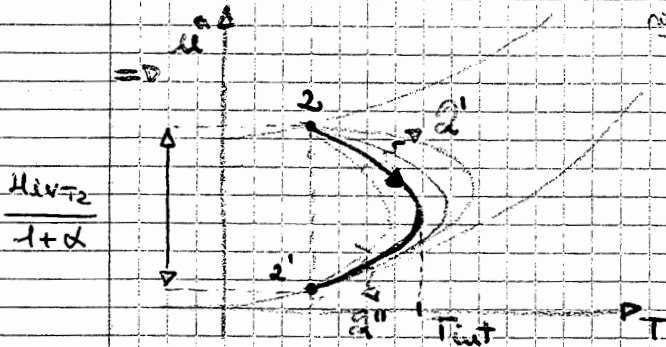


Avendo ipotizzato, anche se non e' strettamente corretto, $\Delta U_{ch}(\text{combusti}) = 0$
 con $\alpha' > \alpha$ perché $c_v' > c_v$.

11

stare alle condizioni iniziali.

ma: tali caratteristiche non sono //.



$$\Rightarrow (Q' + Q'') = \int_{p_1}^{p_2} v dp + \Delta u + \Delta E_{ch} = (1 + \alpha) \Delta U^*$$

tutto il sistema
o sia (K) + combustione (1 kg)

$$\text{con } Q' + Q'' = Q' + Q'' = -(1 + \alpha) \Delta U^*$$

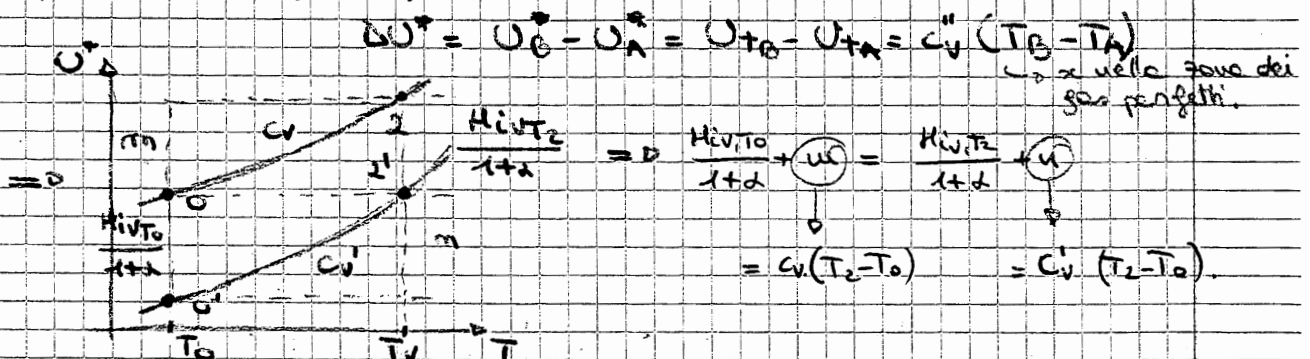
due scambi " e di modulo uguale

$$\text{quindi: } \frac{H_{iV T_2}}{1 + \alpha} = -\Delta U^* = -(U_2^* - U_1^*) = U_1^* - U_2^*$$

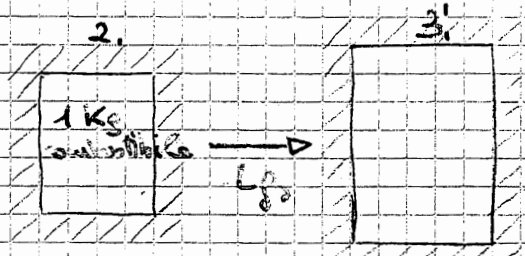
Nota: o il potere calorifico è riferito a differenti trasformazioni che avviano il volume costante ma caratterizzate da diverse temperature intermedie. Non è quindi una funzione di stato x kg vale cioè $v = \text{cost}$.

o il potere calorifico è funzione della temperatura x kg e le linee dei reagenti e dei prodotti di combustione sono parallele.

o Prendendo una linea ad ossidazione costante (quindi costante rispetto ad un'energia chimica costante, $\Delta U_{ch} = 0$) si ottiene per due casi particolari:

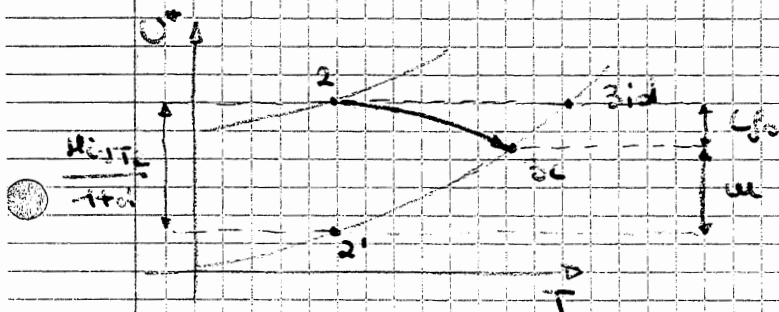


→ Generalizziamo ancora al caso a volume non costante:



$$\Delta U^* = L_{f0} + \Delta U^* + \Delta E_{c, g}$$

$\Delta U^* = -L_{f0}$ → si avrà il dim. di energia interna x la produzione di lavoro o viceversa.



$$\frac{H_{ivT_2}}{1+d} = (L_{f0} + C'_{vm} (T_3 - T_2))$$

|| Anche in questo caso più generale utilizzo il potere calorifico a volume costante.

→ Generalizziamo infine al caso più generale:

$$\eta_b \frac{H_{ivT_2}}{1+d} = C'_{vm} (T_3 - T_2) + K (T - T^0)^2 - Q + L_{f0} \quad \alpha \geq \alpha_{ot}$$

con η_b - coefficiente proprio all'unità che tiene conto del fatto che una parte del combustibile non reagisce (non si è equilibrato) e come una via variabile (es. nel motore alternativo il carburante non si fonde una brucia).

Nel caso invece $\alpha \leq \alpha_{ot}$:

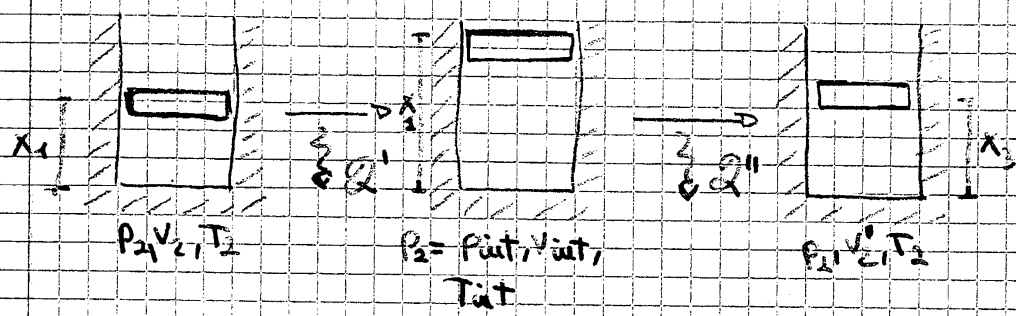
$$|Q'| + |Q''| = \frac{\alpha}{\alpha_{ot}} \cdot \frac{H_{ivT_2}}{1+d} \quad \text{conversione nell'eq. precedente: } H_{ivT_2} \rightarrow \frac{\alpha}{\alpha_{ot}} H_{ivT_2}$$

|| In realtà è un'affermazione non perfettamente corretta xché il carburante che si trova non dovrebbe partecipare alla combu

!! le curve convergono \rightarrow si può calcolare il potere calorifico in funzione della temperatura.

con ragionamenti grafici due turbo analizzati a $v = \text{cost}$; cioè: $dh' = cp'dT$, $dh = cpdT$
 $tg\alpha' = cp'$, $tg\alpha = cp$.

A livello pari unificabile si avrà:



con $v_2 > v_1$ cioè a come delle trasformazioni isentropiche $v_2 \neq v_1$

$$\text{con } \frac{h_2 p_2}{1+\alpha} = |Q'| + |Q''|$$

$$\Rightarrow \frac{h_2 p_2}{1+\alpha} + c_{pm} (T_2 - T_e) = \frac{h_1 p_1}{1+\alpha} + c_{pm} (T_2 - T_e)$$

potere calorifico in funzione della temperatura.

Nei due casi analizzati si avrà (a $v = \text{cost}$ e a $p = \text{cost}$):

la stessa variazione di en. chimica

$\Delta U^* = 0$ ($v = \text{cost}$) $\leftarrow \Delta i^* = 0$ ($p = \text{cost}$) \rightarrow cioè l'energia chimica si trasforma in lavoro o in en. termica ($T_{fin}(p = \text{cost})$ e $T_{fin}(v = \text{cost})$)

E' da notare che:

la 1^a fase ha lavoro positivo } il lavoro risultante ha un volume molto basso $\Rightarrow C_p \approx 0$
 la 2^a fase ha lavoro negativo }

ecco che i due poteri calorifici sono circa uguali, infatti:

o $v = \text{cost}$: $Q = C_p + \Delta U^* + \Delta E_{ch}$ $\frac{h_2 p_2}{1+\alpha} + \Delta U^* = -\Delta U_{ch}$

o $p = \text{cost}$: $Q = C_p + \Delta U^* + \Delta E_{ch}$ $\frac{h_2 p_2}{1+\alpha} + C_p + \Delta U^* = -\Delta U_{ch}$

!! \Rightarrow Equazione e forze permanenti e' negoziata e' stesso formata dalla stessa equazione per il caso e' p=cost.

E' da notare che in generale ci si similitudine all'equazione:

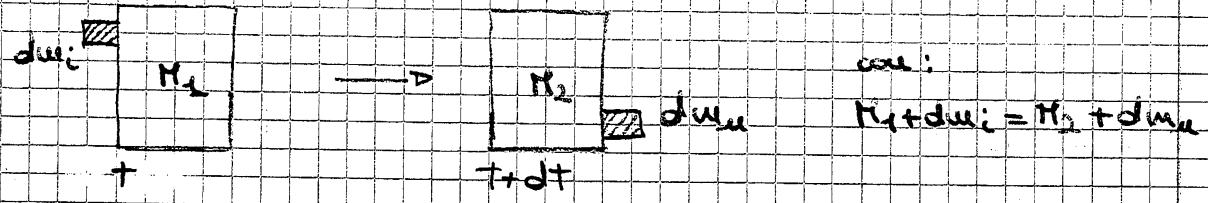
$$\gamma_b \cdot \frac{\lambda \rho T_2}{1+\lambda} = C_{pu} (T_3 - T_2)$$

TEOREMA della QUANTITA' di MOTO.

Dato un sistema di massa S soggetto alle forze \vec{F} si dice:

$$\vec{F} = \frac{d\vec{Q}}{dt} \quad \text{La forza applicata e' pari alla variazione della quantita' di moto.}$$

Riferendosi al seguente V.C. si dice:



$$\Rightarrow \vec{F} dt = \vec{Q}_{fin} - \vec{Q}_{in} = (\vec{Q}_{M_2} - \vec{Q}_{M_1}) + (dm_u \vec{c}_u - dm_i \vec{c}_i)$$

$$= \int_R dm_i \vec{c}_i$$

Ha use moto permanentemente vale:

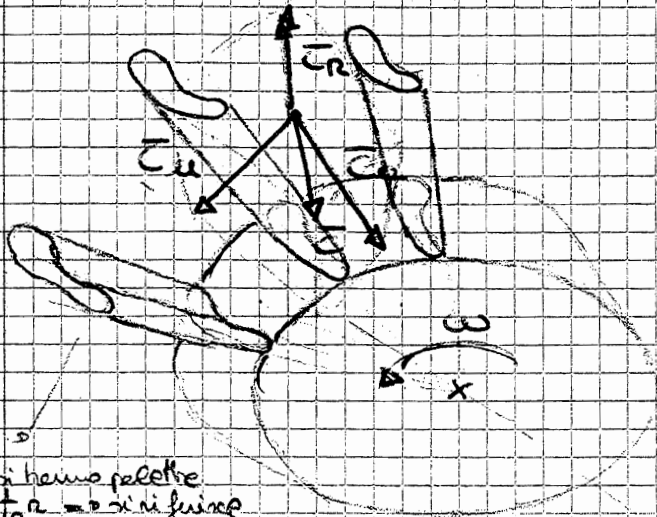
$$\begin{cases} dm_u = dm_i = dm \\ M_1 = M_2 = M \\ Q_{M_1} = Q_{M_2} \end{cases} \Rightarrow \vec{F} dt = dm \cdot (\vec{c}_u - \vec{c}_i)$$

$$\vec{F} = m (\vec{c}_u - \vec{c}_i) \quad \text{Moto permanente}$$

Esempio (tubo con pareti rigide):

da $\vec{F} = m (\vec{c}_u - \vec{c}_i) = m \vec{c}_u - m \vec{c}_i \Rightarrow$ *summa x il moto permanente*

TURBINA.



in realtà si hanno palette
piccole $n \neq n' \Rightarrow$ si si finisce
alla ad a questo)

Tra le pale si crea
il passaggio del fluido
che sarà guidato in
volte. Con:

\vec{c}_u - velocità tangenziale

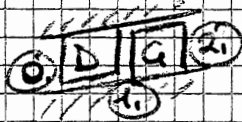
\vec{c}_a - velocità assiale
del fluido.

\vec{c}_r - velocità radiale
spinta.

\vec{c} - velocità assoluta del
fluido (composta di
 $\vec{c}_u, \vec{c}_a, \vec{c}_r$).

Per ottenere l'effetto desiderato si dimensionano:

- struttura fissa (distributore) con le sue palette fisse
- struttura rotante (girante) - mobile.



con associate le velocità (assolute):

0. $\rightarrow \vec{c}_0$ (\rightarrow è abs. fissa da un solo
anello).

1. $\rightarrow \vec{c}_1$

2. $\rightarrow \vec{c}_2$



!! A seconda del tipo di palette si avrà una differente veloci-
tà finale ed una corrispondente deviazione del fluido.

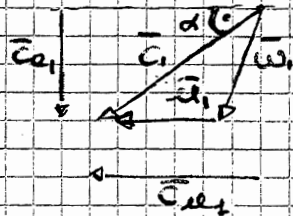
Solitamente si verificano 2 spuntii:

- a seguito del distributore (ricarica)
- a seguito della girante

\rightarrow La girante è con un grado di sfruttamento cinetico.
Ci saranno quindi delle perdite all'uscita dovute alla velo-

→ Triangoli delle velocità

• SEZIONE 1:



con \vec{w}_1 = velocità relativa e cui
 la girante vede il fluido
 arrivare all'incisa.

!! A descrivere il comportamento della girante si utilizza
 un sistema di riferimento non inerziale ma relativo tale

da:

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$$

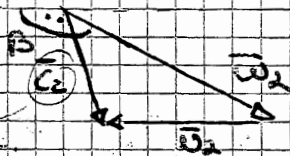
\vec{c} : vel. di trascinamento
 \vec{w} : vel. relativa
 \vec{u} : vel. di trascinamento

$$\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1$$

\vec{u} : con velocità
 opposte a \vec{w} della
 girante.

→ è utile a \vec{w}_1 che si deve avere un'alta velocità
 che è quello da sfruttare di modo che punti
 rispetto alla girante.

• SEZIONE 2:



$$\vec{w}_2 = \vec{c}_2 - \vec{u}_2$$

vel. relativa rispetto al

non anche avere
 o è piuttosto grande.

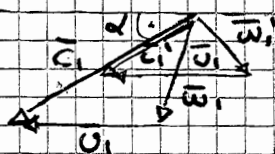
!! Quindi un'angolo particolare si hanno solo all'incisa del distributore (→ \vec{c}_2) e della girante (→ \vec{w}_2).

Agli angoli invece i due componenti prendevano cioè che viene loro dato.

profilo della girante

NOTA: la situazione ottimale si avrà con \vec{c}_1 e \vec{w}_1 nella stessa
 linea (avendo opportunamente il distributore).

→ questa situazione non sarà più verificata al variere di \vec{c}_2 .

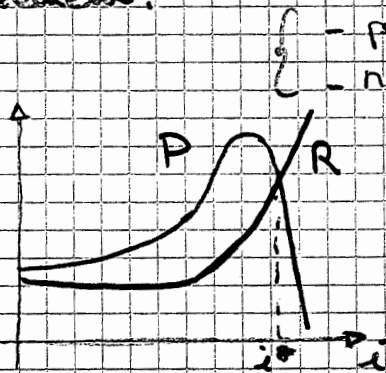


→ non è però più nelle condizioni ottimali
 → perdite maggiori.

- Nell'intradosso si genera un regime di pressioni positive e il fluido spinge verso la causa della palette.

- Nell'estradosso si genera un regime di pressioni negative. Il fluido spinge nonamente verso l'alto con forze maggiori delle precedenti (può addirittura essere due volte).

Queste rappresentano l'effetto Wicket (\rightarrow forze di resistenza); inoltre a queste si generano delle resistenze all'avanzamento:



- portanza
- resistenza

oltre ad i^* si ha un stallo nel caso di un osseo.

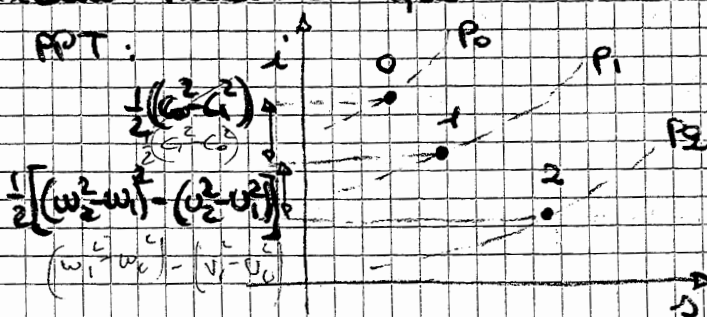
Lo stallo si verifica quando all'aumentare esagerato di i^* , si ha il distacco del fluido nell'estradosso con formazioni di vortici \Rightarrow meno tutto il contributo delle pressioni negative.

Ritornando al nostro caso delle palette di una turbina:



$$P_i = (F_z \cdot m) \cdot u$$

Per ricavare quindi il carico ottenuto applicando il PPT:



$P_0 - P_1 \rightarrow$ distributore

$P_1 - P_2 \rightarrow$ girante

Bisogna trovare a partire dalle equazioni di continuità e di energia cinetica.

Sostituendo la (2) nella (3) si ottiene un'ulteriore formula:

$$L_i = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad (4)$$

che permette l'operazione di L_i in funzione delle sezioni delle vasche.

3) GIRANTE ADIABATICA (T₁ = T₂ = T₀).

$$Q = \dot{m} (i_1 + L_i + L_{E1} + L_{E2} + L_{Eg})$$

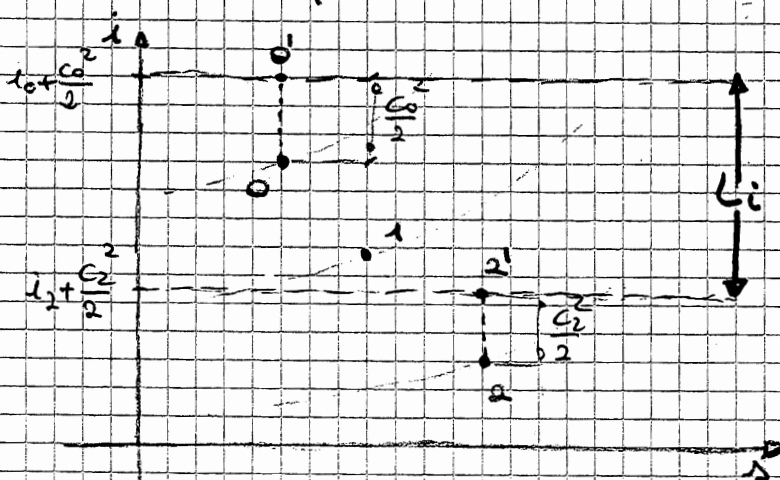
$$\Rightarrow L_i = -L_{E1} - L_{E2} = -(i_2 - i_0) - \left(\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} \right)$$

$$\text{quindi: } L_i = i_0 - i_2 + \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} \quad (5)$$

$$= \left(i_0 + \frac{c_1^2}{2} \right) - \left(i_2 + \frac{c_2^2}{2} \right) = i_0^0 - i_2^0 \quad (6)$$

con $i^0 = i + \frac{c^2}{2}$ entalpia totale o dinamica del fluido

i entalpia statica.



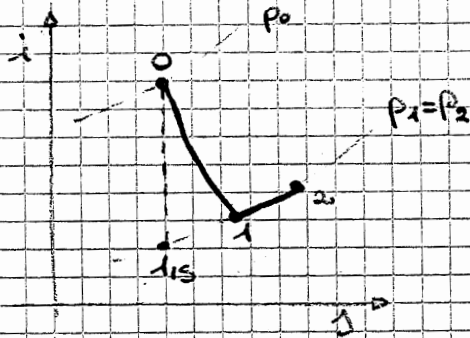
Oramai, a livello fluidodinamico, il comportamento di due corrotti diversi:

Si esaminano condizioni di ristagno o totali isentropiche nel caso limite dell'ammollemento delle velocità in una isentropica

→ era stata una variabile con qualche stato ricambiato
 $0' e 2' \rightarrow$ sono entropie dovuti all'ammollemento isentropico delle velocità.

TURBINE ad AZIONE,

In tali turbine l'espansione avviene completamente nel distributore.

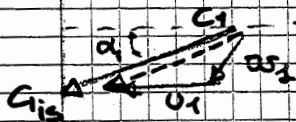


Nel caso non ci siano perdite fluidodinamiche 1 e 2 coincidono. In particolare:
 - 01 isentropica $1 \equiv 1s$
 - 12 isentropica $2 \equiv 2s \equiv 1$

→ Nel DISTRIBUTORE:

con espansione isentropica: $\frac{C_{1s}^2}{2} - \frac{C_0^2}{2} = T_0 - T_{1s}$

$$\Rightarrow C_{1s} = \sqrt{2(T_0 - T_{1s}) + C_0^2}$$



$$C_1 = \varphi \cdot C_{1s}$$

con φ dipendente dalla geometria e dall'entità dell'espansione nel distributore. Minore di 1 ma prossima all'unità.

→ Nella ELABORAZIONE:

con sviluppo isentropico:

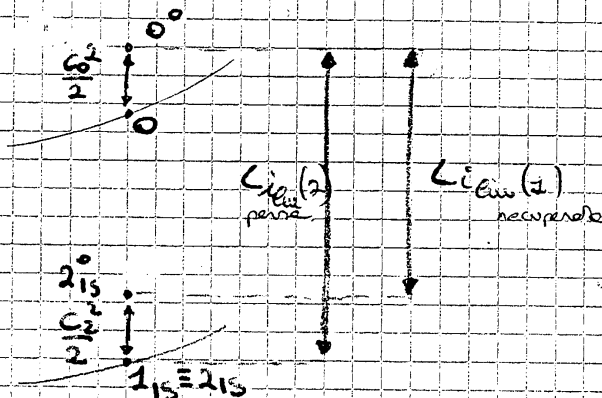
$$\Delta = \cancel{D_i} + \cancel{D_e} + \cancel{DE_c} + \cancel{DE_n} + \cancel{DE_d}$$

P_0 in sistema rotante

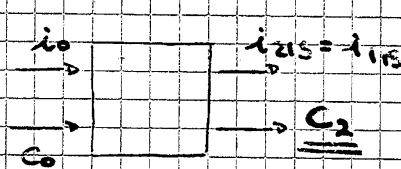
Per un progetto per cui un'azienda si presta a un costo i_0 e i_{215} ;

Per il resto un'azienda non deve esistere in un'azienda XK e da considerarsi come profitto.

Dobbiamo quindi distinguere due casi:



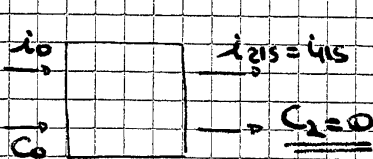
1 E_c recuperata:



$$(Li)_{cua} = (i_0 - i_{215}) + \left(\frac{C_0}{2} - \frac{C_2}{2} \right)$$

$$\eta = \frac{Li}{i_0 - i_{215} + \frac{C_0}{2} - \frac{C_2}{2}} = \frac{Li}{i_0 - i_{215}} \quad \begin{matrix} \text{total to} \\ \text{total} \end{matrix}$$

2 E_c persa:



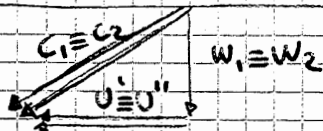
$$(Li)_{cua} = (i_0 - i_{215}) + \frac{C_0}{2}$$

$$\eta = \frac{Li}{i_0 - i_{215} + \frac{C_0}{2}} = \frac{Li}{i_0 - i_{215}} \quad \begin{matrix} \text{total to} \\ \text{static} \end{matrix}$$

Pensiamo ora ad una macchina con $\psi=1$ e $\varphi=1$ con C_2 non recuperata e cerchiamo di analizzare come $\underline{\underline{\eta}}$ e il valore di $\underline{\underline{\eta}}$ variano al variare del rendimento:

(ma non si muove) no condizione d'uscita della macchina
 !! la variazione del momento in questo caso è la massima
 possibile (coppia massima all'uscita).

→ Punto K:



$$L_i = U (C_{u1} - C_{u2}) = 0$$

Tale macchina espande il fluido a c_1 ed anche nella
 girante a velocità invariata:

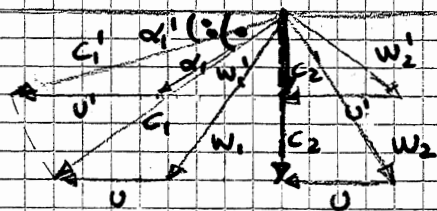
- non DE (modulo della velocità)
- non variazione della direzione

!! (l'energia della coppia è nulla (no variazione del momento)
 no velocità di fuga della macchina (no utente applicato).

2) moviamo e variare d_1 :

Tale angolo modifica l'altezza della curva prima ricor-
 ta e quindi il rendimento stesso.

Graficamente (partendo dall'ottimizzazione precedente):



Come si vede graficamente (mantenendo costante c_2 , la velocità
 iniziale del fluido) riducendo d_1 si ottiene un miglioramento
 del rendimento (c_2' si riduce); al limite, con le suppo-
 sizioni da noi fatte: $d_1 \rightarrow 0 \Rightarrow c_2' \rightarrow 0$

Non si può tuttavia avere $d_1 = 0$ che co' comporta l'az-
 zero e annullamento della portata: $P_i = \underbrace{\min}_{=0} (L_i)_{\text{ott}} \rightarrow 0$.

si vuole di solito η turbine (1, 2, 4)

quindi, da $m = A \cdot \rho \cdot C_{10}$
 variando solo la densità si necessita una variazione
 di A molto pronunciata. Utilizzando tutti i 360° si avrebbero
 palette d'azione trasversale e quindi si avrebbero palette
 inaccettabili di tipo distribuito (in genere si scelgono palette
 non più bene di $\frac{1}{2}$ au) \rightarrow si aumenta l'altezza riduce
 o il angolo d'ammiccione.

avvicina solo al 1° stadio
 \rightarrow elevazione dei punti necessari
 q' m (non di proporzioni 1,1)

Tale metodo può essere utilizzato anche a la regolazione
 (a livello diretto) per seguire la richiesta dell'utente:

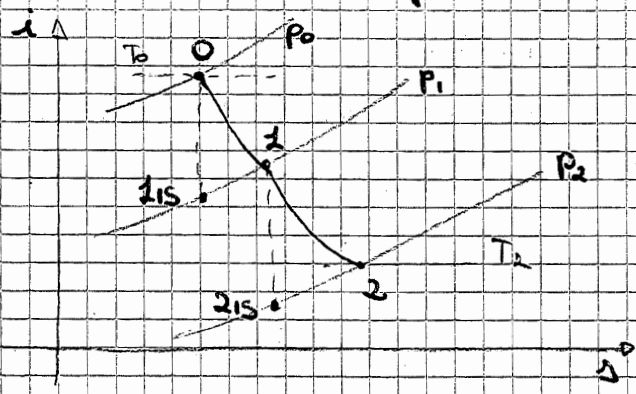
$$P_i = m C_i = A \rho \cdot C_{10} \cdot C_i$$

x moltiplicare il m e x
 moltiplicare il m e x
 ne solo la parte

\rightarrow nel caso della macchina ad azione si può costrui
 ne via via l'area d'ammiccione

x es. dividendo 1 alle palette la
 velocità che costruisce il vapore
 a, λ es, 1 coppia di palette (avente una
 all'angolo in più distribuiti)

Quando si ha la paletrattura sui 360° e con temperature e/o
 materiali che lo permettono si utilizza la turbina a
 reazione (x il suo η >).



Nelle DISTRIBUZIONI

In analogia alla turbina ad azione:

$$C_{115} = \sqrt{2(i_0 - i_{115}) + C_0^2} \quad C_1 = \eta \cdot C_{115}$$

Nella GIRANTE:

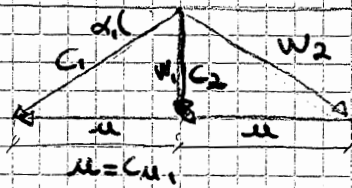
Si applica, come già fatto negli altri casi, il PPT con metodo

di esaltazione come d_1 e u veduto ad uscire al rendi-
mento.

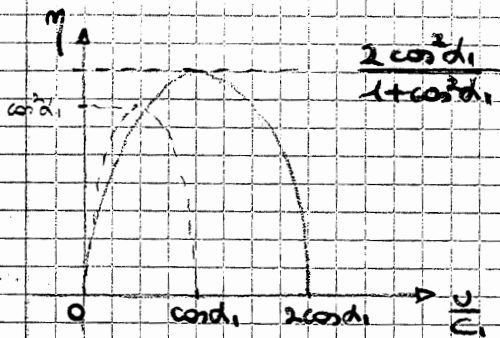
1) massimo a variare u :

per avere una velocità finale solo ^{annula} rotazionale :

$$u = C u_1 \quad \frac{u}{C_1} = \cos \alpha_1$$



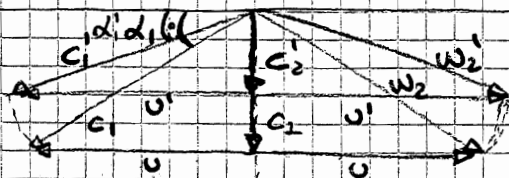
(sempre per una turbina a
triangoli simmetrici ed
uguali)



con $\frac{2 \cos^2 \alpha_1}{1 + \cos^2 \alpha_1} = \cos^2 \alpha_1 \frac{2}{1 + \cos^2 \alpha_1} \geq \cos^2 \alpha_1$
 ≥ 1

→ un ultimo difetto delle turbine a reazione è che per nessun
angolo otti rendimenti devono avere α elevato (e α rispetto al
corso precedente). Quindi α è impostata si dovrà raddop-
piare il diametro della rotante (si viene in palette molto
piccole)

2)



Come α le turbine ad azione, riducendo d_1 si ha la diminu-
zione delle perdite cinetiche. Non può però essere massimamente
ridotto più di tanto α come si viene in perdite ψ che vanno ad

con $c_s = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_{s=const}}$

$= \sqrt{\kappa \frac{p_0}{\rho_0}}$ lungo un'adiabatica isentropica $p v^\kappa = const$

$= \sqrt{\kappa R T_0}$ x un gas ideale

quindi, definendo $Ma = \frac{c}{c_s}$ - n° di Mach.

1. SUBSONICA : $\begin{cases} c < c_s \\ Ma < 1 \end{cases}$

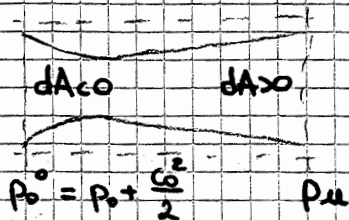
2. SONICA : $\begin{cases} c = c_s \\ Ma = 1 \end{cases}$

3. SUPERSONICA : $\begin{cases} c > c_s \\ Ma > 1 \end{cases}$

Gli ugelli hanno due usi completamente opposti oti con-
partenti nelle due regioni estreme:

	SUBSONICA	SUPERSONICA
$dA < 0$	espansione aumenta la veloc $dv > 0$	compressione diminuisce la veloc $dv < 0$
$dA > 0$	compressione diminuisce la veloc $dv < 0$	espansione aumenta la veloc $dv > 0$

Anche quindi, nel caso isentropico:



$\Rightarrow C_i = - \int_0^M v dp - DE_c - DE_{f,gr} = C_{oi}$

→ E : $p_d < p^* < 3 p_d$ onde d'into oblique
 (con elletto tutto pieno cioè a $p = \text{cost}$).
 ↳ onde supersonica

→ E : $p^* > 3 p_d$ onde d'into nette
 (con elletto tutto, dopo elletto, a pressione)
 ↳ onde subsonica

Quindi, qualitativamente, nel caso di comportamento di
 semplice tubo di Venturi, avremo:

condizioni
entropiche
(del PPT)

$$C_u = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \cdot p_0^0 v_0^0 \left[1 - \left(\frac{p_u}{p_0^0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

avendo

$$\begin{cases} \dot{m} = A_u \rho_u C_u \\ p_u = p_0^0 \left(\frac{p_u}{p_0^0} \right)^{\frac{1}{k}} \end{cases}$$

$$\Rightarrow \dot{m} = A_u \cdot \frac{p_0^0}{\sqrt{p_0^0 v_0^0}} \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_u}{p_0^0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_u}{p_0^0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

$$\Rightarrow \dot{m} = f \left[A_u, p_0^0, v_0^0, \left(\frac{p_u}{p_0^0} \right) \right]$$

Tali condizioni, essendo valide in condizioni isentropiche,
 necessitano:

$$\begin{cases} p_d \leq p_u \leq p_0^0 \\ p_u = p_d \end{cases}$$

Nel caso particolare $p_u = p_d$ V. $p_u = p_d$: arrivando al
 flusso nella sezione critica:

1. può continuare ad espandersi (in campo supersonico)
2. si può comprimere per rimanere in campo subsonico.

In particolare avremo per la SEZIONE CONTRATTA:

$$\dot{m} = A_{cr} \cdot \frac{p_0^0 v_0^0}{\sqrt{p_0^0 v_0^0}} \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_{cr}}{p_0^0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{cr}}{p_0^0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

$$\text{con } C_{cr} = C_{A_{cr}} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \cdot p_0^0 v_0^0 \left[1 - \left(\frac{p_v}{p_0^0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} =$$

↳ si raggiunge la velocità del suono.

$$= \sqrt[k]{k \frac{P_{ca}}{P_{ca}}} = \sqrt[k]{k \frac{P_{ca}}{P_0^0 \left(\frac{P_{ca}}{P_0^0}\right)^{\frac{1}{k}}}}$$

⇒ Si ottiene: $\frac{P_{ca}}{P_0^0} = F_1(k) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ (= 0,53 per l'aria)

quindi il rapporto d'espansione tra sezione contratta e sezione iniziale è funzione del solo parametro k , cioè aumentando P_0^0 ho un aumento della P_{ca} fino a un certo punto. tutte le membrane lungo il moltiplo crescono.

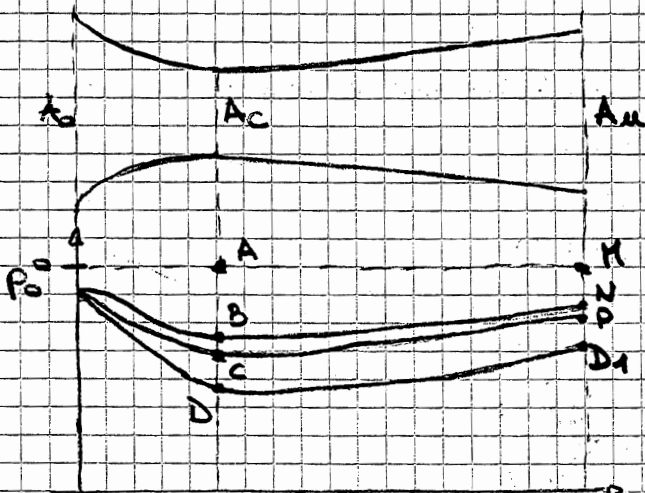
Naturalmente, da $\frac{P_{ca}}{P_0^0} = \left(\frac{P_{ca}}{P_0^0}\right)^{\frac{1}{k}} = F_2(k)$, si traggono analoghe considerazioni per la densità.

⇒ Siamo quindi in grado di definire la portata a partire dalla sezione contratta o da quella iniziale:

$$m = A_{ca} \frac{P_0^0}{\sqrt{V_0^0 P_0^0}} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{kH}{k-1}}}$$

↳ portata ricavata dalla sezione contratta, cioè avendo definito $C = C_5$.

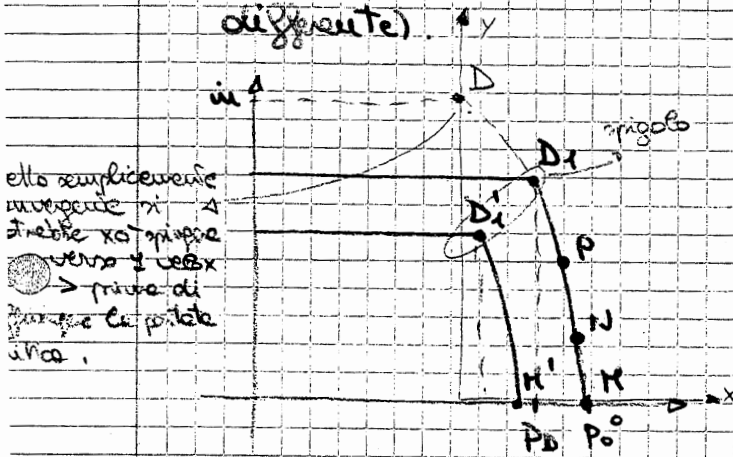
⇒ Analisi della portata in relazione alla membrane:



2. ugello convergente-divergente:

Tra M e D_1 si ha un comportamento sempre isentropico: non si ha nessuna differenza rispetto ad un ugello semplicemente convergente da cui esce lo stesso p_{01} .

→ u è identica (naturalmente il modo d'osservare è differente).



ugello semplicemente convergente si avrebbe x_0 uguale verso x verso x → prova di p₀₁ e p₀₂ uguali.

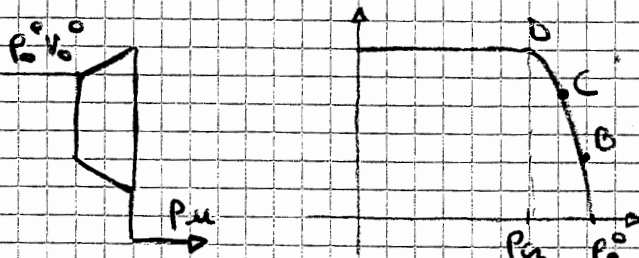
con $M-D_1$: p₀₁ è p₀₂ del punto dell'ordine precedente uguale calcolato.

con $\left(\frac{p_{D1}}{p_0}\right)$: costante x un dato ugello $x K e^{-\gamma} f\left(K, \frac{A_{D1}}{A_{in}}\right)$.

con $\frac{p_{D1}}{p_0} = \frac{p_{D1}^*}{p_0^*}$ e $u_{A_{D1}} = f(p_0^*, T_0^*)$

e nella sezione critica: $\frac{u^*}{u} = \sqrt{\frac{p_0^*}{p_0}}$

Ritornando al discorso delle TURBINE:

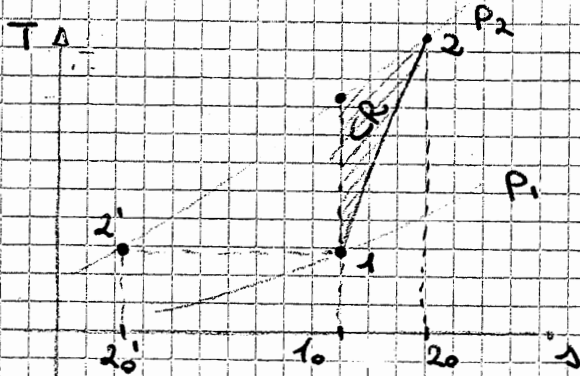


→ u è turbine lungo x dove la parte subcritica molto meno forte a vantaggio di quella sovracritica.

A livello formale non si ha alcuna differenza col caso dell'ugello: è il primo distributore vero e proprio ugello, ma totalmente con angoli non dritti.

COMPRESSORI.

Tratteremo e risulterà analitico una compressione graduale tale da poter essere rappresentata graficamente.



- con:
- $m = \text{cost}$
 - Q_{NO}
 - $\Delta E_c > 0$
 - $\Delta U_{ch} = 0$.

II $\Delta E_c > 0$ \Rightarrow si entra nella macchina a bassa velocità e si cerca di recuperare il più possibile alla fine. (velocità di rotazione minime)

Enunciato il moto permanente:

$$Q = Q_c + D_i + \Delta E_{c,ref,gr}$$

ponendo $L_c = -Q_c$ (Potere fornito al compressore \oplus)

$$\Rightarrow L_c = D_i - \cancel{Q_c} + \cancel{\Delta E_{c,ref,gr}}$$

$\Delta U_{ch} = 0$
 $\cancel{Q_{NO}}$ $\cancel{Q_{NO}}$ $\cancel{Q_{NO}}$

quindi: $L_c = D_i = c_p(T_2 - T_1) = \rho c_p (2s_2 - 2s_1) = \dots$

$$= L_{ch} + L_{um} + CR$$

$$= c_p T_1 \left[\frac{T_2}{T_1} - 1 \right] = c_p T_1 \left[\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{RT_1}{L_0} \left[\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

γ non K - valido x per polinomiche
 $L_0 = p_1 v_1$

\rightarrow RENDIMENTI.

1. $\eta_{KIS} = \frac{L_{KIS}}{L_c}$ - rendimento isentropico di compressione.

$$= \frac{h_{2IS} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2IS} - T_1}{T_2 - T_1}$$

3

Trasf. 1-2Q:

$$\begin{aligned}
 L_C &= D_i - Q + DEC_{i,d,p} \\
 &= C_p(T_{2Q} - T_{1Q}) - \frac{Q}{20} = C_p(T_{2Q} - T_{1Q}) + |Q| \\
 &= Q(A) + Q(B).
 \end{aligned}$$

parte di migliore zone rispetto al caso isoborico

Quindi $L_{CIS}(Q) = L_C(Q) + Q(C)$

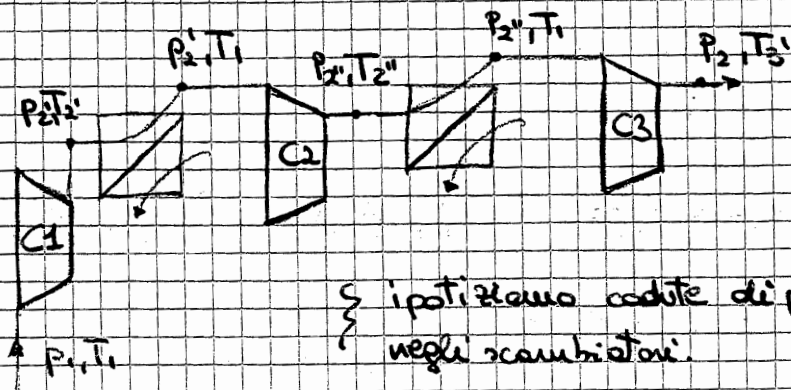
Tale ragionamento equistera sempre più volte aumentan-
do la quantità di calore sottratto. E in data fermare
in tale progressione ed ottenere alla fine al più un tempo
più a quella iniziale (νT_{amb}).

\Rightarrow Trasformazione interna come ottimali!!

Le compressioni dovrebbe però essere circondato da un fluido
che esporti calore \rightarrow in modo irreversibile e livello medio
e come delle noteate parete di fluido che viene compresso.

\Rightarrow Si tendono a fare una serie di più compressioni successive
con interrefrigerazione.

con $\left\{ \begin{array}{l} \text{acqua-aria a } T_{amb} \\ \text{acqua di pozzo a } T_b \end{array} \right.$



\S ipotizziamo cadute di pressione nulla negli scambiatori.

3

si vuole ottimizzare il tubo con il numero minimo di stadi

$$\Rightarrow C_c = \sum_{i=1}^n C_{ci} = \frac{k}{k-1} RT_1 \sum_{i=1}^n \left(\beta_i^{\frac{k-1}{m}} - 1 \right) = C_c(\min)$$

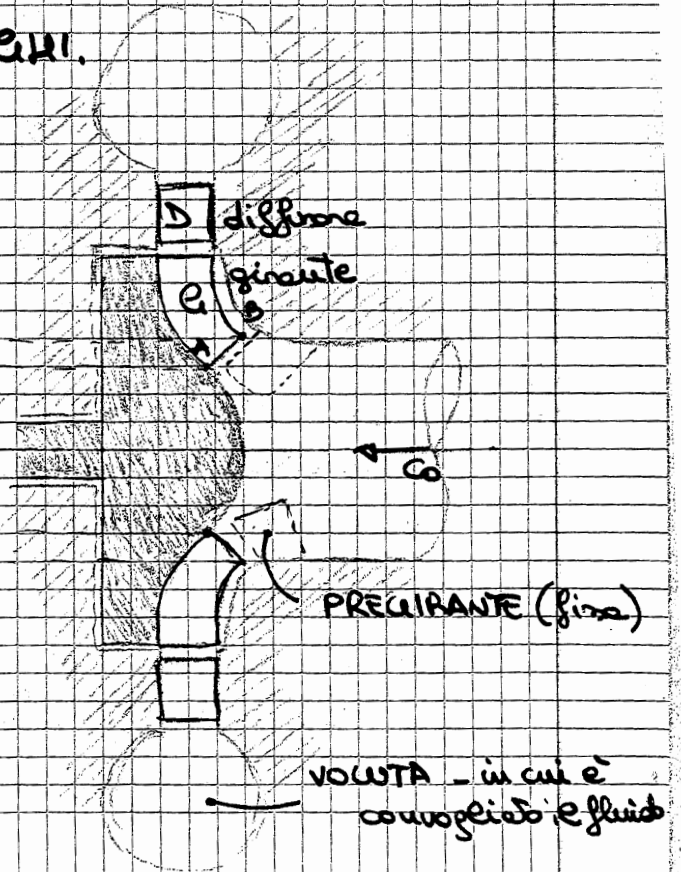
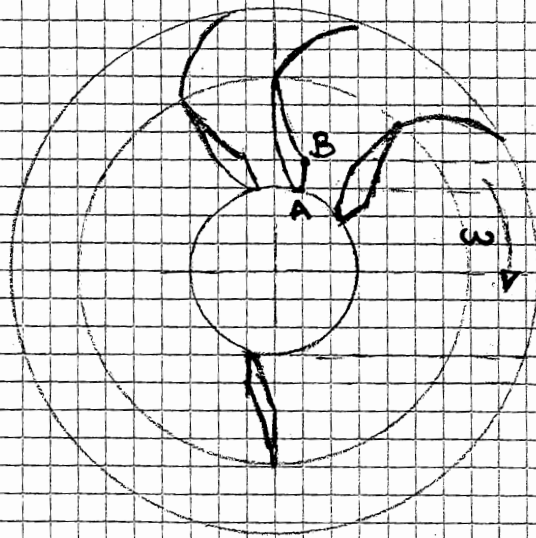
Problema dei minimi vincolati

$$\Rightarrow \beta_i = \sqrt[m]{\frac{\beta_{tot}}{\eta_{a1} \dots \eta_{an-1}}} \quad \text{con } \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_n$$

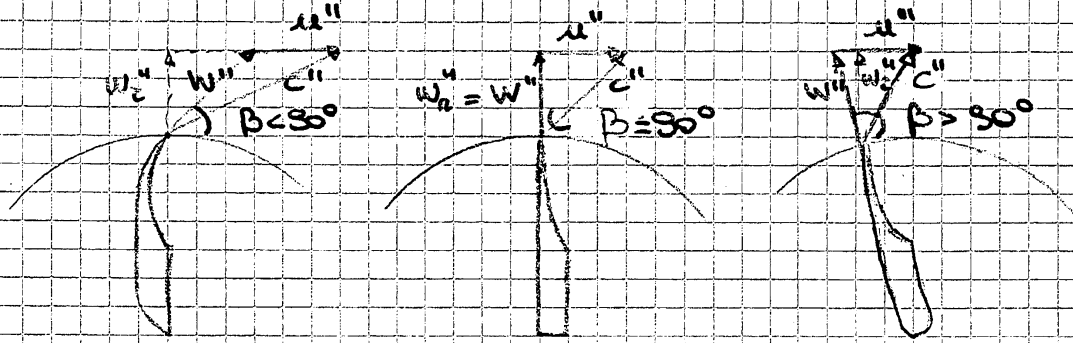
Per questo riguarda invece la scelta del n° di stadi:

- aumentando il numero di stadi si migliora il rendimento (tendendo con $m \rightarrow \infty$ al caso isentropico)
- aumentando il numero di stadi si aumenta la complessità ed i costi dell'impianto.
- si ritiene che si hanno due o al massimo tre stadi e occorre dell'esperienza dell'impianto stesso.

COMPRESSORI CENTRIFUGHI.



Facciamo l'ipotesi, meno comune che nel caso delle turbine, che le palette imprimono al fluido la direzione della velocità finale:



Supponendo: $\begin{cases} u'', w_1'' \text{ uguali} \\ c'' \text{ cost.} \end{cases}$
partore uguali

da $L_c = u_1 \cdot C_{u1} - u_2 \cdot C_{u2}$ convezione delle macchine motrici

$L_c = u_2 \cdot C_{u2} - u_1 \cdot C_{u1}$ convezione delle macchine generatrici

$= u_2 \cdot C_{u2} \quad \rightarrow \text{non c'è } C_{u1} \text{ predefinito}$

quindi

$$\begin{cases} \beta_2 < 90^\circ & L_c \uparrow \\ \beta_2 > 90^\circ & L_c \downarrow \end{cases}$$

DIFFUSORE:

serve a dare una direzione alla corrente fluida che non è quella naturale.

Se non ci fosse, il fluido usito dalla girante tenderebbe a seguire delle traiettorie naturali (se $p = \text{cost}$ spirali di Archimede) variando la velocità e le momenti secondo il Teorema del momento delle quantità di moto.

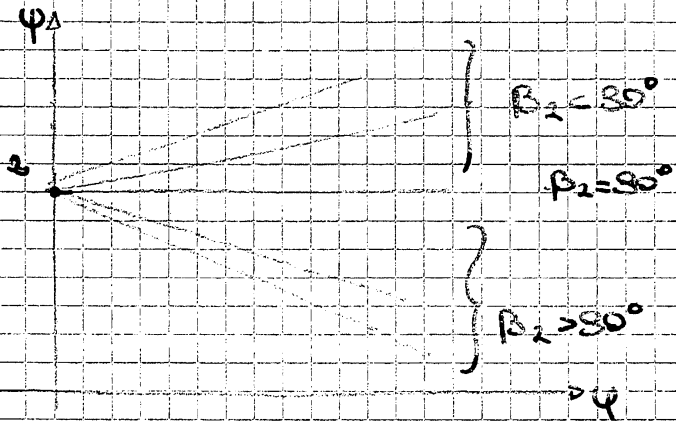
\hookrightarrow allontanandosi dal centro perde parte della componente tangenziale.

\rightarrow ecco perché non è necessario (a parte per compressori)

$$\Rightarrow C_c = u'' \cdot C_u'' = u'' \left[u'' + W_2'' \cotg \beta_2 \right] =$$

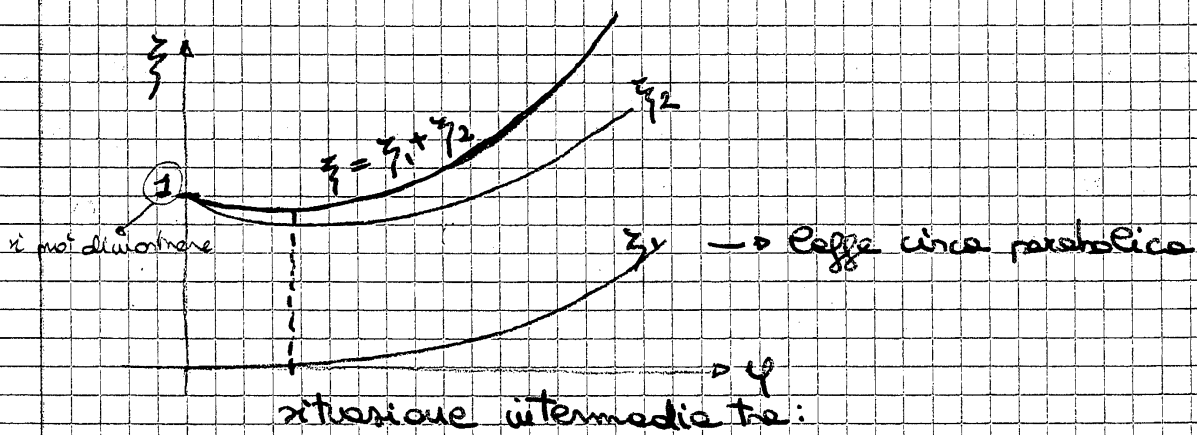
$$\Rightarrow \varphi = \frac{C_c}{\frac{C_u''}{2}} = 2 \frac{u''}{u''} \left[\frac{u''}{u''} + \frac{W_2''}{u''} \cotg \beta_2 \right] =$$

$$= 2 \left[1 + \varphi \cotg \beta_2 \right]$$



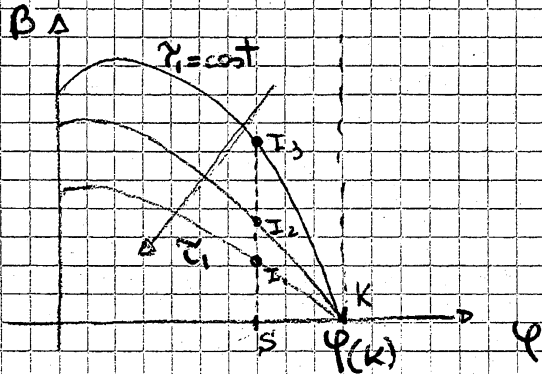
$$2) C_{um} = C_{umd} + C_{umc} \Rightarrow \bar{\xi} = \bar{\xi}_1 + \bar{\xi}_2$$

distribuito \downarrow \downarrow concentrato
 x forme diffuse \downarrow \downarrow in punti precisi
 (c) \downarrow (d)



- Poggia circa parabolica
- situazione intermedia tra:
- D energia bene sfruttata del fluido
 - e " " "

$$\Rightarrow \beta = \left(1 + \frac{\psi}{\gamma_1}\right) \frac{k \cdot m \cdot \gamma_1}{k-1}$$



del diagramma precedente

Tale diagramma comincia a presentare già β , parametro fondamentale all'utente; questo però è ancora del tutto ψ e β .

Per variare queste dipendenze, in questo contesto poco efficace:

$$\psi = \frac{w_2''}{v''}$$

con $w_1 = (k_1 \cdot \mu \cdot d'' \cdot e^u) \cdot w_2'' \cdot p''$

$$\Rightarrow \psi = \frac{w_1}{k_1 \cdot \mu \cdot d'' \cdot e^u \cdot p''} \cdot \frac{1}{v''} \quad \text{da } p'' = \left(\frac{p''}{p_1}\right) \cdot p_1$$

$$\approx \frac{w_1}{k_1 \cdot \mu \cdot d'' \cdot e^u} \cdot \frac{1}{p_1} \cdot \frac{1}{\mu \cdot m \cdot d''}$$

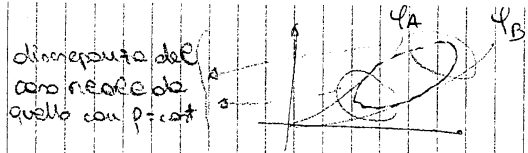
per un fluido poco comprimibile.

$$\approx \frac{w_1}{k_1 \cdot \mu \cdot d''^2 \cdot e^u} \cdot \frac{RT_1}{p_1} \cdot \frac{1}{\mu \cdot m \cdot d''}$$

$$\Rightarrow \psi \approx \frac{w_1}{d''^3} \cdot \frac{RT_1}{p_1} \cdot \frac{1}{m}$$

$$\approx R_1 / R_2$$

$$\text{con } \begin{cases} R_1 = \frac{w_1 \cdot \sqrt{RT_1}}{p_1 (d'')^2} \\ R_2 = \frac{w_2''}{\sqrt{RT_1}} \end{cases}$$



dimensione del
cono reale di
quello con $p = \text{cost}$

$x \neq \text{cost}$ di due valori \neq di
 ψ corrispondono = valori di $M_{1/2}$

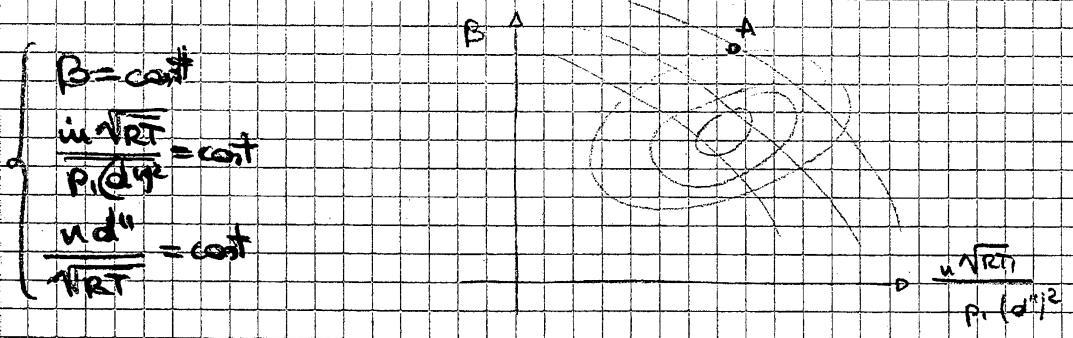
delle stene caratterizzate dallo stesso rendimento.

In fine poniamo definire due tipi di similitudine:

- similitudine geometrica: $\frac{e''}{d''} = \text{cost}$:
definisce la famiglia di compressori che erano descrivibili
della mappa considerata: si usa la stessa mappa con d diversi.

- analogia fluidodinamica:
se con campo di moto fluidodinamico simile; nel caso ideale
si dovrebbe avere l'uguaglianza di parametri adimensionali
in punti corrispondenti delle due macchine (x es. Reynolds).

1. Per il ripetto, con un' approssimazione molto forte, di tali
parametri e' identica; i punti analoghi di due compres-
sori dovranno avere:



2. Per il ripetto meno vincolante del precedente, ma ancora
buono si dovranno avere i triangoli delle velocità uguali.

$\Rightarrow \psi = \text{cost} \Rightarrow$

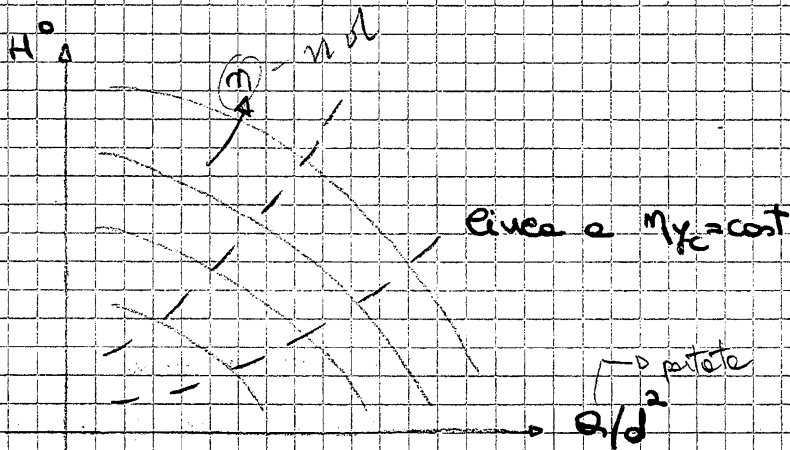
{

- ψ uguale
- x uguale
- z "
- $\eta_{1/2}$ uguale

Def. manovellata totale $H_2^0 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{C_2^2}{2g} + z_2$ - e così al pto 1.

altezza a cui risale il fluido x la sua p. (3)
 ma p. manovellata $\frac{H}{\rho g}$
 altezza a cui risale un'effluvio con velocità $v=c_2$ cadendo da quota z_2 il suo $v=c_2$.

$\Rightarrow (L_c - L_{wm}) = g (H_2^0 - H_1^0) = g H^0$
 ↳ La manovellata della pompa



Le curve a $\eta_p = \text{cost}$ assumono un andamento parabolico, infatti:

$\varphi = \text{cost} \Rightarrow \eta_p = \text{cost}$ (triangoli delle velocità simili)
 $\varphi = \text{cost}$

ma $L_c - L_w = g H^0 \Rightarrow L_c = \frac{g H^0}{\eta_p}$
 $= \varphi \cdot \frac{1}{\eta_p} \sim U^2 \Rightarrow H^0 \sim U^2$
 ↳ in una curva a innervellata

ma $Q \sim A \cdot \varphi \cdot U \sim d^2 \cdot U \Rightarrow \frac{d^2}{H^0} \sim U$

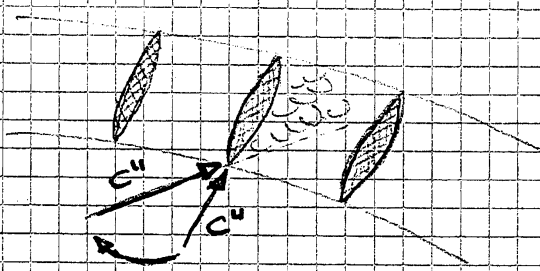
$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} H^0 \sim U^2 \\ \frac{d^2}{H^0} \sim U \end{array} \right. \Rightarrow H^0 \sim \left(\frac{d^2}{H^0} \right)^2$
 ↳ accettabile tutte le macchine geometricamente simili tra loro (equazione di 4 potenze).

... con conseguenti forti vibrazioni che rischiano anche di staccare la pompa dai supporti: fenomeno di pompaggio

E' da notare che anche nel caso di una obuscola crescente che rende stabile il punto di lavoro tale condizione nei momenti transitori il compressore vede la condizione di valle come una caratteristica propria.

o Fenomeno di STALLO

Avviene sempre nel diffondere in condizioni di bassa portata.

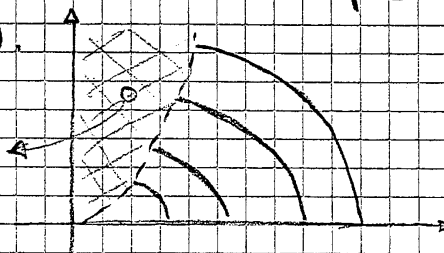


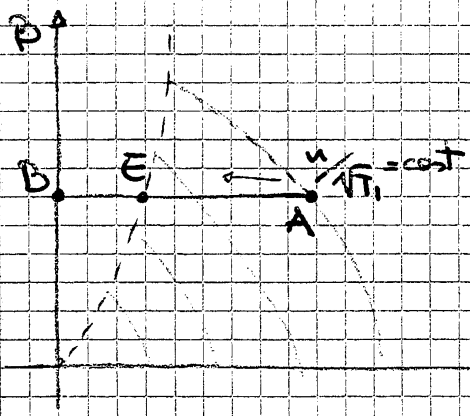
Nel caso venga richiesta la portata si tende ad avere un'incidenza troppo forte tale da provocare il distacco della vena fluida (come x gli aerei) => il compressore è andato in stallo.

Tale fenomeno non avviene contemporaneamente su tutto le eliche, ma incomincia da una che entra in crisi e che trascina le il fenomeno a quelle successive (-> stallo rotante) => le conseguono vibrazioni e rischi x il compressore.

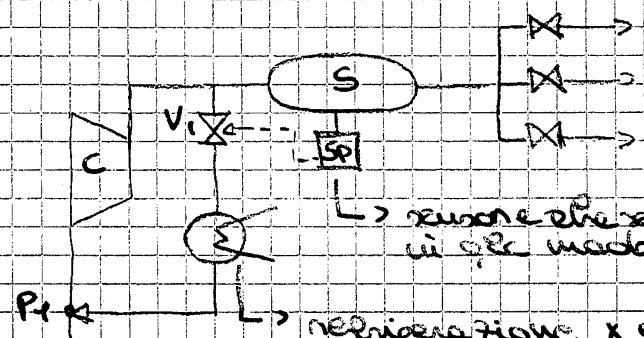
Lo stallo e l'instabilità sono fenomeni che hanno a che fare il funzionamento del compressore (per cui si può dire che uno o l'altro).

curva
alternativa





nel grafico precedente α e β variabili che c'interessa (relative ad \pm conto fluido; uspra \pm semplice)



→ essere che zone la pressione resterà in q.e modo: intervenga della valvola V_1

→ refrigerazione e evitare un gradiente termico nelle zone di compressione (che ΔT).

Nei casi di forti dimensioni al posto della valvola V_1 si inserisce una turbina per recuperare parte dell'energia spesa.

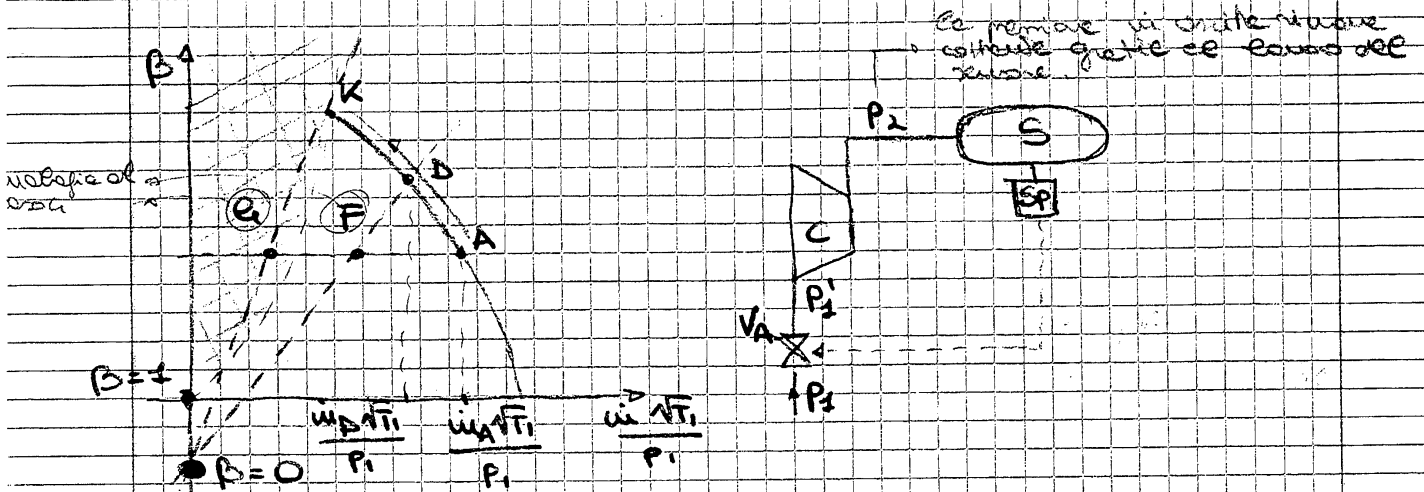
NOTA: questa regolazione è l'unica che rende possibile lavorare a base portata fino all'annullamento di questo.

→ VARIAZIONE di M

Le zone va' ad agire sull'organo di rotazione del compressore. Riferendosi al grafico precedente, si può procedere verso il punto E per non entrare in stallo; oltre tale punto sarà necessario ricorrere al riflusso.

È una regolazione molto valida (si mantiene costante β e si varia la portata). Si crea un migliore o un peggiore rendimento a seconda delle linee a $M_1 = \text{cost}$

→ CANINAZIONE dell'ASPIRAZIONE



Ripetto al caso precedente si ha una riduzione della pressione in ingresso che comporta a parità di variazione del momento ad una variazione maggiore della portata (ne esalta la riduzione)

→ (A) $\beta_A = \frac{P_2}{P_1}$

(B) $P_2 > P_2' \Rightarrow \beta_D = \frac{P_2}{P_1} > \beta_A$

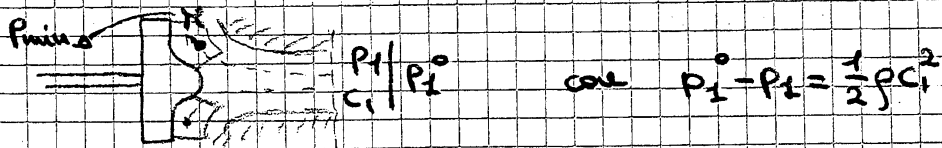
!! Lavoro nel pto D corrisponde a lavoro nel punto F partendo dalla mermore in ingresso di P_2 .

→ Tale regolazione è quindi più ampia della precedente (si può ridurre maggiormente la mermore).

Lo si può notare osservando al limite su K → si parte in regime nella zona verde.

→ Cavitazione delle turbopompe

Nelle turbopompe si può agire per la regolazione con gli stessi metodi evitando però la cavitazione all'aspirazione per evitare il problema legato alla cavitazione.



con $NPSH = (NPSH)_{min} \rightarrow$ si evita il rischio di cavitazione
 altrimenti in ingresso.

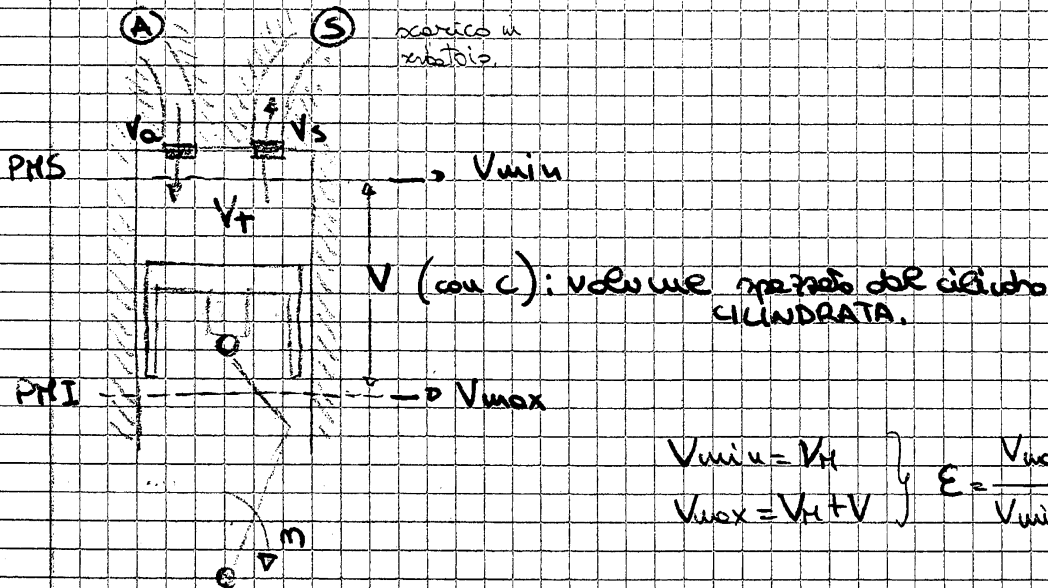
$NPSH > (NPSH)_{min} \rightarrow$ non " " "

Per esempio:

• installando un $(NPSH)_{min} \rightarrow 2$ m si potrà installare
 la pompa per acqua ad un'altezza massima di 3 m.

• installando un $(NPSH)_{min} \rightarrow 13$ m si dovrà affondare
 la pompa ad una profondità di almeno 13 m.

COMPRESSORI ALTERNATIVI.



$$\left. \begin{aligned} V_{min} &= V_H \\ V_{max} &= V_H + V \end{aligned} \right\} E = \frac{V_{max}}{V_{min}} = 1 + \frac{V}{V_H}$$

Due valvole automatiche mettono in collegamento in modo
 alternativo il cilindro all'ambiente esterno e il serbatoio
 di scarico

Tali strutture possono essere rappresentate in modo funzionale
 da una molla che lavora tramite/contro una differenza
 di pressione:

- o L'aspirazione è lo scavo avvenuto quindi a portata costante con ripetutamente:
 - $P_B < P_1$ (di P_{ext})
 - $P_C > P_2$ (di P_{ext})

$$M_2: \begin{cases} m_a = (V_B - V_A) \cdot \rho_B \\ m_m = (V_C - V_D) \cdot \rho_C \end{cases}$$

- o note imprecisioni legate a:
 - portata non costante x le piccole perdite
 - ρ ^{non proprio} costante x la variazione di temperatura.

e: $m_{aid} = V \cdot \rho_1 > m_m \equiv m_a$

Lo non si riesce a riempire tutta la cilindrata V ; infatti una parte di questo viene occupata dai gas mescolati nello spazio vuoto in D (ulteriormente espulsi fino a $P_A = P_B = P >$ volume pieno); con:

$$V_B - V_A = (V - \Delta V)$$

- o La densità ρ_B è minore di ρ_1 xkè è soggetta ad una pressione inferiore di quella ambiente:

$$\rho = \frac{P}{RT} \rightarrow \text{avendo anche ipotizzato che sia a pari temperatura con l'ambiente}$$

$$\Rightarrow m_m \equiv m_a \equiv (V - \Delta V) \cdot \rho_B$$

Per quantificare tale deficienza s'introduce il coefficiente:

$$\lambda_V = \frac{m_m}{m_{aid}} < 1 \rightarrow \text{x i motivi appena detti}$$

$$\equiv \left[\frac{V - \Delta V}{V} \right] \cdot \left[\frac{\rho_B}{\rho_1} \right]$$

↳ effetto GEOMETRICO
↳ effetto TERMO DINAMICO

Per meglio chiarire ciò, definiamo:

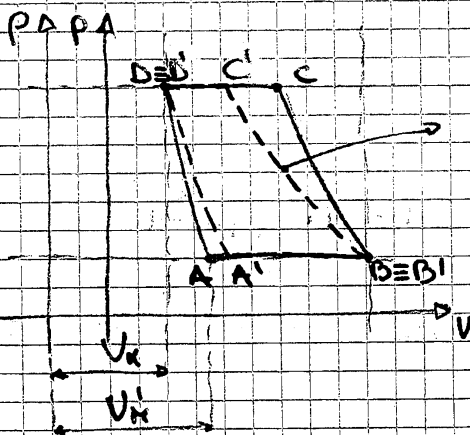
$$\beta = \frac{P_2}{P_1} \text{ esterna al compressore : } \beta^A : \text{max, via } \downarrow$$

$$\beta_i = \frac{P_c}{P_B} > \beta \text{ interna al compressore}$$

Lo causa delle cadute di carico delle due valvole che entrambe in crementano le β_i .

Questo motore verrà incrementato fino al punto (C'') per il quale non si potrebbe realizzare l'espansione del gas (limite superiore) - o oppure termina la compressione inizia l'espansione -> comportamento di molla pneumatica.

-> influenza dello spazio morto sulla portata.



a parte di volume morto la costante di mensione e' l'andata; pendenza l'obice; in modo analogo per l'espansione.

Quindi aumentando lo spazio morto si riduce il volume riempito dal fluido e quindi la portata (equivali λ_c), ma per un buon funzionamento e' importante limitare il piu' possibile lo spazio morto.

$$\text{Def: } \mu = \frac{V_k}{V} \text{ - o deve essere il + piccolo possibile.}$$

$$= 0,03 \div 0,10$$

x compressori " " piccoli
grandi

!! Sono le valvole che impugnano la portata dello spazio morto; inoltre non e' importante la dimensione dello spazio morto, ma la sua grandezza in relazione alla cilindrata.

con $P_i = \eta_{ur} P_e = \lambda_{ur} \cdot u \cdot i$.

Possiamo poi definire il lavoro per unità di mano compressa:

$$L_c = \frac{L_{ciclo}}{m_a} \quad , \quad P_i = u L_c = (\lambda_{ur} \cdot V \cdot \beta_i) \cdot u \cdot i \cdot L_c$$

e' utile pensare attraverso L_c avendo
 o' modo ottenere P_i in un'ora di lavoro
 e' eq. precedente.

Nel caso della forma semplificata si può ottenere:

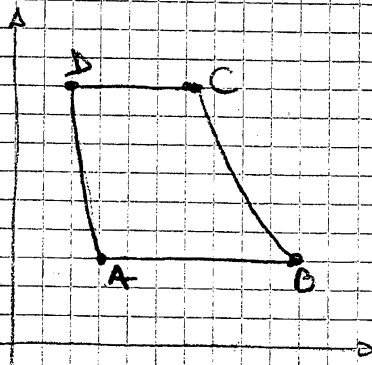
$$L_c = \frac{\frac{u}{u-1} \cdot P_B \cdot (V_B - V_A) \cdot \left[\beta_i^{\frac{u-1}{u}} - 1 \right]}{V_{P_i} \cdot \eta_{ur} \cdot \eta_{re} \cdot (1 - \delta_i) \cdot \left[1 - u \left(\frac{\beta_i^{\frac{1}{u}}}{\eta_{re}} - 1 \right) \right]} =$$

con $V_A = V_M + V_N \cdot \beta_i^{\frac{1}{u}}$

$$= \frac{u}{u-1} RT_i \cdot \left[\beta_i^{\frac{u-1}{u}} - 1 \right] \quad (\text{caso semplificato})$$

$u = u' \quad , \quad \eta_{ur} = \eta_{re} = 1$

NOTA: Ci sono casi in cui risultano inutili queste formule.
 Ne è esempio il caso zero perdite nel qual caso si ricomincia
 sempre in condizioni non corrette per le ipotesi restrittive non
 necessarie.



$$u_a = u_b = u_d$$

$$\text{con } \int u_b = V_B \cdot \beta_B$$

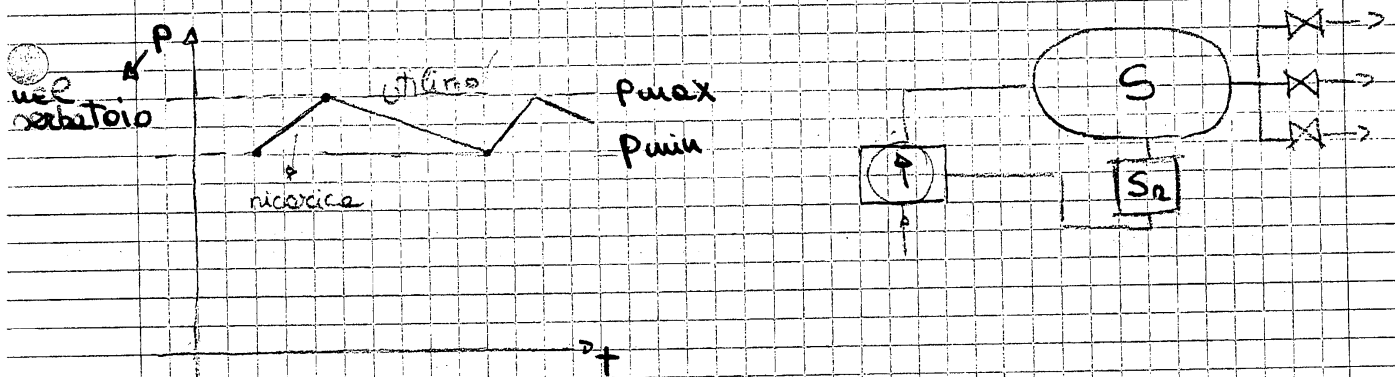
$$u_d = V_D \cdot \beta_D$$

→ Regolazione dei compressori automatici.

Possiamo ottenere le seguenti regolazioni:

- 1) tutto o niente
- 2) variazione di m (motore a velocità variabile)
- 3) Cominazione all'aspirazione
- 4) riflusso
- 5) variazione di V_R .

→ TUTTO O NIENTE.



Il compressore viene avviato (e rifilato) nel momento in cui la pressione scende sotto un limite inferiore. Per far questo necessita di una portata $>$ di quella richiesta dall'uso contemporaneo di tutti gli utenti.

Nel caso il problema $P_{max} - P_{min}$ sia troppo frequente e' da abbandonare (che all'avviamento si hanno perdite eccessive che utilizzano una potenza anche 5 volte superiore quella normale).

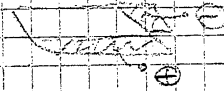
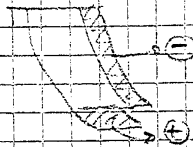
⇒ Utilizzo quindi, e' preferibile meglio tale regolazione di un orologio e un compressore con abbassanti rispetto alle richieste.

→ VARIAZIONE di m .

Ci due comportamenti alternativi dipendenti dalle aree $(+)$ e $(-)$.

In particolare:

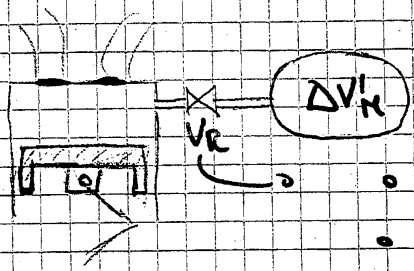
Bi-urti: $P_{a,b}$ $(\ominus > \oplus)$ } Bi-boni: $P_{a,b}$ $(\ominus < \oplus)$



β $\frac{m_1}{m_1 + m_2} = \beta$ $\frac{m_1}{m_1 + m_2} = m$
 $\ln m = 1.35$

→ VARIAZIONE di V_R .

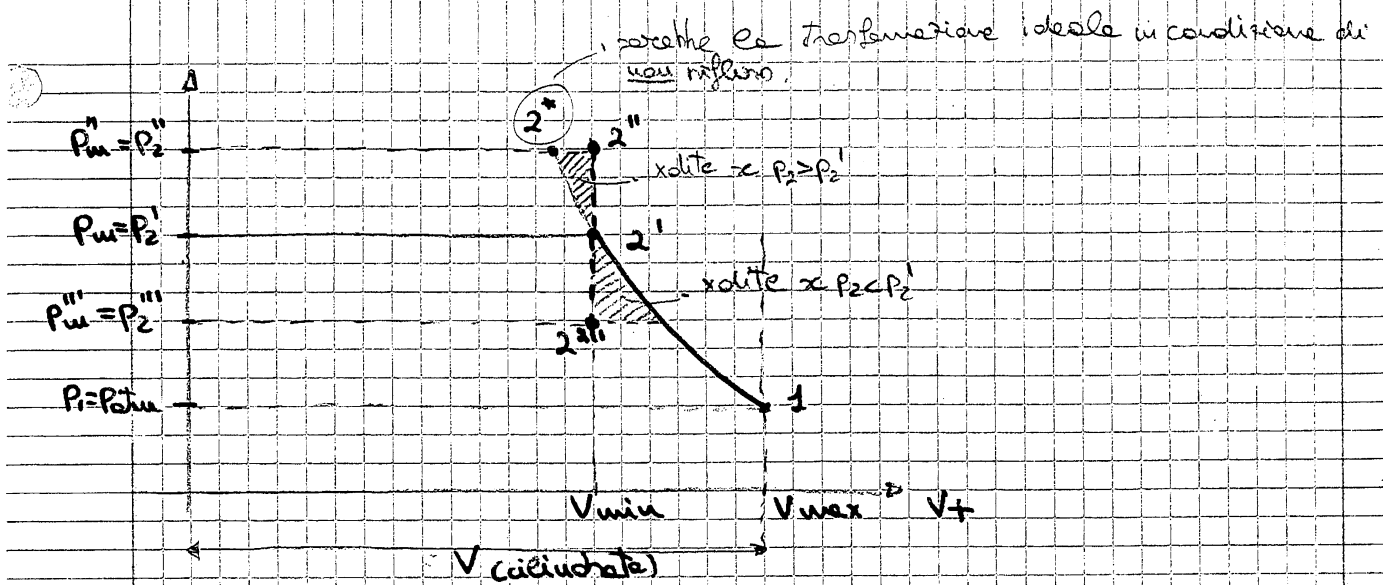
Abbiamo già visto che per alti valori relativi di V_R si hanno barre portate → aumentando V_R si può ridurre la portata.



con $V'_M = V_M + \Delta V'_M$

- chiusa → avere la max portata
- aperta → avere V'_M e quindi \propto portata

!! Se ne possono avere più in parallelo per una migliore regolazione; inoltre particolari meccanismi permettono una regolazione non discreta.



$$u_a = V_{max} \cdot p_1 = V_{max} \cdot p_{amb} = V \cdot p_a$$

↳ approssimazione molto buona

Dopo l'ingresso quindi si ha una fase a mano fissa e con cambiamento di pressione. È infatti tale che si non si formano perdite di massa e/o di calore si avrebbe una trasformazione con esponente k .

Il forte difetto di queste macchine è che poiché le palette devono essere fortemente lubrificate e non avere attriti improporzionali contro lo statore, si ha un fluido in uscita inquinato: necessità di forti filtri e cui è impossibile il suo utilizzo in campo biomedico. Ha inoltre un costo elevato.

NOTA: si possono avere riduzioni di efficienza nel caso in cui la velocità di rotazione sia maggiore o minore di quella del fluido in 2'.

→ $x P_2 > P_2'$ si ha un riflusso verso V_{min} tanto veloce da essere considerato a $V = \text{cost}$. Ne deriva che vi è un aumento del lavoro per la trasformazione non più ideale (tende ad adeguarsi all'ambiente e valle).

→ $x P_2 < P_2'$ si hanno movimenti perdite per dazze in uscita