1969 – appunti di

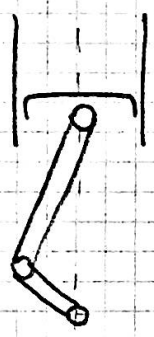
Macchine termiche 3

motori a combustione – turbine – impianti a vapore

impianti a vapore

6-2-69

Motori a combustione interna alternativi



BARBIERI GIAMPIERO
VIA C. RAFFO 52
SESTRI LEVANTE

1) ad accensione comandata
2) a Diesel

1) Il fluido evolvente compie un ciclo completo ogni due giri dell'albero

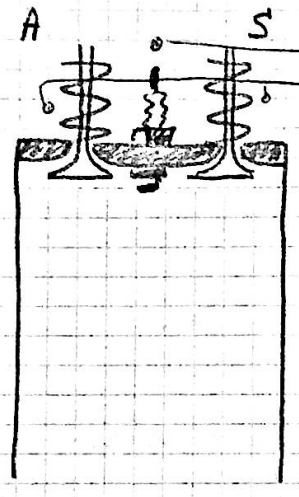
poniamo $\varepsilon = \frac{\text{giri albero}}{\text{cicli}}$ qui $\boxed{\varepsilon = 2}$

è detto motore a 4 tempi

- Punto morto superiore PMS
quando il volume è minimo [pistone in alto]
- Punto morto inferiore PMI
quando il volume è massimo

partiamo per l'esame dal PMS

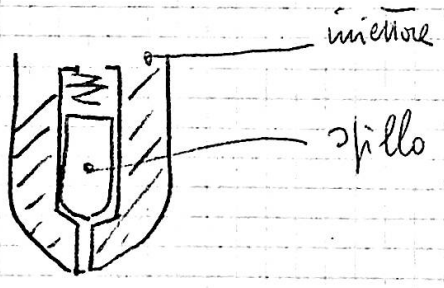
Osserviamo che il motore è dotato di valvole

2. 

- A aperta, il pistone scende e aspira una miscela di aria e combustibile
- A chiusa il pistone sale e comprime [fino a 7-8 atmosfere - quando è in cima si ha la scintilla e si incendia la miscela
- A causa dell'incendio si ha alta temperatura e volume e quindi p alta. Allora il pistone scende espansione
- Si apre S ed escono i fumi. Scarico

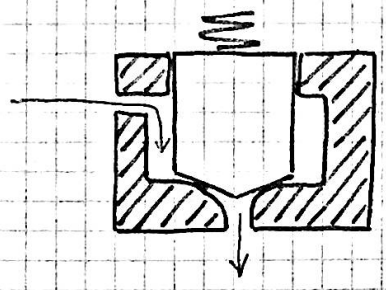
2) Diesel

al posto della candela c'è un iniettore



- aspirazione [L'A aspira solo aria].
- compressione 15. 18 atmosfere
- il gasolio arriva in pressione all'iniettore in modo

che vince la molla ed è iniettato (200 atm)



quando entra l'aria è molto calda, allora il gasolio si autoaccende. Ma la cosa non è istantanea. C'è un periodo di incubazione, durante questo tempo entra sempre gasolio. Quando tutto è a posto rapidamente dopo il primo incendio brucia subito quello che è entrato nel periodo di incubazione. Quello che entra dopo brucia subito. In conclusione ha combustione dolce.

• le altre fasi sono come le precedenti

7-2-69

{ Macchine motrici (1)
" operatrici (2)

(1) producono potenza su un albero rotante. Consideriamo quelle che trasformano energia di 1ª specie in energia di 2ª. Ciò avviene sempre con un fluido che segue cicli. Anche nella turbina si può parlare di trasformazione termodinamica, ma in senso più generale. Non sono macchine che consideriamo i motori elettrici

(2) fanno il lavoro opposto. Trasformano il lavoro meccanico in energia potenziale (fluido compresso)

Abbiamo 3 tipi di cicli termodinamici

cicli ideali
" limiti
" reali

reale è quello descritto dal fluido reale in una macchina reale

limite descritto dal fluido reale in una macchina ideale

ideale fluido perfetto macchina perfetta

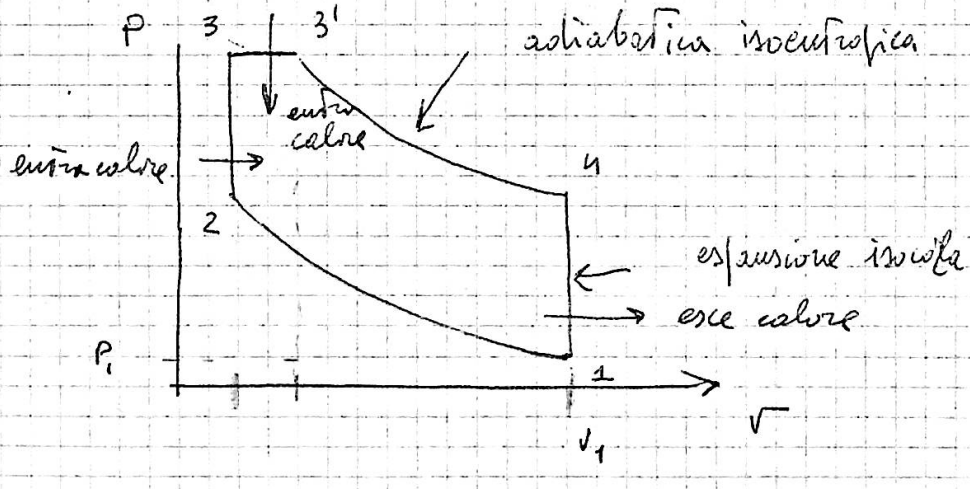
- Nel ciclo ideale e limite non si tiene conto degli attriti nel ciclo reale sì

fluido perfetto: in esso non avvengono reazioni chimiche e i calori specifici fondamentali sono funzione solo di T

NB non necessariamente è un gas perfetto (esso è un particolare fluido perfetto)

Vediamo nel piano PV

Ciclo Sabatè



calcoliamo il rendimento ideale

$$\eta_{id} = \frac{L}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

$$Q_2 \text{ (uscente)} = c_v (T_4 - T_1) \qquad [\text{gas perfetto}]$$

$$Q_1 = c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_{3'} - T_3)$$

5

quindi

$$\eta_{id} = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_{3'} - T_3)} = \text{biat. } \frac{5}{2} R \cdot cv \quad c_p : \frac{7}{2} R$$

$$= 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} + K\left(\frac{T_{3'}}{T_1} - \frac{T_3}{T_1}\right)} \qquad K = \frac{c_p}{c_v} = 1{,}4 = \frac{7}{5}$$

definiamo $\rho = \frac{v_1}{v_2}$ [o specifici o totali non cambiando la massa]

rapporto di compressione $\rho = \frac{V_1}{V_2}$

$$\tau = \frac{T_3}{T_1}$$

$$b = \frac{v_{3'}}{v_3}$$

con questi 3 e il **1** abbiamo tutto individuato perfettamente

scriviamo η_{id} in funzione di questi tre

perché vale $pv = R_1 T$

$pv^K = \text{cost}$

$$p = \frac{R_1 T}{v} \qquad \frac{R_1 T}{v} v^K = \text{così} \longrightarrow T v^{K-1} = \text{cost}$$

allora $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{K-1} = \rho^{K-1}$

$$\frac{T_3}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} = \cancel{\frac{T_{3'}}{T_3}} = \cancel{\tau}$$

perché $p = \text{cost}$ e $\frac{T}{v} = \text{cost}$

$\frac{T_3}{v_3} = \frac{T_{3'}}{v_{3'}}$

$$= \rho^{K-1} \cdot \tau = \frac{T_{3'}}{T_1}$$

6

$$\frac{T_3'}{T_1} = \frac{T_3'}{T_3}\,\frac{T_3}{T_1} = \boxed{\rho^{K-1}\,\tau\,b = \frac{T_3'}{T_1}}$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_4}{T_3'}\,\frac{T_3'}{T_1} = \rho^{K-1}\,\tau\,b\cdot\frac{b^{K-1}}{\rho^{K-1}} =$$

ma

$$\frac{T_4}{T_3'} = \left(\frac{V_3'}{V_4}\right)^{K-1} = \left(\frac{V_3'}{V_3}\,\frac{V_3}{V_4}\right)^{K-1} =$$

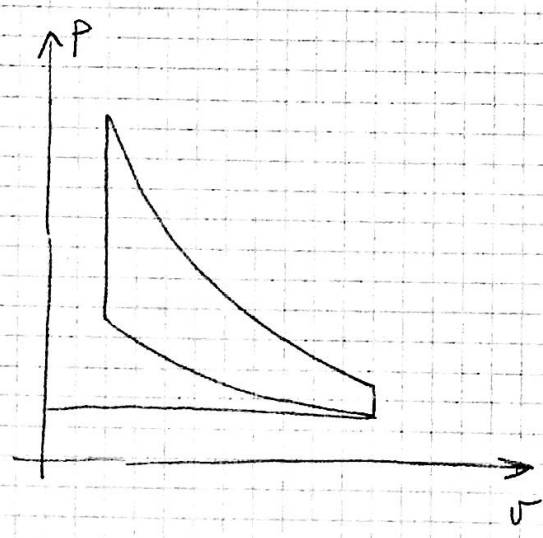
$$= \frac{b^{K-1}}{\rho^{K-1}}$$

$$= \boxed{\tau\,b^K = \frac{T_4}{T_1}}$$

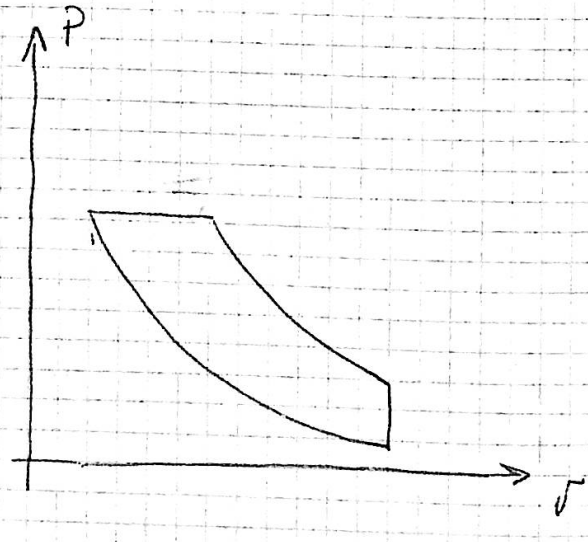
allora $$\eta_{id} = 1 - \frac{\tau b^K - 1}{\tau\rho^{K-1} - \rho^{K-1} + K\left(\rho^{K-1}\tau\,b - \rho^{K-1}\tau\right)} =$$

$$= \boxed{1 - \frac{1}{\rho^{K-1}}\cdot\frac{\tau b^K - 1}{\tau - 1 + K\tau(b-1)} = \eta_{id}}$$

questo ciclo è intermedio al ciclo (Otto) Beau de Rochas [in esso non $\exists$ $33'$] e al ciclo Diesel [in esso non $\exists$ 32]



Ciclo Otto



Ciclo Diesel

In Beau de Rochas $b = 1$ quindi

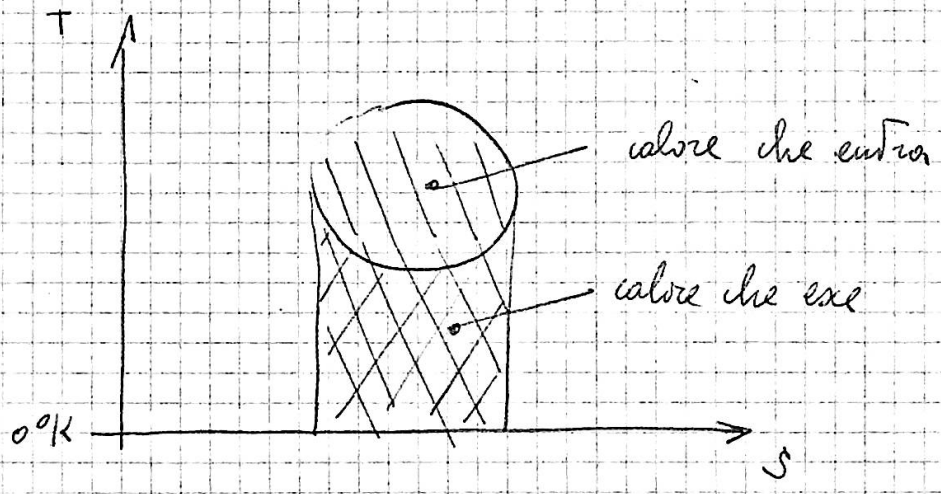
$$\eta_{id\ BdR} = 1 - \frac{1}{\rho^{K-1}} = 1 - \rho^{1-K}$$

In Diesel $z = 1$ quindi

$$\eta_{id\ D} = 1 - \frac{1}{\rho^{K-1}} \frac{b^K - 1}{K(b-1)}$$

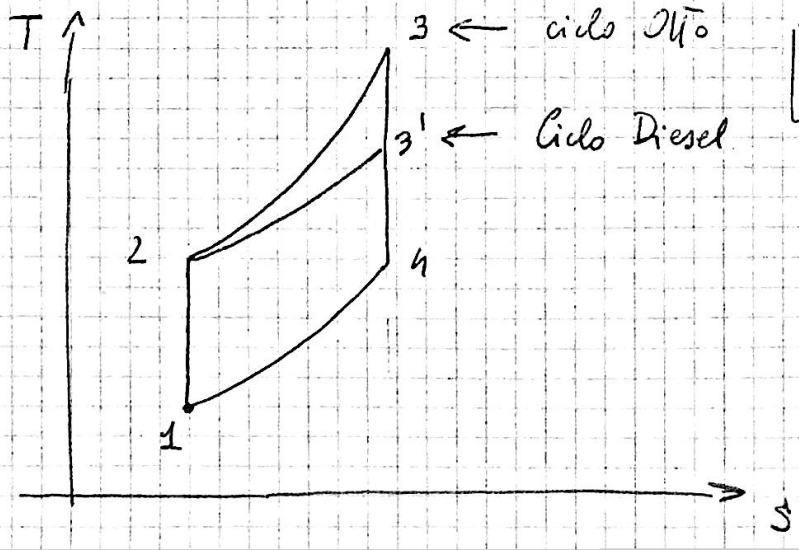
quindi a parità di ρ è maggiore $\eta_{id\ BdR}$

Vediamo nel piano TS



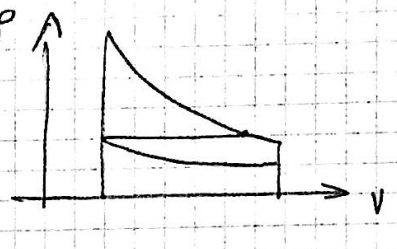
in esso una qualunque reversibile se l'ascissa è a 0°K tutta l'area sottesa è il calore scambiato

Vediamo a parità di ρ



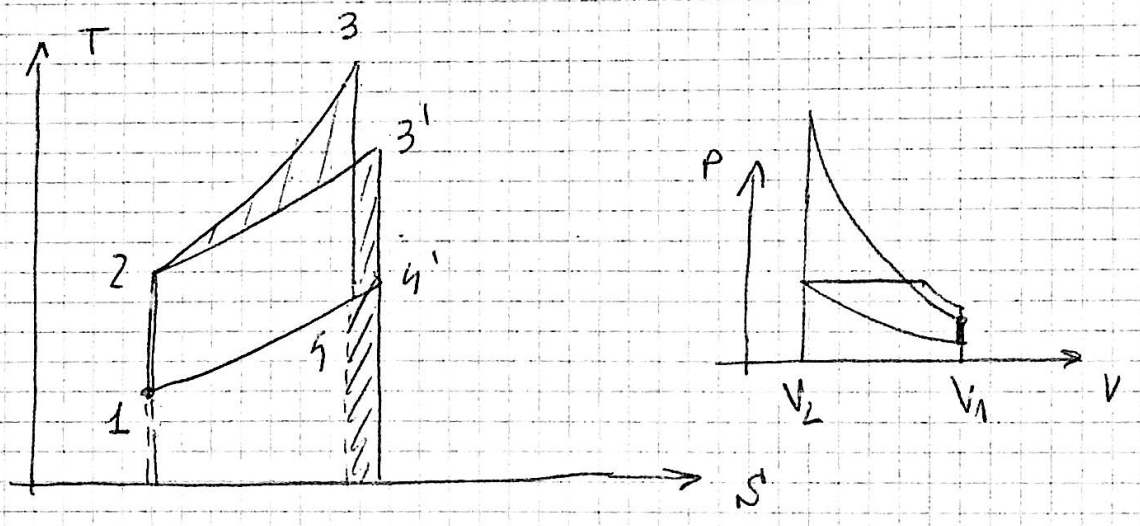
[a parità di ρ e $b > 1$]

l'equivalente nel P5 è



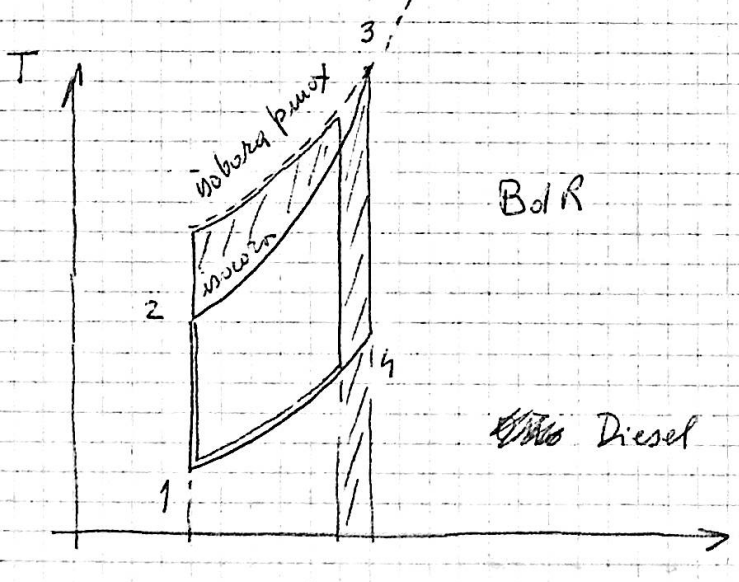
Nel ciclo BdR il calore scambiato è maggiore.

Immaginiamo ora <u>parità</u> S e P_1



qui Q_2 per il Diesel è maggiore

agiamo ora a parità di Q_1 e P_{max}



si manda nel Diesel meno calore alla sorgente inferiore Q_2

quindi ora il ciclo Diesel ha maggior rendimento

ricordiamo $\frac{T_2}{T_1} = \rho^{k-1}$ e anche $\frac{p_2}{p_1} = \rho^k$ (adiabatica ideale)

all'aumentare di ρ aumentano entrambi i rapporti. Quindi se aumento ρ un motore è più sollecitato. Se vogliamo autoaccensione dobbiamo avere temperature elevate ⟶

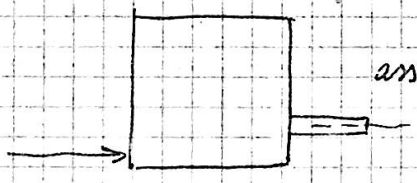
ρ Diesel $\gg$ ρ benzina

benzina: ρ 7 ÷ 11 Diesel: ρ 12 ÷ 18

Questione potere calorifico.

Prendiamo il combustibile e mettiamolo in un ambiente locale e mescoliamolo col comburente ad una certa temperatura (di solito 25 °C). Dopo che è bruciato raffreddiamo portando alla stessa temperatura. Il calore sottratto è quello usato per questo lavoro ed è il potere calorifico riferito al Kg di combustibile.

Dato un impianto schematizziamolo come una scatola nera



H_i potere calorifico

q portata combustibile

definiamo $\eta_{globale}$

l'energia fornibile nell'unità di tempo è qH_i

sull'asse avremo potenza meccanica

$$\eta_g = \frac{P}{qH_i}$$

Potere calorifico inferiore se l'acqua rimane vapore

" " superiore " " condensa (cede più calore)

$\frac{q}{P}$ è la massa necessaria per avere un certo lavoro

$$\frac{q}{P} = q_s \quad \text{consumo specifico}$$

allora $\eta_g = \frac{1}{q_s H_i}$

numeri da ricordare $g = 9{,}8 \ \frac{m}{s^2}$

equivalente meccanico Caloria $1\,Kcal = 4186$ Joule

$1\,CV = 75 \ \frac{Kgm}{s}$

$H_p = \frac{76}{75} CV$

$1\,KWattora = 860\ Kcal$

$1\,CVh = 632\ Kcal$

$1\,Kgm = 9{,}8$ Joule

se misuro H_i in $\left[\frac{Kcal}{Kg}\right]$ e $q_s \left[\frac{Kg}{KWh}\right]$

ho $\eta_g = \frac{860}{q_s H_i}$

$H_i \left[\frac{Kcal}{Kg}\right]$ $q_s \left[\frac{Kg}{CVh}\right]$ $\eta_g = \frac{632}{q_s H_i}$

c'è poi $hp = \frac{76}{75}\ Cv$

13 - 2 - 69

Osservazione I motori a combustione interna possono presentarsi anche con 1 giro per ogni ciclo completo -

Introduciamo i parametri significativi del motore -

Cilindrata $\mathcal{V}$

[n° cilindri · volume del cilindro] Dà subito una idea del motore (e quindi dell'ingombro, peso, costo)

N° giri ci dice a quale regime di giri si ha la potenza massima

P_{me} pressione media effettiva che definiremo (vedrai che la ~~pressione~~ massa non cambia) al volo

$$\mathcal{V} = \mathcal{V}_{spec}$$

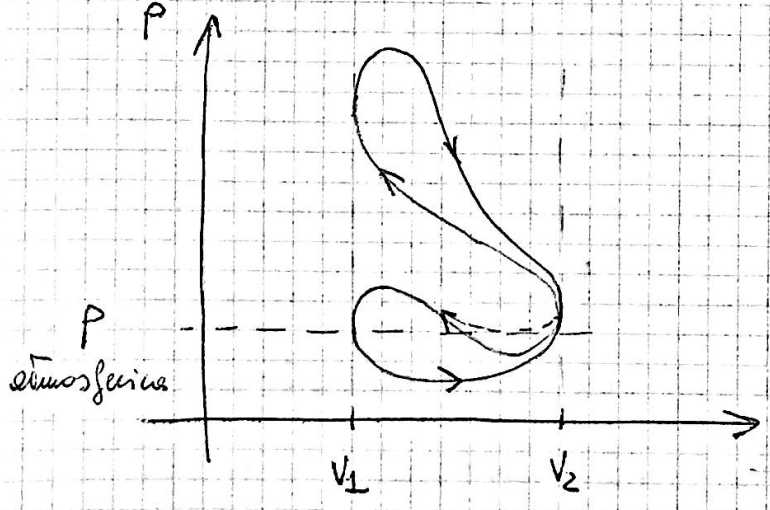


Grafico che dice la pressione interna al variare della corsa del pistone [grafico reale effettivo]

La Tecnica di rilevamento sperimentale di questo diagramma (strumenti indicatori a denominazione specifica nel senso che tracciano il diagramma) si avvale di un meccanismo di orologeria che fa muovere la carta - Supposto che ogni ciclo si ripete esattamente, si otterrà un diagramma ripetuto -

Il diagramma è chiuso (ciclo) e c'è un po di incrocio -

Le due aree sono percorse in senso contrario ⟶

e una ha segno + l'altra ha segno -

La somma algebrica di queste aree dà il Totale Lavoro

$\oint pdv$ indicato dallo strumento indicatore -

Questo diagramma indicato (non proprio ciclo e tanto meno reale) somiglia vagamente al ciclo di Sabathe -

Notevole è la ripetizione della fase di aspirazione e scarico forzato, che per la presenza di attriti, e per la necessità di una certa energia per far entrare rapidamente il fluido comporta un dispendimento di lavoro -

Si capisce d'altra parte che le perdite di carico nella aspirazione non possono non essere in qualche modo simili -

Di qui nasce il lavoro perduto nell'aspirazione - Lo stesso discorso si ripete per lo scarico (perdite di carico per attrito e perdite di carico cinetico) - Tutto il ciclo poi si presenta arrotondato come c'era da aspettarsi -

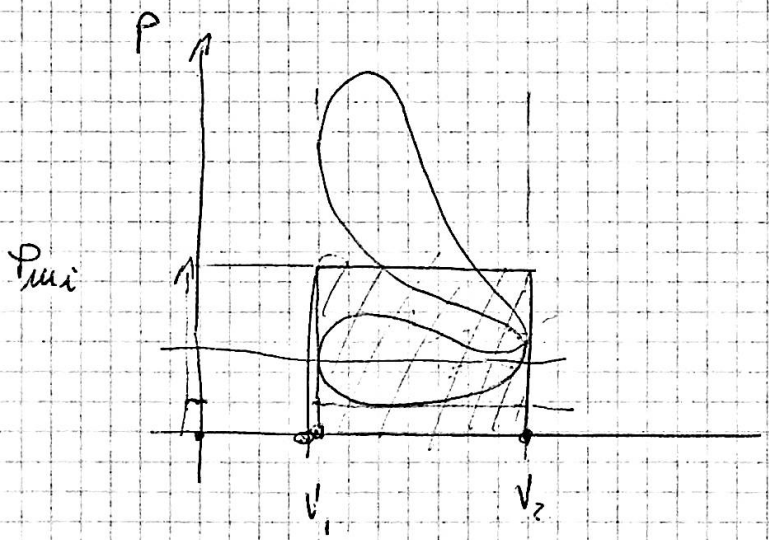
Basta ricordare che l'accensione che abbiamo supposto istantanea non è in realtà così; essa comincia un po' prima (anticipo) del P.M.S -

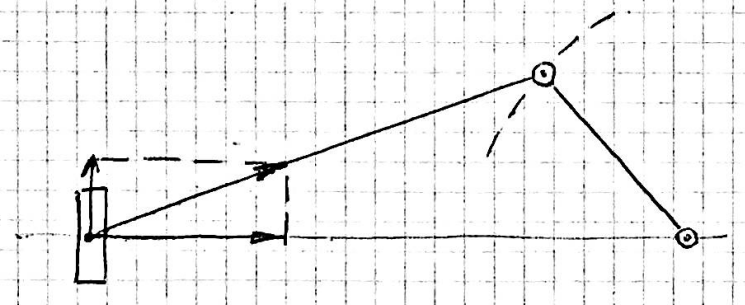
Anche la combustione isobara è pura idealizzazione -

$$p_{mi} = \frac{\int p\,dV}{V} = \text{pressione media indicata}$$

$$\oint p_i\,dV = L_i = p_{mi}\,V$$

La p_{mi} si dipone costante ~~[illegible]~~ darebbe una area del diagramma equivalente - sostanzialmente è il valor medio, integrale - Questo lavoro è raccolto dal pistone e non si trova se non in parte sull'albero (perdite nelle coppie cinematiche, spinotto, manovella, cuscinetti .. eccetera)





$$L_u = L_i\,\eta_m$$

lavoro utile — rendimento meccanico

Introduciamo una nuova definizione

$$P_{me} = P_{mi}\,\eta_m$$

$$P_{me} \cdot V = L_e$$

facendo

$$P_{me} \cdot V \cdot \frac{n}{\varepsilon} = P_{effettiva}$$

mentre

$$P_i = p_{mi} \cdot V \cdot \frac{n}{\varepsilon}$$

Con questi parametri si possono meglio caratterizzare i motori.

20-2-68

pressione media effettiva

$$P_e = \frac{P_{me} V n}{60 \varepsilon}$$

V: volume unitario

n: giri al minuto

ε: n° giri per fare un ciclo

se misuro nel sistema tecnico ho P_e in $\frac{Kgm}{s}$

se divido per 75 ho CV

se in Kw divido per 1,36

di solito si usa $P_e = P_{me} V \frac{n}{\varepsilon}$

Ad ogni ciclo del motore entrerà nel cilindro una certa quantità di miscela fresca [o aria per i Diesel]

diciamola A ma non è tutta l'aria che può contenere la cilindrata.

introduciamo rendimento volumetrico $\eta_v = \frac{A}{\delta_a V}$

δ_a: ambiente

da cui $A = \eta_v \delta_a V$

se conosciamo il rapporto in massa $\lambda = \frac{A}{q}$

$q = \frac{A}{\lambda}$ q combustibile che entra

Qui q è una massa

bruciando ci ha a disposizione tutto il potere calorifico ma non tutto andrà in lavoro

- $\eta_g = \dfrac{L_e}{q H_i}$ — L_e: effettivo; H_i: potere calorifico inferiore; η_g: globale

o è una media

quindi $P_e = L_e \dfrac{n}{\varepsilon} = \eta_g q H_i \dfrac{n}{\varepsilon} =$

$= \eta_g \eta_v \delta_a V \dfrac{H_i}{\alpha} \dfrac{n}{\varepsilon}$ ①

salvo fattori di conguaglio (n: n° cilindri; ε: rapporto di compressione)

o anche $$P_e = \eta_g \eta_v \delta_i \frac{\pi d^2}{4} c \frac{H_i}{\alpha} \frac{n}{\varepsilon}$$

confrontando le due espressioni di P_e si ha

$$P_{me} = \eta_g \eta_v \delta_a \frac{H_i}{\alpha}$$

si vede che P_{me} diminuisce all'aumentare di α quindi se mando fin'ora due miscele

Inoltre P_{me} aumenta con η_g [maggior sviluppo di temperature, maggiori pressioni]

Per i motori a carburazione -

$$\alpha = \frac{A-q}{q} \Rightarrow \boxed{q = \frac{A}{\alpha+1}}$$ Per carburazione

possiamo pensare $P = C \cdot n$

(coppia, n° giri nel tempo)

allora per noi

$$C = \eta_g \eta_v \delta_a V \frac{H_i}{\alpha \varepsilon}$$

Il consumo specifico [meno più perciò] è $q_s = \frac{1}{\eta_g H_i}$

allora $C = \eta_v \frac{1}{q_s \alpha \varepsilon} \delta_a V$ quindi

$$K = \frac{\delta_a}{\varepsilon}$$

$$C = K \eta_v V \frac{1}{q_s \alpha}$$

quindi per avere potenza o aumento la coppia o il n° di giri -

Per motori a combustione interna aumentando la cilindrata aumenta C [non è però il modo più economico]

Vediamo a parità di V cosa si può fare per aumentare la potenza -

Prendiamo

18 $P_e = \eta_g \eta_v \delta_a V \frac{H_i}{\alpha} \frac{\eta}{\varepsilon}$

mi fermiamo costante

Vediamo di discutere $\boxed{\frac{H_i}{\alpha}}$ non si può rendere H_i e α separati perché ogni combustibile necessita di un certo po' di comburente ⟶ è significativo solo $\frac{H_i}{\alpha}$. Molto buono a questo scopo è il metano.

I combustibili che usiamo sono del tipo $C_m H_m$

per avere poteri calorifici superiori bisogna andare verso combustibili finiziali di idrogeno.

metano CH_4

benzina $(CH_2)_x$

0,78

la miscela ha densità maggiore [avrà un potere calorifico inferiore]

la normale " " minore [" " inferiore]

0,74

Vediamo di discutere ε

se penso ai due tempi in teoria dovrebbe rendere il doppio

discutiamo η_v

in aspirazione ci sarà un periodo in cui entrambe sono aperte si chiude un po' dopo che il pistone sale perché l'aria entra lo stesso per inerzia

21-2-69

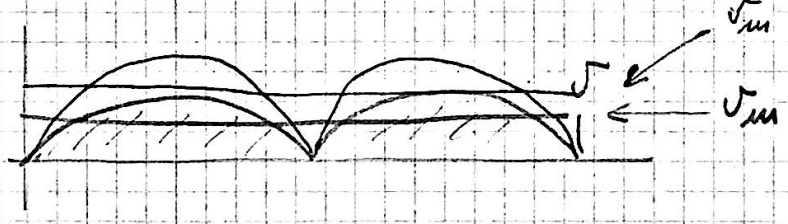
$$P = \eta_g \eta_v \delta_a V \frac{Hi}{\sigma} \frac{n}{\varepsilon} \qquad V = i \cdot \frac{\pi \sigma^2}{4} \cdot c$$

per aumentare P può aumentare il n° di giri - I limiti sono due: rendimento volumetrico che può abbassare [l'aria non riesce più a entrare con la dovuta velocità] -

la velocità media del pistone è in un ciclo $v_m = \frac{2cn}{60} = \frac{cn}{30}$

ora il moto del piede di biella se la biella è molto lunga rispetto alla manovella è circa armonico -

Quindi se a parità di corsa aumento la v_m aumentano tutte le accelerazioni che sono max ai due punti morti



quindi aumentano le pendenze e quindi le accelerazioni - Perciò la robustezza meccanica non riesce a vincere le forze inerziali -

Posso usare il motore superquadro: alesaggio grande e piccola corsa

20 Vediamo di aumentare η_g

$$\eta_g = \eta_b \; \eta_{lim} \; \eta_{interno} \; \eta_{meccanico}$$

di combustione

$$\eta_R = \eta_{int} \cdot \eta_{lim}$$

$$\eta_{int} = \frac{\eta_{reale}}{\eta_{limite}} \qquad \eta_{lim} \text{ se il fluido è reale con ciclo ideale}$$

Consideriamo $\eta_b = 1$

perché possiamo pensare $\eta_b = \frac{Q_R}{q H_i}$ e ciò che in realtà non si sfrutta lo mettiamo in η_{int}, cioè lo associamo al fatto di essere un fluido reale

Per aumentare η_g si potrebbe aumentare η_{lim}

e ciò si può fare per esempio aumentando il rapporto di compressione [è limitato dal problema della detonazione]

Vediamo di aumentare η_v

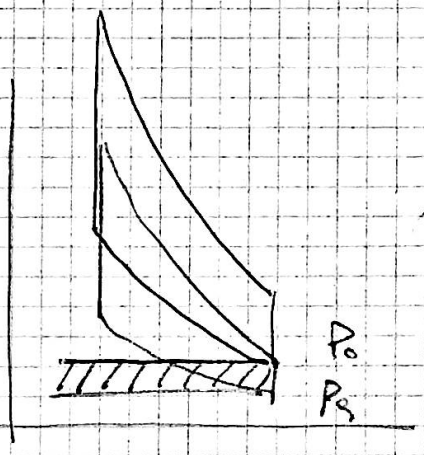
lo si può rendere anche > 1 [non è un rendimento vero e proprio] con la sovralimentazione: motore alimentato con pressione > pressione ambiente.

$$\eta_v = \frac{A}{\delta_a V} \qquad p = \delta R T$$

se aumento p aumenta $\delta \Rightarrow$ aumenta A

si può anche raffreddare l'aria → ce ne sta di più

ma in questo modo si perde in η_g perché il compressore è comandato dal motore



//// parte perduta

sovralimentato

non sovralimentato

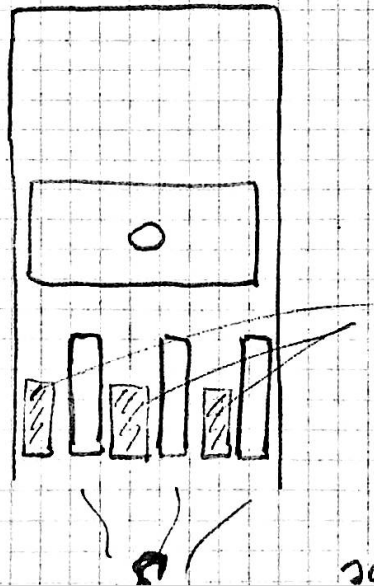
non perché si lavora a temperature e pressioni più alte nel complesso il rendimento aumenta –

η_{mec} diminuisce perché aumentano le sollecitazioni

Grado di sovralimentazione $\beta = \dfrac{P_0}{P_R}$

Per aumentare P posso usare il due tempi

Si usa sulle navi per questioni di spazio –



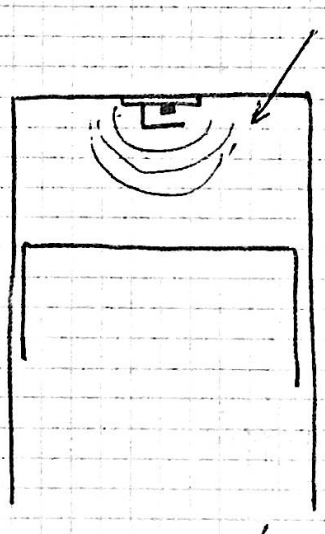
Aumentando r_c il rapporto di compressione fino' diminuisce $\eta_{meccanico}$ perche' aumentano le t e le p e data la velocita' di combustione si ha un ciclo molto fatto [L'poca ripresa]

i navali consumano 160 gr. per CV hora
i piccoli consumano di piu'

Per i motori a carburazione l'aumento eccessivo di ε puo' causare la detonazione -
Si puo' avere combustione irregolare:

<u>preaccensione</u> prima che scocchi la scintilla che e' dovuta a depositi lasciati dal combustibile che aumentano localmente la temperatura ⟶ si autoaccende [<u>motore continua a girare anche senza candele</u>]

<u>detonazione</u> quando si ha la scintilla



la miscela bruciata per il Δt comprime e aumenta la temperatura di tutto il resto -

Ci vuole un po' di Tempo prima che la fiamma arrivi 23
ovunque - le parti di miscela più lontane possono trovarsi
in condizione di autoaccensione

1) si va in incubazione e poi arriva la fiamma

2) ~~non~~ c'è Tempo e si ha una fiamma di
ritorno che si scontra con l'altro → si hanno
squilibri e si ha <u>il battito in testa</u> -

Oltre ai danni meccanici si può bruciare il film
d'olio e si può anche fermare il tutto per i
locali aumenti di T - Si ha preferibilmente
ai bassi giri perché i Tempi sono più lunghi

Quindi è bene avere combustibili con alti ritardi
ma bisogna avere più anticipo per andare bene

n° ottano serve per dare un'idea del ritardo all'accensione

le super hanno maggior n° di ottani

normale 83 - 85
" 98 - 100

per misurarlo si prende un motore speciale C.F.R che è
a rapporto di compressione variabile [battito in testa]
e' tutto variabile - Si vedono certe condizioni
standard - Poi si manda una miscela di
<u>isottano</u> e <u>normal eptano</u> che si comporti come
quelli altri visti
si legge il rapporto

non detona detona molto

100 0

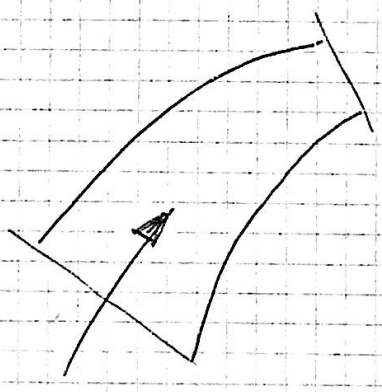
24 Le frazioni volatili della benzina sono quelle a più alto n° di ottano. Sono quelle che favoriscono la combustione → diminuisce la richiesta ottanica anche in quarta ripresa

28-2-69

Turbomacchine

Lo statore è una serie di ugelli. Il fluido viene accelerato a spese della sua entalpia. Il rotore è calettato sull'asse su cui si preleva potenza.

Supponiamo che le palette costituiscano un condotto chiuso cioè le palette del rotore in pratica supponiamo focalizzo lo statore.

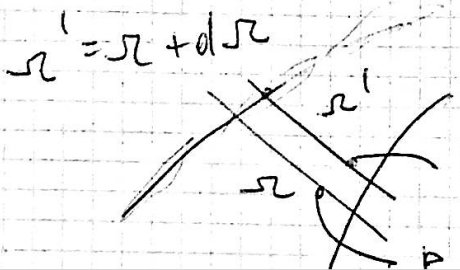


forze di massa se $\propto$ alla massa F

forze di attrito Fra parete e fluido e sono dovute alla viscosità del fluido

R (per unità di massa)

forze di pressione



$p' = p + dp$

m Ω' afire' Ω'p' m Ω Ωp

↙ qui mancano le forze tensili

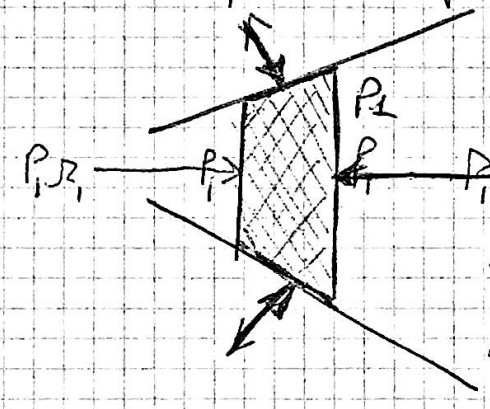
$T' - T = \Omega' p' - \Omega p \Rightarrow dT = (\Omega + d\Omega)(p + dp) - \Omega p =$

$= \boxed{\Omega\, dp = dT}$

forze di inerzia

sono $\boxed{a\, dm}$

il termine $p\, d\Omega$ non da' contributo al moto a parità di pressione



intanto apro una regione lungo l'asse del condotto e ciò si può fare se i filetti fluidi sono infinitesimi

quindi le varie forze sono

$F\, dm \quad R\, dm \quad \Omega\, dp \quad a\, dm$

posso ora scrivere l'equazione

$$F\, dm + \Omega\, dp - R\, dm - \frac{dc}{dt}\, dm = 0$$

Newton

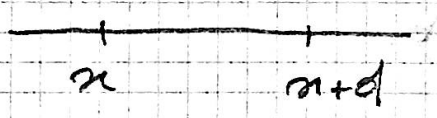
$dm = \rho\, \Omega\, dx$

$$F \delta \Sigma \, dx - \Sigma \, dp - R \delta \Sigma \, dx - c \frac{dc}{dx} \delta \Sigma \, dx = 0$$

infatti:

$\rightarrow c = c(x,t) \rightarrow$ poi $\quad \frac{dc}{dt} = \frac{\partial c}{\partial t} + \frac{dc}{dx}\frac{dx}{dt}$

quando la particella è avanzata di dx, ha variato la sua c



$c = c(x)$

$3 \, m/s \qquad 3{,}1 \, m/s$

se il moto è permanente io ho solo $\frac{dc}{dx}$

per avere la accelerazione vera e propria devo avere il

$\frac{dc}{dt}$ cioè ho $\frac{dc}{dx}\frac{dx}{dt}$

$$\frac{dc}{dt} = \frac{\partial c}{\partial t} + \frac{dc}{dx}\frac{dx}{dt}$$

nel caso stazionario $\frac{\partial c}{\partial t} = 0 \Longrightarrow$

$$\Longrightarrow \frac{dc}{dt} = c \frac{dc}{dx}$$

quindi

$$F \, dx - \frac{dp}{\delta} - R \, dx - c \, dc = 0$$

$$dL - \sigma\, dp - dL_p - c\, dc = 0$$

ma $T\,dS = dQ_e + dQ_i$

dQ_e: scambiato con l'esterno

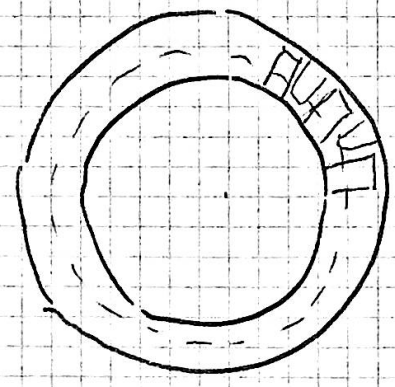
dQ_i: dovuto alle sorgenti entropiche

e $T\,d\xi = dH - \sigma\, dp$

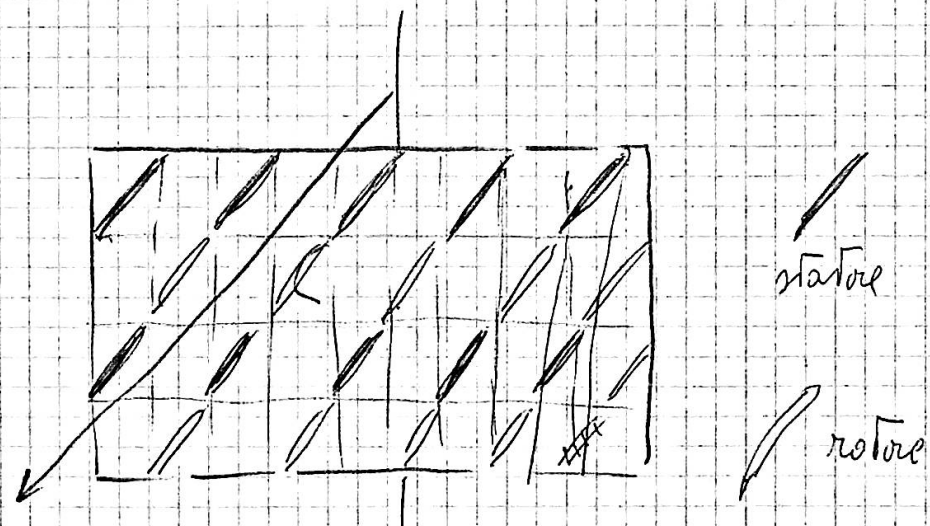
quindi $dH - \sigma\, dp = dQ_e + dQ_i$

$$dL - \sigma\, dp + c\, dc = dH - \sigma\, dp - dQ_e$$

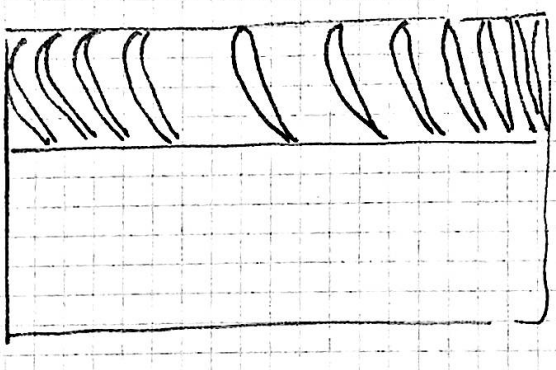
$$\boxed{c\, dc + dH = dL + dQ_e}$$



Se seziono con un cilindro esterno



assimilabile ad un condotto



Visto dall'alto con palette solo sul rotore

quindi basta studiare come succede in un condotto

Applichiamo le equazioni al condotto

supponiamo l'espansione così rapida che non possa cedere calore <u>adiabatica</u>

allora $dq_e = 0$

$dL = 0$ perché le pareti sono fisse

rimane $\boxed{c\,dc + dH = 0}$ $\quad *$ (dislivello)

un termine macroscopico

poiché la densità è piccola trascuriamo ~~l'accelerazione~~ - Se fosse acqua ad una verticale non si può più trascurare.

quindi per la $*$ il fluido accelera a spese della entalpia

$$\int_0^1 c\,dc = -\int_0^1 dH$$

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = -(H_1 - H_2)$$

se parte o ~~[illegible]~~ arriva da fermo

$$\frac{c_1^2}{2} = \Delta H$$

1 Cal = 4186 Joule

$$c_1 = \sqrt{2\Delta H} = \sqrt{2 \cdot 4186}\sqrt{\Delta H} =$$

$$= 91{,}53 \sqrt{\Delta H}$$

(ΔH in Calorie)

applicando l'altra espressione

$$c\,dc = -v\,dp$$

se tutto è regolare $pv^K = cost$ $(K = cost)$

cioè c_p c_v costanti

calcoliamo in questo caso $\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = -\int_0^1 v\,dp$

il risultato è $f\left(K, \frac{p_1}{p_0}, p_0, v_0\right)$

β

30 6-3-69

In un condotto fisso adiabatico si può scrivere

$$c\, dc = -v\, dp$$

che integrata dà

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = -\int_0^1 v\, dp$$

nel caso dell'acqua (poiché è incomprensibile) si può scrivere

$$c_1^2 = 2\,\frac{1}{\rho}\,(p_1 - p_0)$$

↑ densità

e siccome $p = \rho g h$ assimiliamo una pressione ad un carico

$$c_1^2 = 2\,\frac{1}{\rho}\,\rho\, g\, h = 2\, g\, h$$

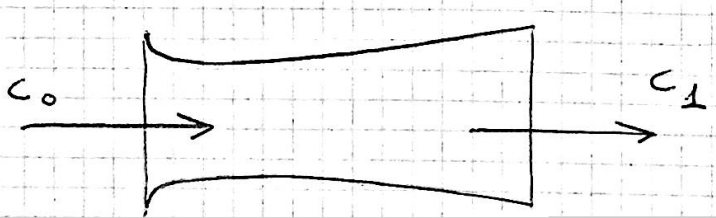
Consideriamo il caso dell'ugello. In questo caso il volume specifico non si può ritenere costante.

sarà

$$v = v(p)$$

allora si avrà

$$p\, v^K = A \qquad \text{con} \quad K = \frac{c_p}{c_v}$$



$$v^K = \frac{A}{\rho} \longrightarrow \rho = \left(\frac{A}{\rho}\right)^{\frac{1}{K}}$$

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = -\int_0^1 v\,d\rho = -\int_0^1 \left(\frac{A}{\rho}\right)^{\frac{1}{K}} d\rho = -A^{1/K} \int_0^1 \rho^{-\frac{1}{K}}\, d\rho$$

$$c_1^2 - c_0^2 = -2A^{\frac{1}{K}} \left(\frac{\rho_1^{1-\frac{1}{K}}}{1-\frac{1}{K}} - \frac{\rho_0^{1-\frac{1}{K}}}{1-\frac{1}{K}} \right) = -2A^{\frac{1}{K}} \frac{K}{K-1} \left(\rho_1^{\varepsilon} - \rho_0^{\varepsilon} \right)$$

dove si è posto $1 - \frac{1}{K} = \frac{K-1}{K} = \varepsilon$

se $c_0 = 0 \Longrightarrow$ $c_1^2 = -2A^{\frac{1}{K}} \frac{K}{K+1} \left(\rho_1^{\varepsilon} - \rho_0^{\varepsilon} \right)$

$$A = \rho_0 v_0^K \Rightarrow A^{\frac{1}{K}} = \rho_0^{\frac{1}{K}} v_0$$

$$c_1^2 = -2 \rho_0^{\frac{1}{K}} v_0 \frac{K}{K-1} \rho_0^{\varepsilon} \left[\left(\frac{\rho_1}{\rho_0}\right)^{\varepsilon} - 1 \right]$$

$$\frac{\rho_1}{\rho_0} = \beta \Longrightarrow$$

$$c_1 = \sqrt{\frac{-2K}{K-1} \rho_0 v_0 \left(\beta^{\varepsilon} - 1 \right)}$$

che è la formula di De Saint Venant

Applichiamo ora

$$c\,dc = dL + dQ - dH$$

sempre nel caso adiabatico e ugello fino a ridurre a

$$c\,dc = -dH \Longrightarrow$$

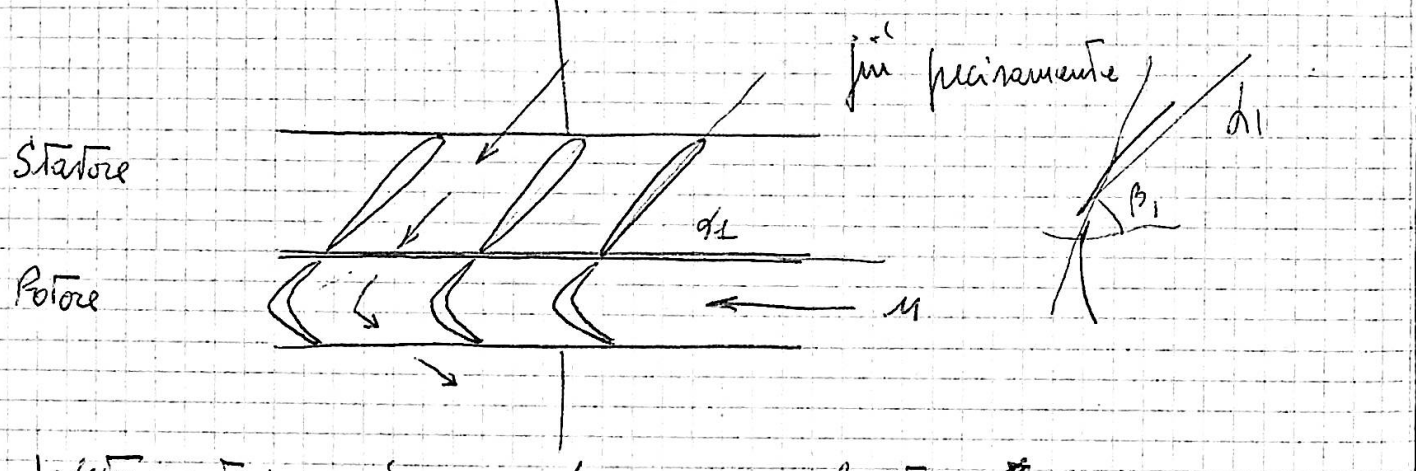
$$\Longrightarrow \quad \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = \Delta H = H_0 - H_1$$

ma possiamo ancora scrivere

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = c_p \left(T_0 - T_1 \right)$$

Sezioniamo con un cilindro che taglia a mezza altezza le palette della turbina.

Schematicamente vediamo così



La paletta rotorica è mossa da una velocità u

$$u = \omega r_m$$

r_m raggio medio palettatura

ω velocità angolare del rotore

Si possono definire <u>velocità assolute e relative</u>

$$\underline{C} = \underline{W} + \underline{u}$$

$\underline{C}$ velocità assoluta; $\underline{W}$ relativa al riferimento mobile; $\underline{u}$ di trascinamento

Per ogni particella di fluido possiamo dunque definire velocità assoluta, relativa e di trascinamento

la velocità di trascinamento è quella del raggio medio delle palette.

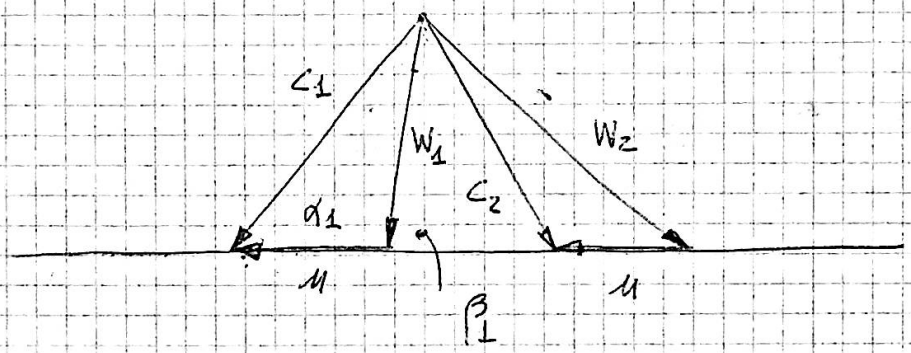
la velocità relativa è quella del fluido rispetto al rotore, quella assoluta è quella del fluido rispetto allo statore.

Conseguenza del moto dei fluidi, regime laminare, assenza di interazione fra filetti fluidi ⟹ consideriamo un solo filetto fluido che risulta nella pratica ben guidato dalle palette.

All'ingresso in cui il filetto entra nello ~~statore~~ con velocità c_1, questa è somma della velocità relativa w rispetto al rotore e della velocità di trascinamento u rispetto allo statore

α_1 angolo con cui il fluido esce dallo statore

β_1 " " " " " " entra nel rotore

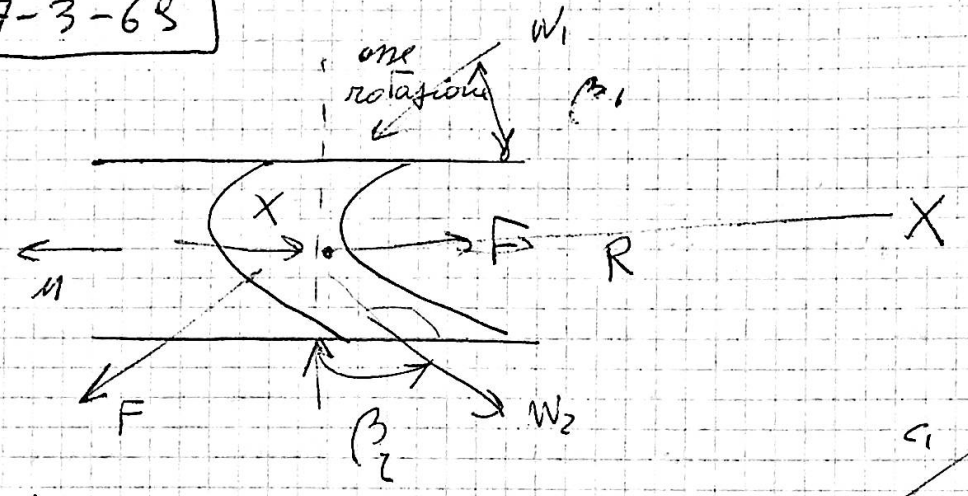


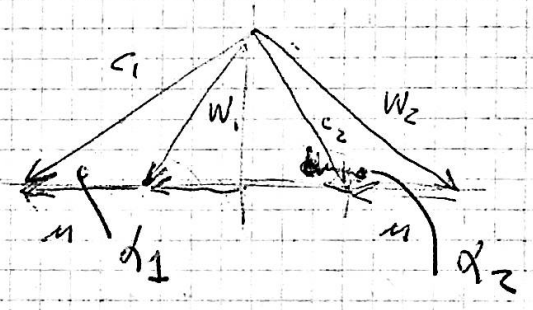
β_1 è l'angolo che deve essere dato alla paletatura all'ingresso in modo che il fluido entri nel rotore senza urtare le palette. [altrimenti o nell'estradosso o nell'intradosso si creerebbero depressioni].

Per il buon rendimento della macchina $\underline{c_2} \perp \underline{u}$

7-3-68

34





Supponiamo che all'ingresso

quelle che danno potenza sono le componenti lungo la tangente

Se il moto è concorde con la forza motrice se no è operatrice - Poiché i condotti ritorno sempre uno meno salvo dal centro non ho termini complementari di Coriolis [o che è lo stesso ho identica velocità di trascinamento]

$$\underline{\varphi} = m\underline{W_2} + m\underline{W_1}$$

quantità di moto del fluido

derivando ho la forza

$$\underline{F} = \frac{dm}{dt}\left(\underline{W_2} - \underline{W_1}\right)$$

proietto lungo x direzione periferica

$$X = M\left(-W_2 \cos\beta_2 + W_1 \cos\beta_1\right)$$

forza applicata al fluido

$$X = M\left(W_1 \cos\beta_1 + W_2 \cos\overset{*}{\beta}_2\right)$$

$\overset{*}{\beta}_i$ è l'angolo acuto

se moltiplico per la velocità ho la potenza -

$P = \dot{m} M \left(w_1 \cos\beta_1 + w_2 \cos\beta_2^* \right)$ se elettrica

se motrice cambiano i segni

scriviamo la pot. per unità di portata

$$P = \dot{m} \left(w_1 \cos\beta_1 + w_2 \cos\beta_2^* \right) =$$

regione non ragionevole

α_2 ottuso

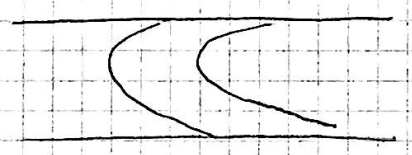
$$= \dot{m} \left(c_2 \cos\alpha_1 - u + c_2 \cos\alpha_2 + u \right) = \boxed{\dot{m} \left(c_1 \cos\alpha_1 - c_2 \cos\alpha_2 \right) = P}$$

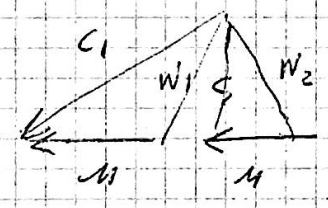
formula potenza di macchina assiale [vuol dire bene per le radiali]

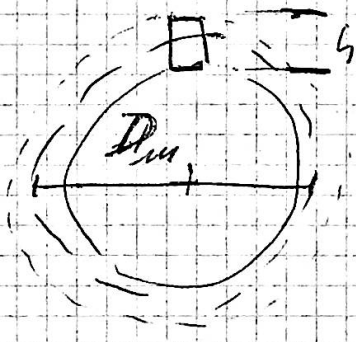
$$= \dot{m} \left(c_1 \cos\alpha_1 + c_2 \cos\alpha_2^* \right) = P$$

↑ angoli acuti

Scriviamo la portata M







$$M = \underbrace{\pi D_m b_1}_{\text{area sezione di ingresso}} \varepsilon_1 w_1 \sin\beta_1 \delta_1$$

b_1 altezza pale

coefficiente di ingombro

andiamo nella sezione 2

$$M = \pi D_m b_2 \varepsilon_2 w_2 \sin\beta_2 \delta_2$$

e $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$

supponiamo $b_1 \delta_1 = b_2 \delta_2 \longrightarrow \boxed{w_1 \sin\beta_1 = w_2 \sin\beta_2}$

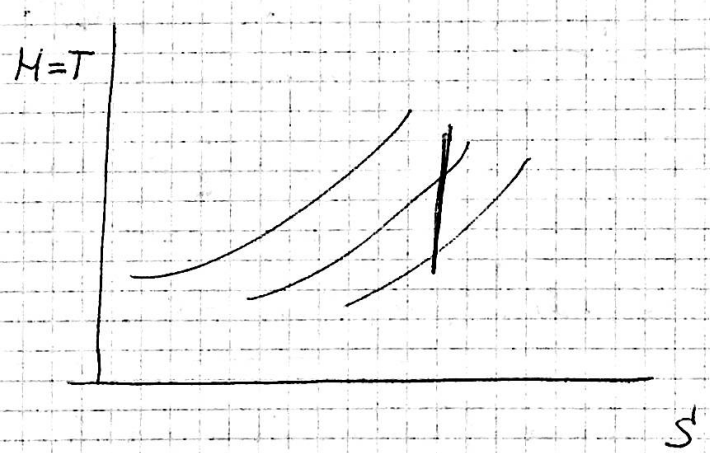
quindi l'altezza dei triangoli è sempre la stessa

$$c\, dc = -dL + dQ_e + dH \quad \text{ovvero}$$

$$c\, dc + v\, dp = dL - dL_p$$

36 $c\,dc = dL + dQ_e - dH$

per calore l'entalpia adiabaticamente deve diminuire $\rightarrow$



Si definisce un grado di reazione se voglio lavoro esterno: $dL < 0$

$$R = \frac{(\Delta H)_{rot}}{(\Delta H)_{tot}}$$

se $R = 0$ si ha macchina ad azione

in uno statore $c\,dc = -d/H \longrightarrow$

$$\longrightarrow \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = -\Delta H_{statorico}$$

per il rotore

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = -\Delta H_{rotorico}$$

In una macchina motrice devo accelerare il fluido se voglio che dia lo sua energia $\rightarrow w_2 > w_1$

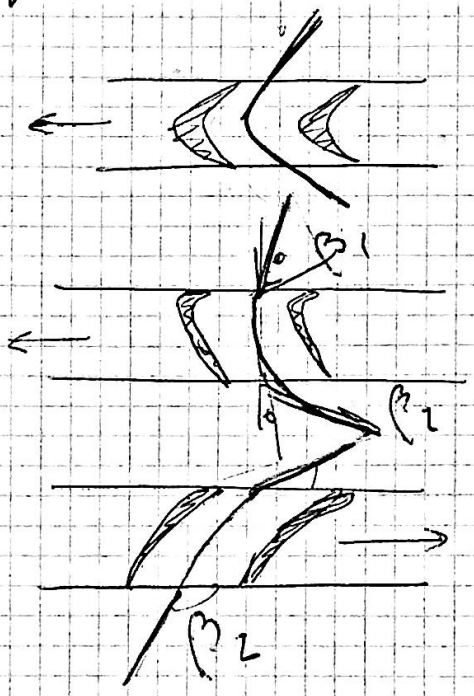
ma $w_2 \sin\beta_2 = w_1 \sin\beta_1 \longrightarrow \sin\beta_2 < \sin\beta_1 \longrightarrow$

$$\longrightarrow \beta_2 < \beta_1$$

se $W_1 = W_2 \longrightarrow \beta_1 = \beta_2$

in un compressore $W_2 < W_1 \longrightarrow \beta_2 > \beta_1$

quindi dice molto sulla forma della palettatura



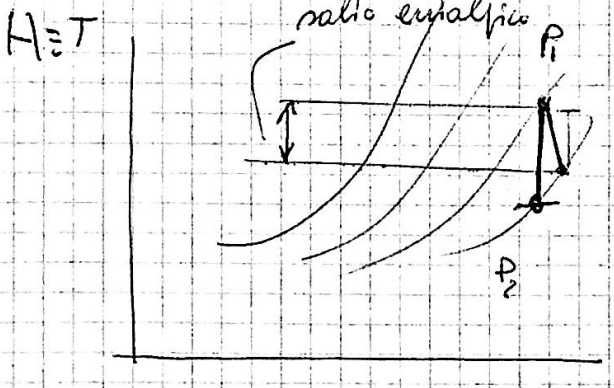
per una turbina ad azione $\beta_1 = \beta_2$

turbina a reazione

compressore

→ macchine radiali - Se motrice deve avere energia centripeta - Calando di velocità dà lavoro - Pompe e compressori sono invece centrifughe -

Una espansione adiabatica rev è anche isoentropica



$T\,dS = dQ_e + dQ_i$

in pratica c'è produzione entropica → perdita

è più alto c'è meno salto entalpico

definiamo un rendimento di turbina (di espansione)

$$\eta = \frac{(\Delta H)_r}{(\Delta H)_s}$$ — reale

isoentropico

di questo salto entalpico non tutto va in lavoro

definiamo un rendimento di palettatura la unità di portata

$$\eta_p = \frac{u\,(c_1 \cos\alpha_1 - c_2 \cos\alpha_2)}{-(\Delta H)_S + \frac{c_0^2}{2}}$$

- lavoro all'ora
- lavoro quando il fluido esce dalle palette



$$c_{1t} = \sqrt{2\,(\Delta H)_S} \qquad \varphi = \frac{c_1}{c_{1t}}$$

$$c_1 = \sqrt{2(\Delta H)_R} \qquad c_1 = \varphi\, c_{1t}$$

ΔH_S nel caso ideale da' una c_1 che $\equiv c_{1t}$

altrimenti non sono uguali

ricordo la prima

$$\frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2} = -\Delta H_S$$

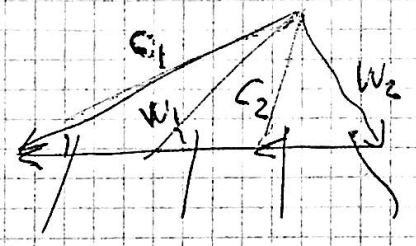
$$c_1 = \varphi\, c_{1t} \qquad \text{se } \varphi = 1$$

sostituendo $\dfrac{u\,(c_1 \cos\alpha_1 - c_2 \cos\alpha_2)}{\frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} + \frac{c_0^2}{2}} \longrightarrow$

$$\eta_p = 2\,\frac{u\,(c_1 \cos\alpha_1 - c_2 \cos\alpha_2)}{c_{1t}^2}$$

Tornando ai Triangoli

sempre con $\psi_1 = 1$



perché la macchina è ad azione $\beta_1 = \beta_2 \longrightarrow$

$$\eta_p = 2\,\frac{2u\,w_1 \cos\beta_1}{c_1^2} = \quad \text{con } w_1 \cos\beta_1 = c_1 \cos\alpha_1 - u \longrightarrow$$

$$= \eta\,\frac{u\,(c_1\cos\alpha_1 - u)}{c_1^2} = \eta\,\frac{u}{c_1}\left(\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) \quad (*)$$

Troviamo il max

$$\frac{\partial \eta_p}{\partial\left(\frac{u}{c_1}\right)} = \eta\left(\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) - \frac{u}{c_1} = 0 \qquad \cos\alpha_1 = 2\,\frac{u}{c_1}$$

$$\boxed{\frac{u}{c_1} = \frac{\cos\alpha_1}{2}}$$

allora $\eta_p = \eta_{p\,max}$

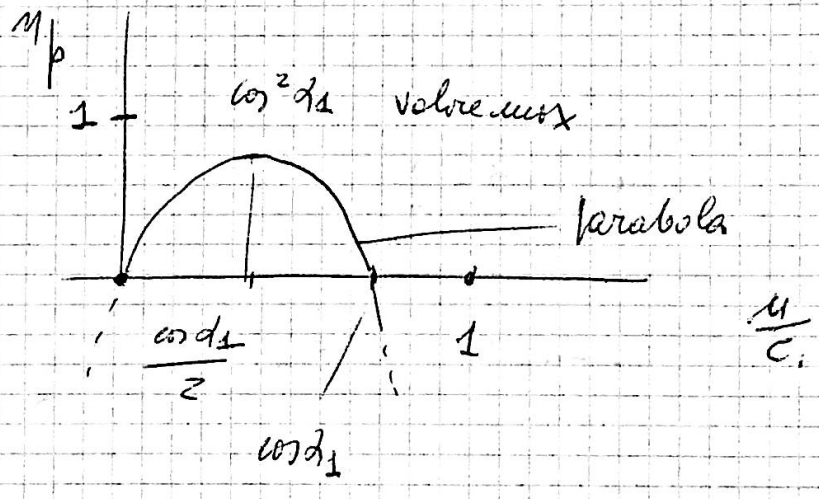
$$\eta_{p\,max} = \eta\,\frac{\cos\alpha_1}{2}\left(\cos\alpha_1 - \frac{\cos\alpha_1}{2}\right) = \boxed{\cos^2\alpha_1 = \eta_{p\,max}}$$

Questo se l'espansione è tutta nello statore

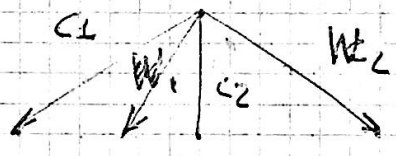
$\frac{u}{c_1}$ 0 $\rightarrow$ macchina ferma

$\frac{u}{c_1}$ 1 $\rightarrow$ gira con velocità periferica $\rightarrow$

$\rightarrow \eta_p = 0$



coi vettori



η_p è max se c_2 è perpendicolare

α_1 non può mai esser zero perché se non c'è componente assiale non si può avere portata. In pratica:

$18° \div 20°$

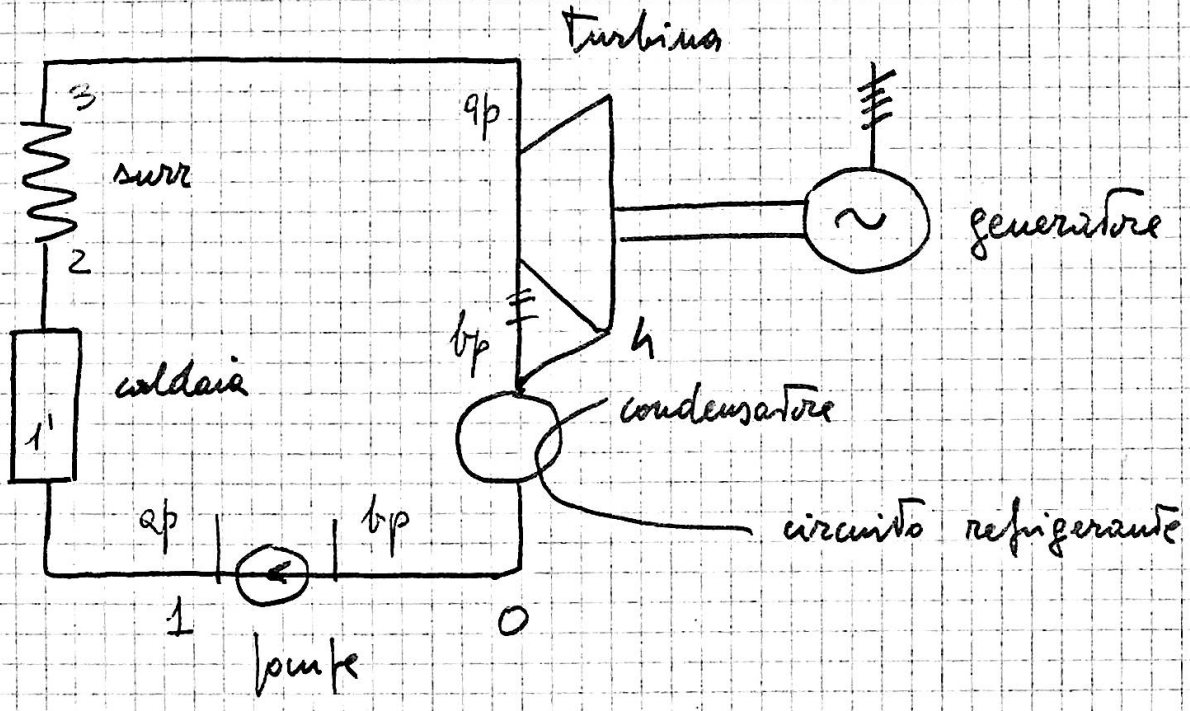
13 - 3 - 69

Impianti a vapore

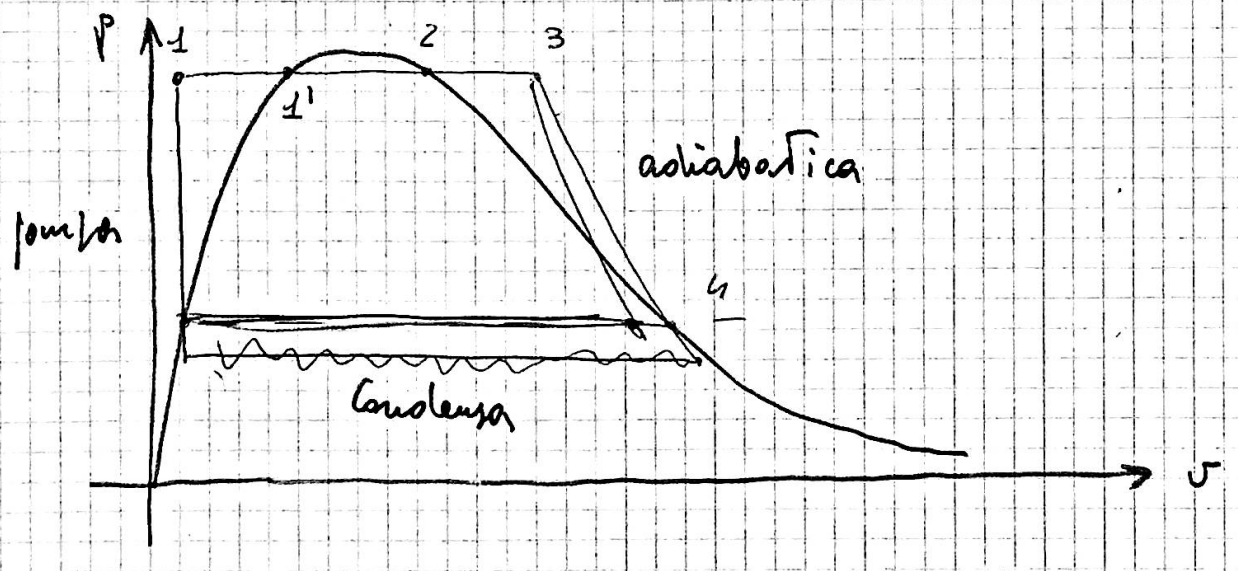
Turbonave 40 - 58 atm Terrestre 200 atm.

Locomotive 15 atm

In caldaia riscaldamento fino alla pressione a T di fase poi vaporizzazione, poi surriscaldamento

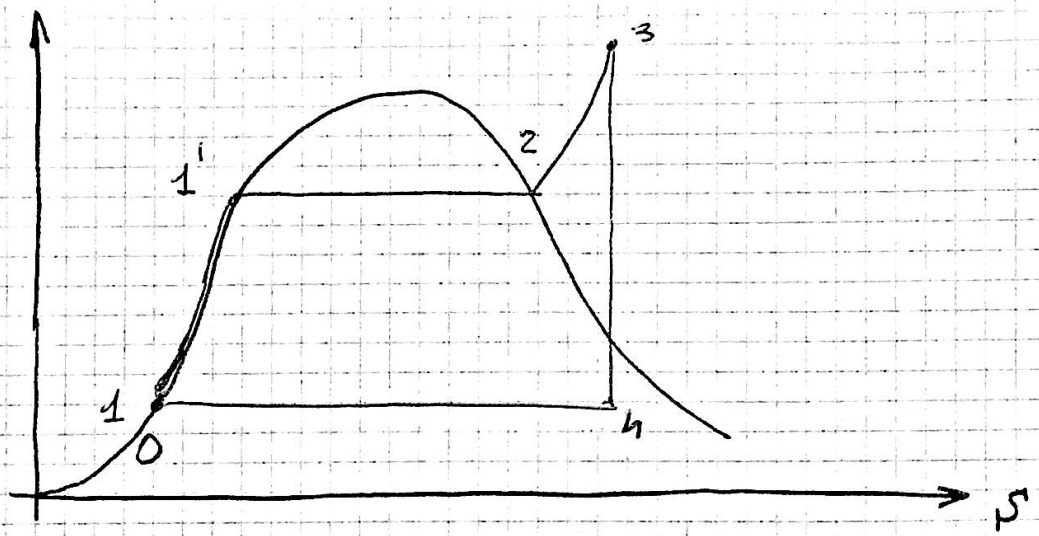


Condensatore a pressione bassa, sottraiamo il calore di condensazione

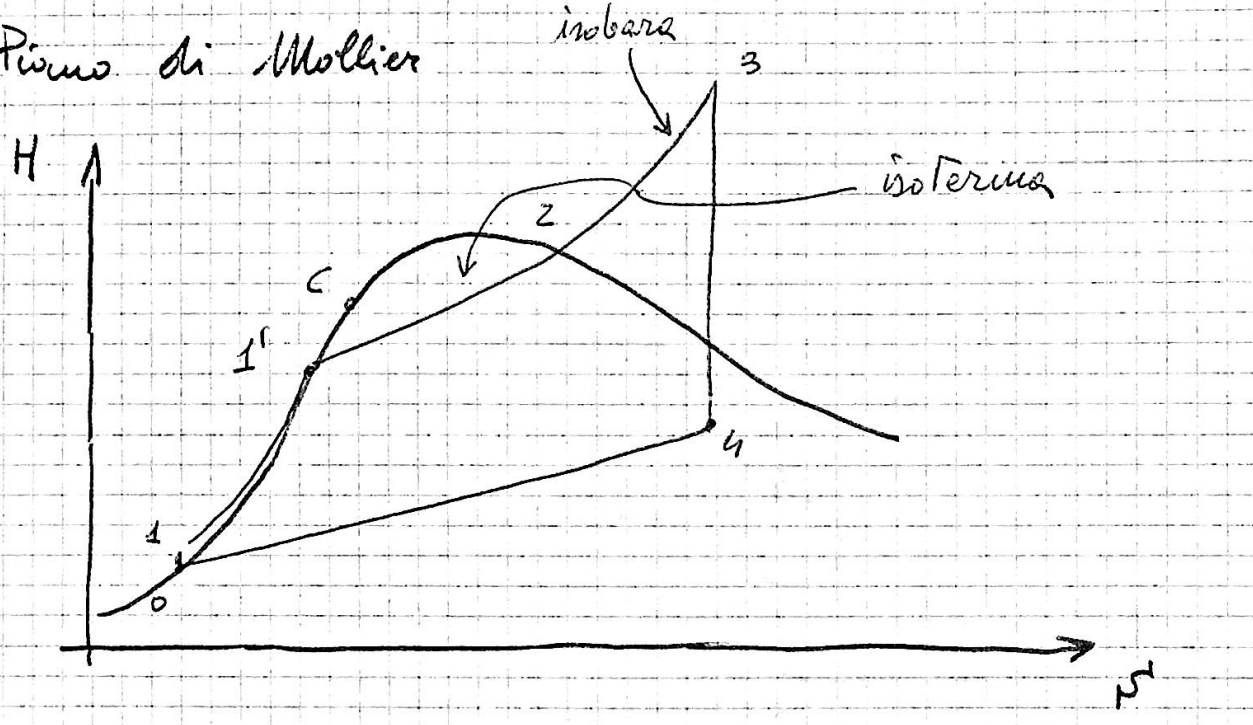


NB le adiabatiche sono iperboli molto inclinate

42



Piano di Mollier



Impianto chiuso a fluido non rigenerato

$$\eta_e = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{L}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

$\eta_e = \dfrac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1}$ cerchiamo di rendere massimo questo

rendimento - Ragioneremo su quello limite

NB vedere equazione a/erti

panoramica dei metodi

1°) aumentare le T max del ciclo

motivi tecnologici e poi il vapore deve uscire

2°) diminuire T min non posso andare sotto quella ambiente - Problemi di portata d'acqua -

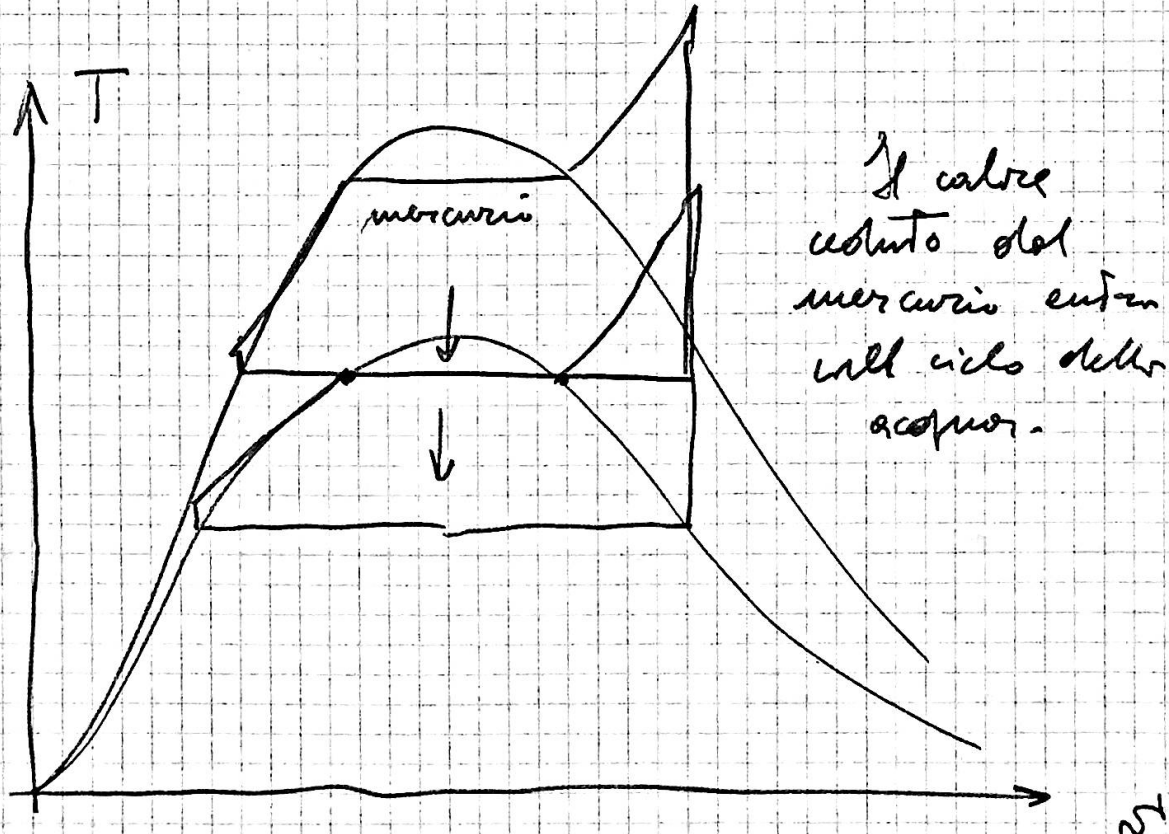
$q_2 = h_4 - h_1$ { per raffreddare 1 kg di vapore

≃ 50 Kg H_2O

3°) sfruttando preriscaldatore

4°) Impianti sovrapposti - Si cambia il fluido con temperatura di vaporizzazione un po' più alta della max temperatura → Poi cede calore ma a T costante (si eliminano le ∞ sorgenti) - Il mercurio vaporizza l'acqua quando condensa -

5) Per es. mediante riflamento



Il calore ceduto dal mercurio entra nel ciclo dell'acqua.

44 14-3-68

Gli impianti a vapore sono i più comodi per lavoro da Termico → meccanico.

Si può arrivare a $\eta_{globale}$, dove

$$\eta_g = \frac{1}{q H_i}$$

q = consumo specifico

H_i = potere calorifico inferiore

$$q_0 = \frac{q}{P}$$

fino a 44 % (elevatissimo)

si lavora così bene con impianti grandi.

Per esempio 600 MW

Sono in progetto URSS 1100 MW

Per un anno si considerano $8 \cdot 10^3$ ore di lavoro

quindi ho $600 \cdot 8000 = 48 \cdot 10^5$ MWh

ogni guadagnare 0,5 % equivale a $3 \cdot 8000 = 24 \cdot 10^6$ KWh

per un impianto piccolo: 5 MW

con lo 0,5 si guadagna $25 \cdot 8000 = 200\,000$ KWh

contro 24 milioni. Non vale la pena in un piccolo impianto di avere grande rendimento da un punto di vista economico.

Negli impianti a mercurio, per esempio, perché tanta complicazione? Perché esso può dare un

$\eta_g \simeq 38\%$ con resa modesta –

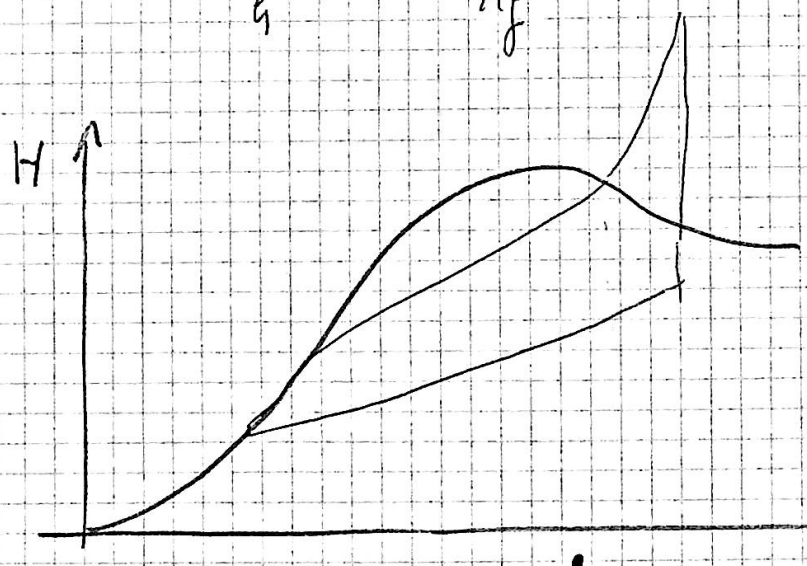
Scriviamo la formula della potenza

$$P_{KW} = \frac{M\,(\Delta h)_S\,\eta_T}{860} \rightarrow KW$$

dove $\eta_T = \dfrac{\Delta h_T}{\Delta h_S}$

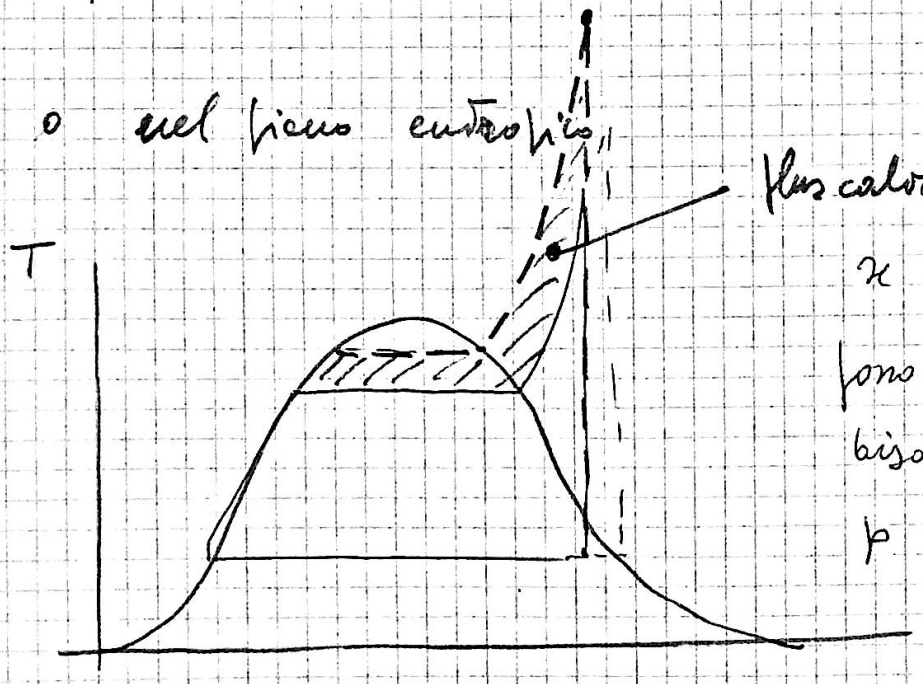
$\dfrac{Kg}{h}$ $\quad$ $\dfrac{Kcal}{Kg}$

(perché divisa per 860)



piano di Mollier

o nel piano entropico



flusso calore entrato

a alto flusso T

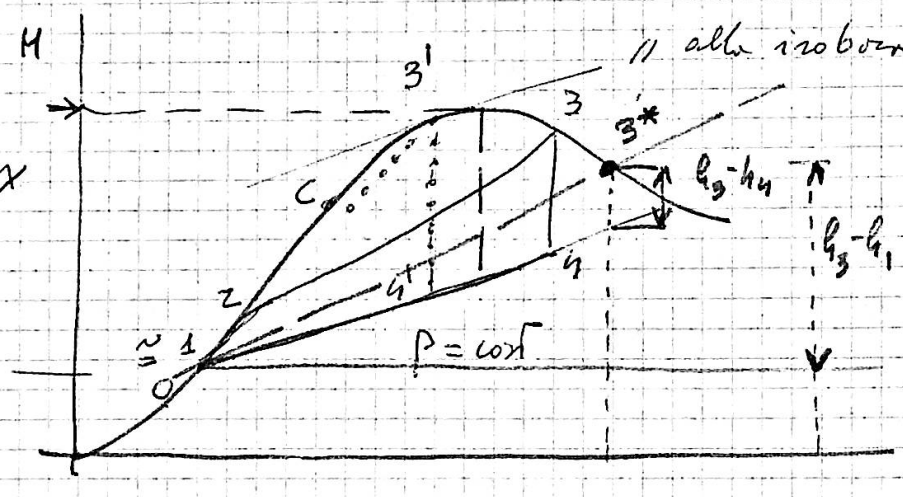
fono cadere nel vuoto →

bisogna aumentare anche

p

46 Vediamo l'influenza di $p_{in\ caldaia}$ nel piano H S

prendiamo un ciclo di Hirn (a vapore surriscaldato - non surriscaldamento)



questa è quella che dà il L max a parità di p nel condensatore

$$\eta_e = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1} \begin{matrix} \text{(in turbina)} \\ \text{(vol. entrato)} \end{matrix}$$

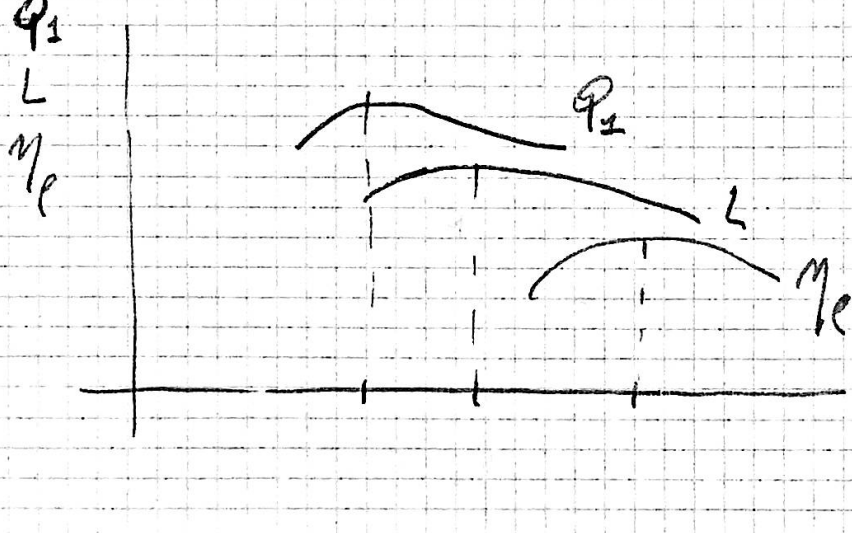
limite

$$Q_1 = h_3 - h_{\textcircled{1}}$$

$$L = h_3 - h_4$$



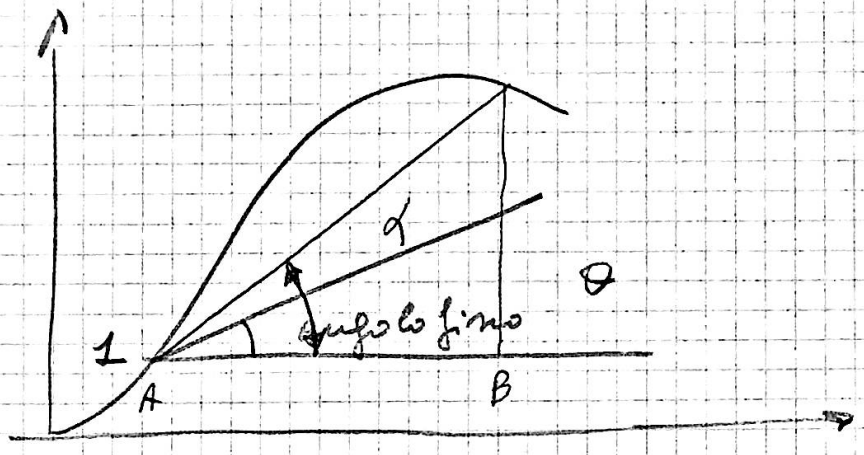
dà il max di Q_1 a parità di p



per η_e: prendiamo una retta uscente da 1 ∀ e una // asse entropia

Individuiamo 3*: il ciclo che passa per 3* è quello che ha ~~il max~~ η_e dato dal rapporto delle Tg. degli angoli.

Si ha η_c max se è max l'angolo in figura α



$$h_3 - h_1 = AB\, \Gamma_f \alpha$$

$$h_3 - h_4 = AB\, \Gamma_f \alpha - AB\, \Gamma_f \theta \longrightarrow$$

$$\eta_c = \frac{\eta}{1 - \frac{\Gamma_f \alpha}{\Gamma_f \theta}} \qquad \eta_c = 1 - \frac{\Gamma_f \theta}{\Gamma_f \alpha}$$

α max si ha quando la retta esce tangente

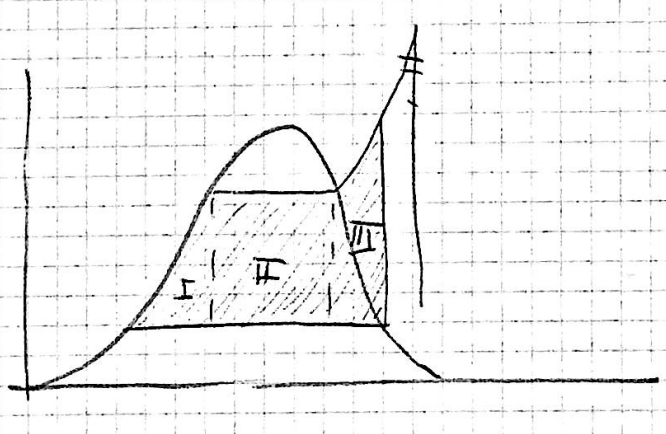
se α max anche η_c è max -

Di solito la p nel condensatore è fissata in maniera precisa da fattori esterni -

---

Vediamo ora [illegible] del progetto condensatore.

Riferiamo a quanto detto prima nel piano T S: non conviene aumentare la p caldaia in modo eccessivo



$$\eta_I = \frac{L'}{Q'} \qquad \eta_{II} = \frac{L''}{Q''} \qquad \eta_{III} = \frac{L'''}{Q'''}$$

$$L' = \eta_I Q_I$$

$$L'' = \eta_{II} Q_{II} \longrightarrow \eta = \frac{L}{Q} = \frac{\sum L_i}{\sum Q_i} = \frac{\sum \eta_i Q_i}{\sum Q_i}$$

$$L''' = \eta_{III} Q'''$$

quindi sopra si ha la media pesata dei rendimenti

per avere il max rendimento devo esaltare i tre rendimenti ed esaltare quello migliore

η_{III} è il più grande

η_{II} è buono perché scambia isotermicamente

se aumento troppo p diminuisco il calore scambiato in II e quindi " il suo peso $\longrightarrow$ non è la p max che dà il migliore rendimento.

Conviene sempre diminuire la p del condensatore

ma non fino all'eccesso: se ho $p = 0{,}05$ ata

la condensa è a $32°C$ → mi devo avere una acqua di raffreddamento a $20°C$ il che è difficile da avere.

Ci sono anche problemi di ingombro.

v specifico aumenta al diminuire della pressione in modo decrescente. (anche i gas vanno con legge decrescente)

Si può ovviare acqua fresca raffreddare l'acqua di raffreddamento: Torri di refrigerazione.

50 20-3-69

Turbine gas -

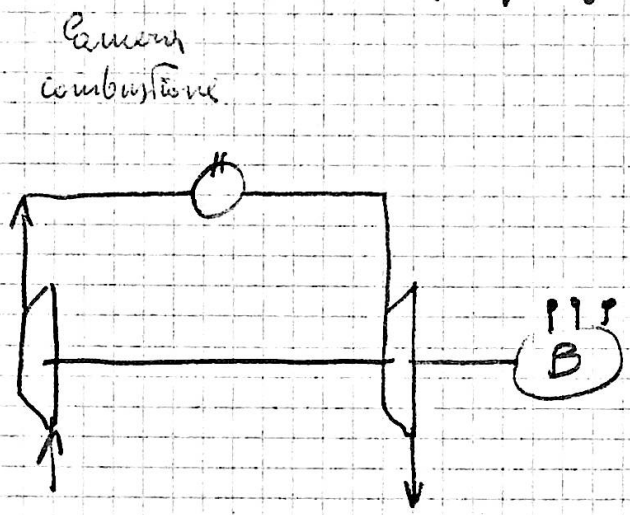
In quelli a vapore per avere un buon rendimento è bene avere un ciclo chiuso - Temperature ai condensatori molto basse (si ottiene anche ghiaccio) -

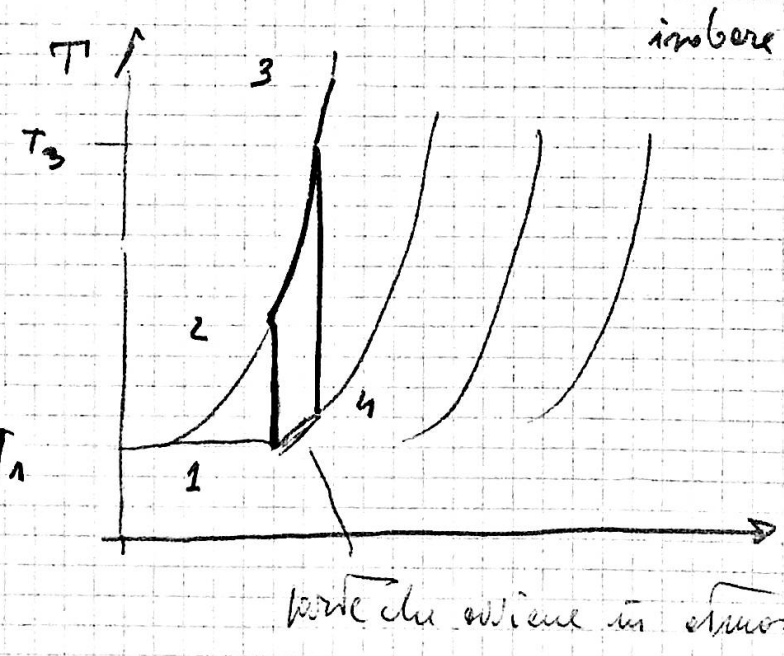
In quelle a gas non si fa il ciclo chiuso - L'aria in turbina ha poco gas combusti, quindi ciò che fluisce è quasi un gas perfetto -

Si trovano { ciclo chiuso
" aperto

1) aperto

Impiego 1 Kg di A





il ciclo deve essere aperto perché i gas sono ≠ da quelli in ingresso.

NB una parte di lavoro della turbina muove il compressore

Le differenze tra ciclo ideale e limite dipendono solo dal fluido - Qui per le grandezze in gioco il ciclo ideale e limite quasi ≡ -

NB poiché le temperature sono < 1200 K° non si hanno dissociazione -] c_p e il K sono circa costanti - (rapporto aria combustibile molto grande)

Il rendimento globale (non di turbina) è molto basso: al max 10% -

In un gruppo simpleo $\Delta q_v \simeq 300 \frac{Kcal}{Kg}$

Qui il rapporto di compressione è

$$\beta = \frac{P_2}{P_1}$$

T_3 deve essere la più elevata possibile: ci sono limiti tecnologici al max 900 c°

e allo scarico si hanno 400 c°

per l'aria $c_p = 0{,}25 \frac{Kcal}{Kg\,°C} \longrightarrow$ $\boxed{100 \frac{Kcal}{Kg}}$

quindi questo è il max salto entalpico che si può avere -

Inoltre c'è il compressore - In quello a vapore c'è una pompa che comprime acqua - Qui invece si comprime un gas ⟶ il lavoro necessario è molto maggiore in gioco

$$L_c = \int v \, dp$$

v = Volume specifico

il lavoro sul compressore è circa $\frac{2}{3}$ del lavoro in turbina -

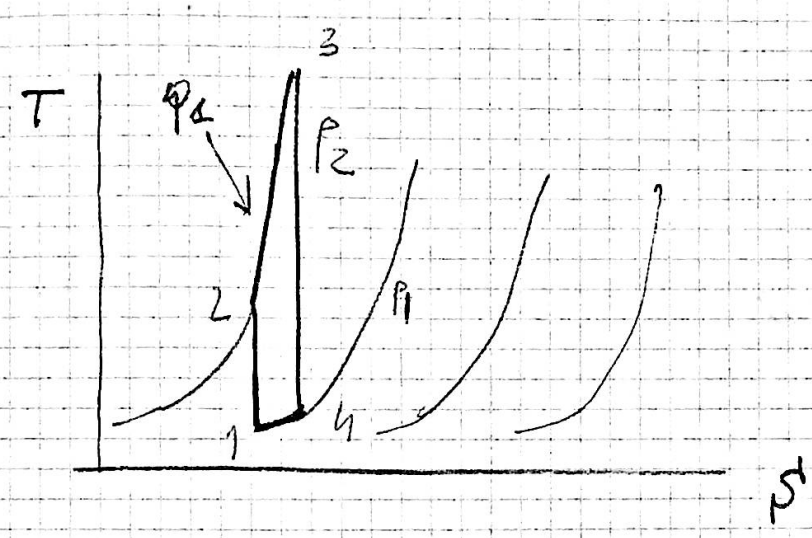
È facilmente evitabile -

Si usa la inclinati di fondo { di base medi di punta

Potenza richiesta



Nei bacini naturali basta che apra alle ore finale la serrainesca



Ciclo Joule

calcoliamo il rendimento limite

$$\eta_e = \frac{L}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}$$

$L_u = L_t - L_c =$

L_t: turbina, L_c: compressore

$$= \Delta H_T - \Delta H_c =$$

prese in modulo

ma se il gas è perfetto

$$\Delta H = c_p \Delta T$$

dato il ciclo ΔT $c_p = cost \longrightarrow$ $\Delta H = c_p \Delta T$

$$c_p (T_3 - T_1) - c_p (T_2 - T_4)$$

$q_1 - q_2 = c_p (T_3 - T_2) - c_p (T_4 - T_1)$ sono uguali

$$\eta_{lim} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)}$$

con buona approssimazione

Consideriamo la fase di compressione da 1-2

54

$c_p = c_v + R \rightarrow$ anche $\frac{c_p}{c_v} = \text{cost} = K$

usiamo $p v^K = \text{cost}$

$\beta = \frac{P_1}{P_2}$ qui $pv = RT$

$v = \frac{RT}{p}$

$p\left(\frac{RT}{p}\right)^K = \text{cost}$ $\quad p^{1-K} T^K = \text{cost}$

$T = \text{cost}\ p^{\frac{K-1}{K}}$ $\quad T_1 = \text{cost}\ p_1^{\frac{K-1}{K}} \rightarrow$

$T_2 = \text{cost}\ p_2^{\frac{K-1}{K}}$

$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{K-1}{K}} = \beta^{\varepsilon}$

$\varepsilon = \frac{K-1}{K}$

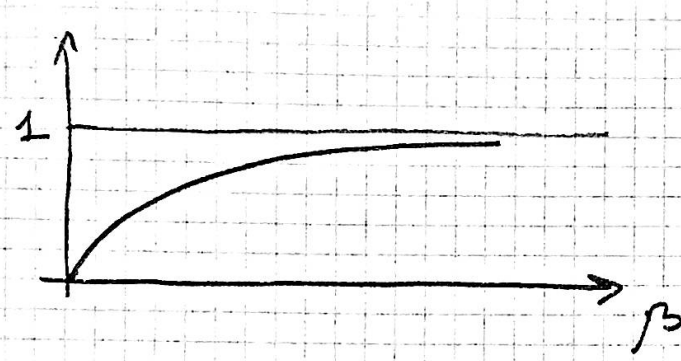
ritornando al rendimento limite

$\eta_e = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1}} =$ $\quad \frac{T_3}{T_1} = \tau$

$= 1 - \frac{\beta^{-\varepsilon}\tau - 1}{\tau - \beta^{\varepsilon}} = \eta_e$ $\quad \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_4}{T_3}\frac{T_3}{T_1}$

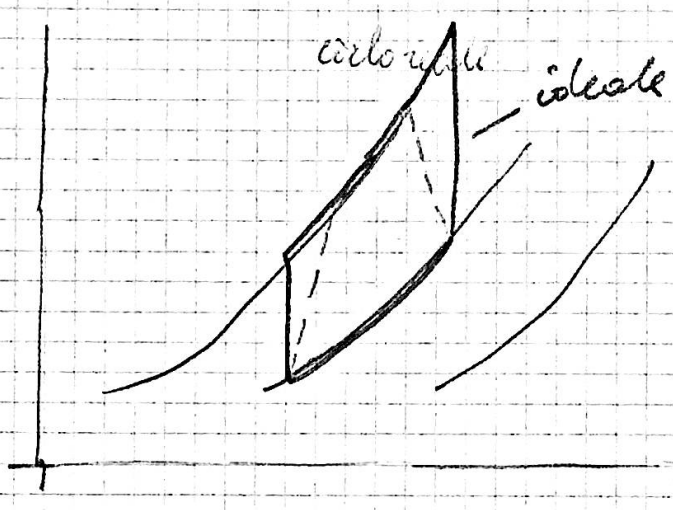
$\beta^{-\varepsilon}$

$\eta_e = 1 - \frac{\frac{\tau - \beta^{\varepsilon}}{\beta^{\varepsilon}}}{\tau - \beta^{\varepsilon}} = \boxed{1 - \frac{1}{\beta^{\varepsilon}} = \eta_e}$



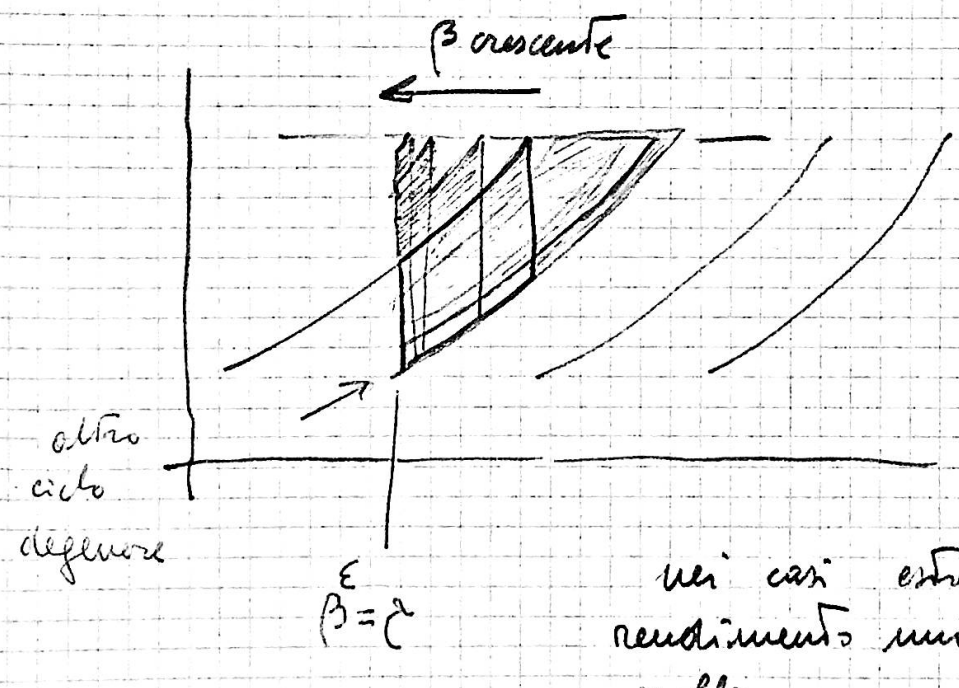
NB il rendimento non dipende dalla temperatura max ma solo dal rapporto delle pressioni

In realtà si avrà



$$\text{qui } \eta_t = \frac{\Delta l_R}{\Delta l_S}$$

La limitazione di temperatura influisce [illegible] su β nel senso che

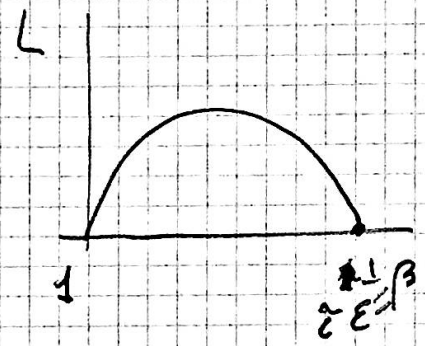


nei casi estremi si ha elevato rendimento ma produzione di lavoro nulla

per reversibili $dQ_e = T\,dS$ calore scambiato con lo esterno

$\Rightarrow$ area è $\propto$ al lavoro

Stabilito che le due temperature estreme sono invariabili, $\exists$ una curva che ha area massima



il pto di max. lavoro è quello per $\beta = \tau^{\frac{1}{\varepsilon\varepsilon}}$

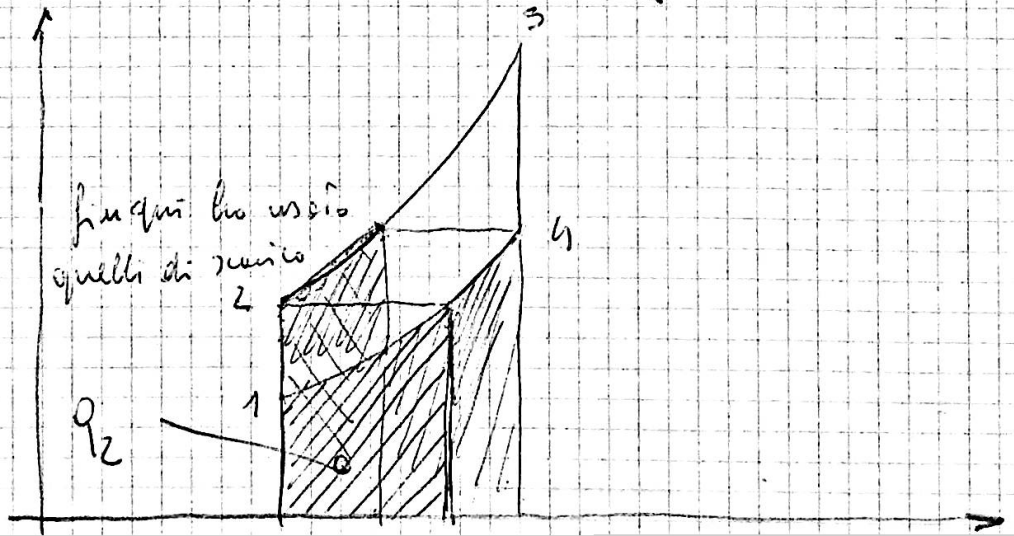
ove $\beta = \tau^{\frac{1}{\varepsilon}}$ vale 0

Si scrive $L = L(\beta)$ e poi si deriva. Ma perché è costante rispetto alle altre variabili?

Dimostrazione per l'esame

$\exists\ \beta$ ottimo (4-5)

Esempio di cicli in cui conviene alzare e tenere alto t: Semplice con rigenerazione

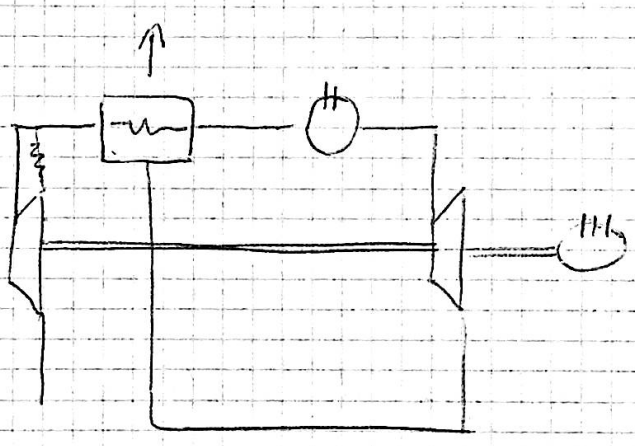


H.P. = $\frac{76}{75}$ Cv in pratica 0,32 $\frac{kg}{wh}$

$$\eta_g = \frac{632}{q H_i} = \frac{632}{7,32 \cdot 10^4} = 0,197$$

Con la rigenerazione lo scarico si usa per riscaldare l'acqua che va in caldaia prima della combustione. Si fanno spillamenti in alcuni stadi della turbina.

Lo schema è questo



→ scambiato con l'entalpia specifica

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_4)} = 1 - \frac{T_2/T_1 - 1}{T_3/T_1 - T_4/T_1} =$$

NB qui si suppone che le due aree rappresentate siano uguali e che lo scambiatore abbia $\eta = 1$

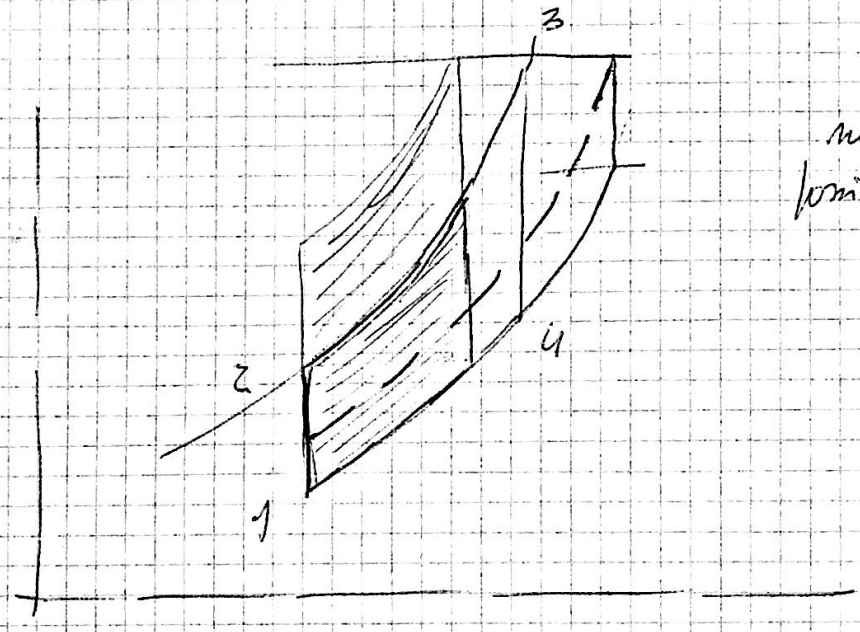
In realtà ciò non è

$$= 1 - \frac{\beta^\varepsilon - 1}{\tau - \frac{\tau}{\beta^\varepsilon}} = 1 - \frac{1}{\tau} \frac{\beta^\varepsilon - 1}{\frac{\beta^\varepsilon - 1}{\beta^\varepsilon}} = 1 - \frac{\beta^\varepsilon}{\tau}$$

Tanto maggiore è Tanto maggiore è η_t

aumenta diminuendo β -

Vediamo di capirlo graficamente



nel ciclo reale non è possibile rigenerare

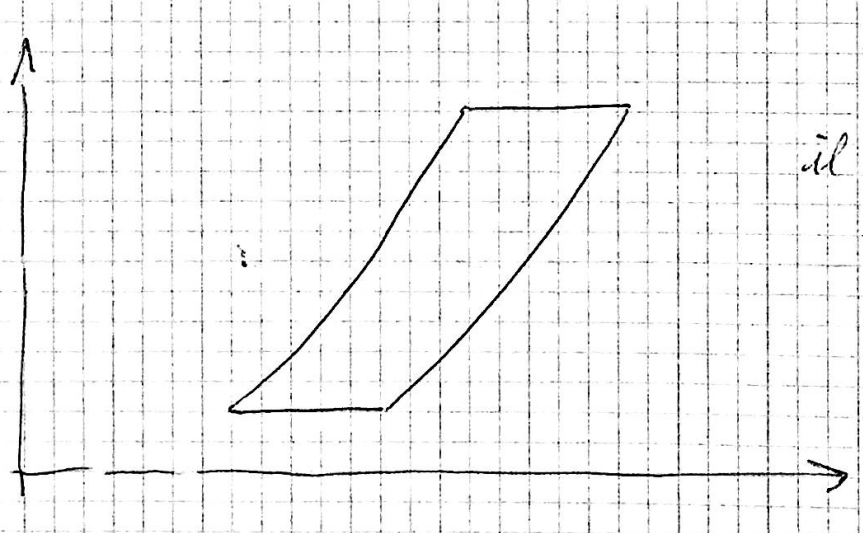
il caso limite si ha per

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_4}{T_1} \quad \beta^{\varepsilon} = \beta^{-\varepsilon} \tau \quad \beta^{2\varepsilon} = \tau \quad \beta = \tau^{\frac{1}{2\varepsilon}}$$

allora ho lavoro massimo per il fatto che non rigenerazione (questo però in modo teorico).

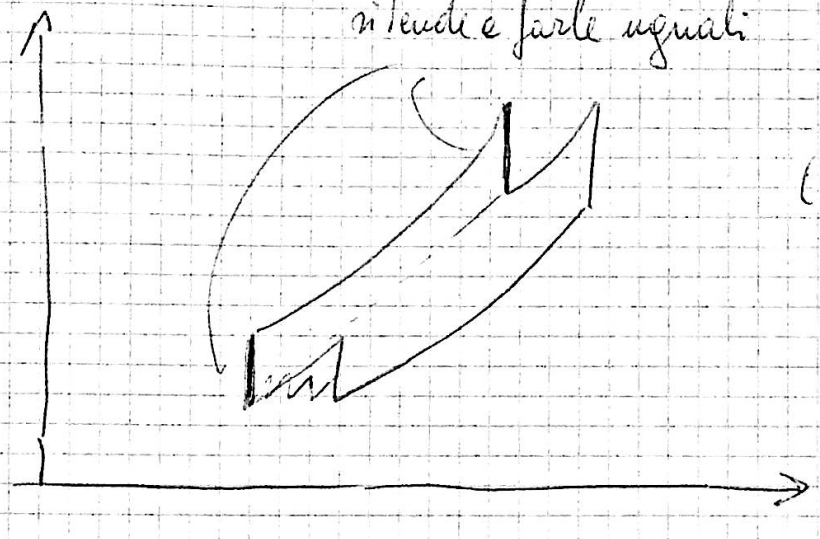
Se procedo fino al limite ho $1 - \frac{1}{\tau} = \eta_C$ che è il rendimento di Carnot

Ciclo di Ericsson



rigenerato darebbe il rendimento di Carnot

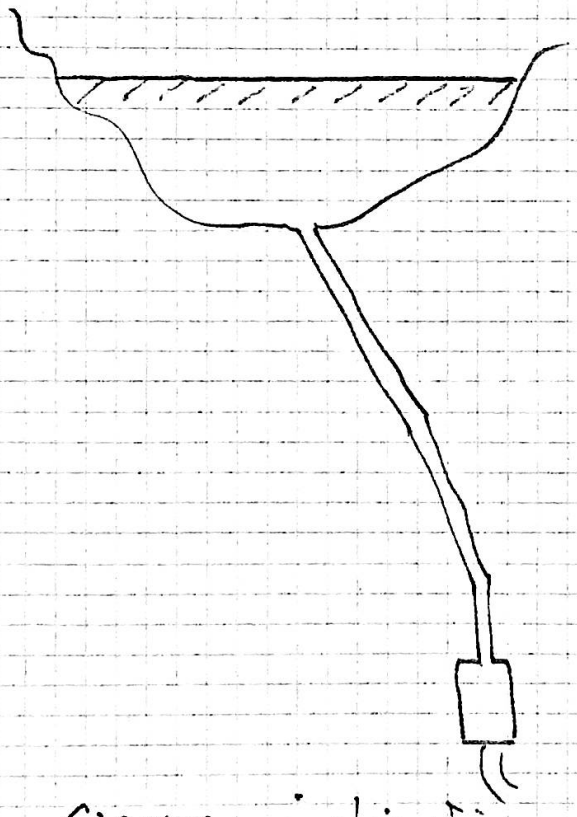
In pratica



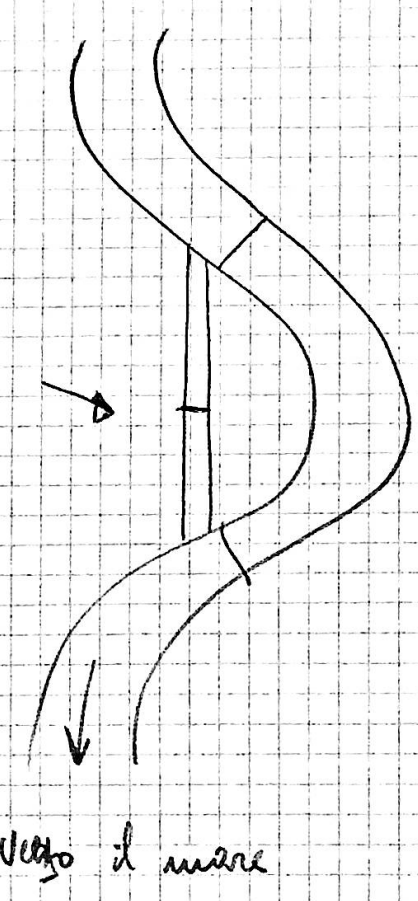
NB è come se fossero due cicli che si riferiscono uno con l'altro (ciò in sede teorica)

27-3-68

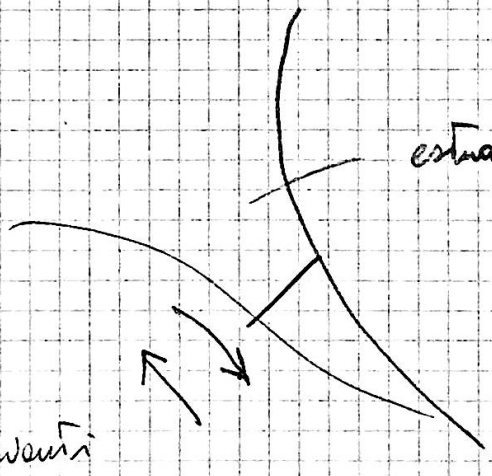
Turbine idrauliche



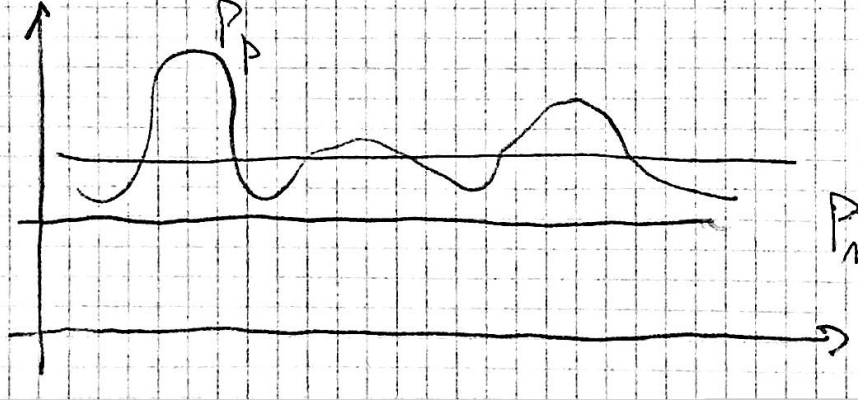
ci sono impianti ad acqua fluente



Ci sono impianti a maree (Manica)



Supponiamo di avere questa richiesta di potenza



P_m si dà con impianti a vapore

P_f può esser data da un impianto ad acqua fluente perché ha avere buon rendimento tutto il fiume deve passare nel tubo. Anche se è in eccesso ciò non danneggia (anche lì la si può usare per rimalzare acqua in qualche bacino.

P_p Gli impianti a bacino sono impianti di PdA. Inoltre essi funzionano anche in regolazione

Le turbine a bacino danno energia più pregiata. È sempre disponibile.

Allora si fa un PdT sulla energia impegnata nella parola.

1 Kg che cade da 427 m si scalda di 1 grado.

da 1Kg di H_2O che casca da H si può ottenere: intanto c'è mgH

$\underline{mgH = E_t}$ energia Teorica

da 1 Kg $9,8 \cdot H$ (se H in metri) / Joule/Kg

passiamo in KWe

$$\frac{9,8\ H}{3600\,000}$$

ora vediamo l'energia per m² di superficie di bacino -
Se si muove di 1 m ogni m² ho 1 m³

quindi $E_t = \frac{9,8\,H}{3600}$ $\frac{KWh}{m^3}$

$E_t = \rho V g H$

l'energia per m² è $E_t = \frac{H}{500}$ KWh

28-3-65 — 18 Aprile all'Elba

4 Maggio

la quantità di cui è energia per m³ H_2O

$E_t = \frac{9,81\,H_0}{3600}$

non tutta si può considerare

$\eta = \eta_0\, \eta_i\, \eta_m$

η_0: turbazioni interne; η_i: interne; η_m: meccanismo / macchina

il rendimento globale è $\eta = \frac{P_{effettiva}}{P_0}$

quindi $E = \frac{9,81\,H_0}{3600}\,\eta$

si usano fino a 0,85 ; 0,86

calcolando $E = \frac{H_c}{500}$ KWh/m³

Passando alla potenza si introduce la portata

$$P_c = g H_0 \rho \varphi$$

φ = portata volumetrica

ρ = densità

$$P_{eff} = g H_0 \rho \varphi \eta$$

φ m³/s H_0 m

P_c in KW $= 9,81 \varphi H_0$ il mille è semplificato con $g = 1000$

se la vogliamo in cavalli si moltiplica per 1,36

$$P_{CV} = 13,3 \varphi H_c \eta$$

- Se passiamo al sistema Tecnico (forza ....)

$H_m = H_0 \eta$

$$P = \rho H \varphi$$

64

Abbiamo misure in Kg m/sec

φ m^3/s $\quad$ ρ $\frac{Kg}{m^3}$ $\quad$ $\frac{1000}{9,8}$ Galileo

H_m m

g m/sec^2 $\quad$ Galileo è l'unità di misura.

1 Galileo = 9,8 Kg

$P_{Tecnico} = 1000\ \varphi\ H_m$

$\rho = 102\ \frac{\text{Galileo}}{m^3}$

in cavalli

$P_{CV} = \frac{1000}{75}\ \varphi\ H_m$

(da sapere)

$\rho = 9,8$

4184

75 $\quad$ $Kgm/s \rightarrow CV$

Parametro importante

n° giri specifico / individua il tipo di macchina

Cambiando salti e portate ci sono infiniti diametri

$$n_s = n \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}}$$

si dà in giri/min

si dà con potenza in CV

H in metri

formula di Camner

n giri/1'

Si può vedere con la portata

$$n_s = 3{,}65\, n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \eta^{1/2}$$

n_s 35 ÷ 50 Pelton

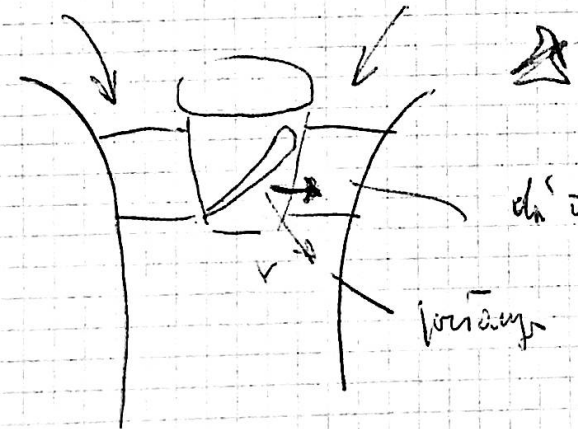
50 ÷ 500 Francis

→ Kaplan

$\frac{u}{c_1} \simeq 0{,}5$



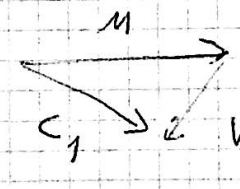
3000 giri he avere 50 Hz



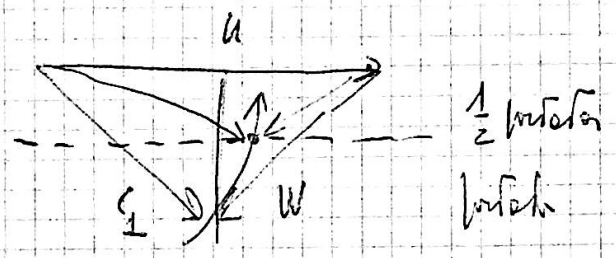
si dà una portata

dà il moto

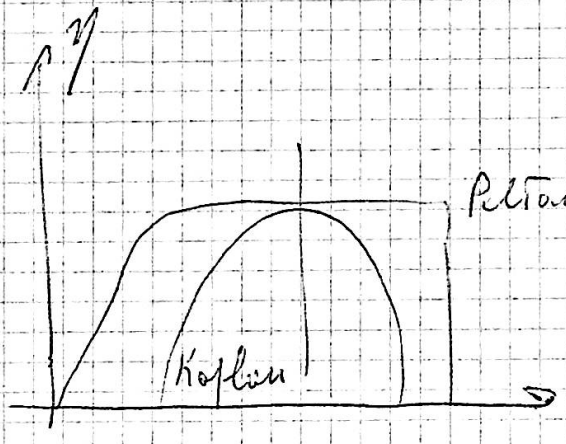
portata



$\frac{u_{61}}{c_1} \simeq 1{,}2 \div 1{,}5.$

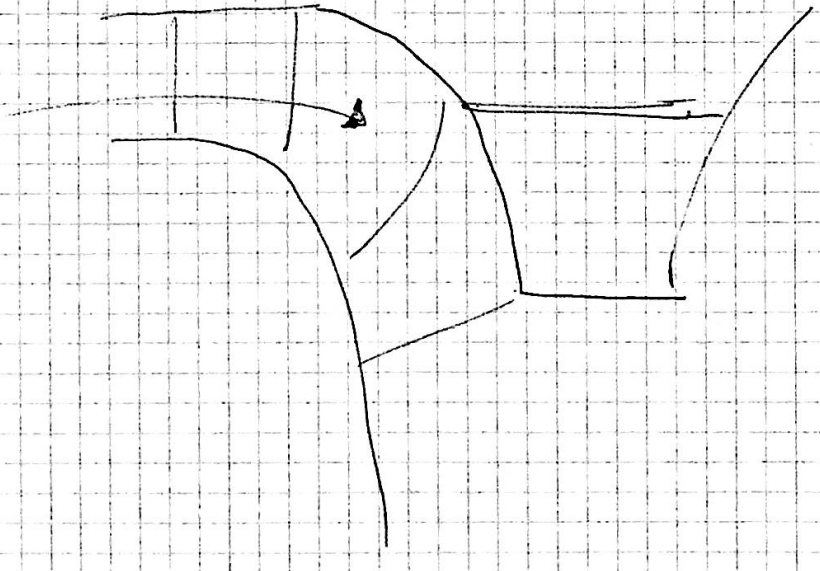


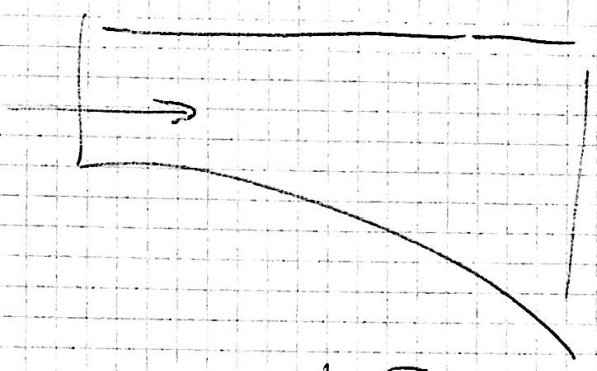
diminuendo l'angolo la portata diminuisce quindi non sarebbero adatte in regolazione



Si risolve col passo variabile.

Francis





ogni aumentiamo del fermine $\Delta H = \frac{\Delta p}{\gamma}$

aumentiamo bassa pressione, si può avere cavitazione -

Se i gas molti in H_2O ha — a p. vapore

vai a quella dell'acqua si formano bolle