NUMERO: 538

DATA: 24/04/2013

A P P U N T I

STUDENTE: Piccoli

MATERIA: Sistemi Energetici
Prof. Badami

Assistente - Ing Poggio

DSP

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Elettrica

12CINN SISTEMI ENERGETICI

Presentazione

Il corso si propone di fornire gli elementi fondamentali delle macchine a fluido e dei sistemi energetici, con particolare riferimento al principio di funzionamento, agli aspetti di carattere costruttivo, alla valutazione delle prestazioni delle macchine e degli impianti nelle quali operano.

Conoscenze e abilità da acquisire

Il corso fornisce agli studenti le capacità di effettuare calcoli e valutazioni di massima sulle macchine a fluido e sui sistemi per la produzione di energia elettrica, tenendo in conto gli aspetti funzionali, energetici, economici ed ambientali.

Prerequisiti

Conoscenze di base di Termodinamica e Meccanica.

Programma

Richiami di Termodinamica, Termochimica e Fluidodinamica [3 h Lez., 1.5 h Es.]
Classificazione delle macchine a fluido. I Principio della Termodinamica in forma Lagrangiana ed Euleriana. II Principio della Termodinamica. Legge di stato dei gas. Leggi di evoluzione. Equazioni di conservazione della massa, quantità di moto e momento della quantità di moto. Definizione dei rendimenti e calcolo del lavoro per le macchine motrici ed operatrici.
Ugelli e Diffusori [1.5 h Lez., 1,5 h Es.]
Velocità del suono e proprietà di ristagno in una corrente fluida. Flusso isoentropico di una corrente unidimensionale stazionaria. Pressione critica e condizioni di criticità. Funzionamento di ugelli e diffusori in condizioni di progetto e "fuori progetto". Rendimento di ugelli e diffusori.
Impianti Termoelettrici a Vapore [6 h Lez., 3 h Es.]
Il ciclo Rankine-Hirn. Metodi per aumentare il rendimento del ciclo. Impianti a vapore cogenerativi. Regolazione degli impianti a vapore.
Turbine a Vapore e a Gas [7.5 h Lez., 3 h Es.]
Richiami sull'espressione del lavoro in una turbomacchina; triangoli di velocità. Turbina assiale semplice ad azione; descrizione della macchina, triangoli di velocità, profili delle palettature; espressione del lavoro e del rendimento nel caso ideale e reale. Turbina assiale a salti di velocità; descrizione della macchina, triangoli di velocità e profili delle palettature; espressione del lavoro e del rendimento nel caso ideale. Turbina a salti di pressione: fattore di recupero. Turbina assiale semplice a reazione; grado di reazione; triangoli di velocità e profili delle palettature; espressione del lavoro e del rendimento nel caso ideale e reale. Perdite caratteristiche delle turbine a reazione.
Turbocompressori [6 h Lez., 1.5 h Es.]
Richiami sul lavoro di compressione ideale e reale con scambi termici, rendimento isoentropico ed idraulico. Compressore centrifugo: triangoli di velocità, lavoro di compressione e sua espressione in funzione dei coefficienti adimensionali. Determinazione della caratteristica manometrica del compressore centrifugo. Compressore assiale: triangoli di velocità e profili delle palettature. Espressione del lavoro di compressione e sua espressione in funzione dei coefficienti adimensionali; caratteristica manometrica del compressore assiale. Instabilità di funzionamento: ciclo di pompaggio e stallo rotante. Regolazione dei turbocompressori.
Turbopompe [6 h Lez., 1.5 h Es.]
Definizioni delle grandezze caratteristiche di funzionamento e dei rendimenti delle macchine idrauliche operatrici e motrici. Caratteristica di una turbopompa centrifuga e assiale. Funzionamento in similitudine delle turbopompe: numero di giri caratteristico. Regolazione delle turbopompe. Problematiche relative all'installazione delle turbopompe: cavitazione ed NPSH.

SISTEMI ENERGETICI

15/3/11

- Sistemi energetici
  - impianti termoelettrici
    - impianti a vapore
    - impianti TG
    - MCI (motori combustione interna)
    - Impianti a ciclo combinato
  - Impianti idroelettrici
    - turbine idrauliche
    - Francis, kaplan, Pelton

Macchine a fluido

~~RICHIAMI DI TERMODINAMICA~~

CLASSIFICAZIONE MACCHINA

Sono sistemi composti da elementi fissi e mobili che scambiano forze attraverso il fluido
Possono essere classificate in funzione

- fluido
  - comprimibile → macchine termiche (i fenomeni termici sono fondamentali)
  - incomprimibile → ci riferiamo a macchine idrauliche (i fenomeni termici non entrano in gioco)

- ~~pr~~ produzione di lavoro
  - macchine motrici → turbine idrauliche, motori a gas, motori alternativi
  - macchine operatrici → assorbono potenza dall'esterno per spostare un fluido

- modalità di scambio del lavoro
  - macchine volumetriche → ho parti mobili e lo scambio di lavoro avviene in modo statico è ~~la~~ il gas che agisce sulle parti mobili
    - alternative
    - rotativo
  - macchine dinamiche / turbomacchine

le richiamo nelle ~~tabelle~~ equazioni di stato

equazione di stato dei gas

Se ci riferiamo a gas perfetti e gas ideali con $\boxed{\begin{matrix} C_P = kost \\ C_V = kost \end{matrix}}$

∃ anche gas perfetti quasi ideali dove C_p e C_v sono $f(T)$

~~$PV = RT$~~ → kostante di elasticità → $R = \frac{8314 \; J \, Kmol / K}{N \left[\frac{kg}{kmol}\right]} = \frac{R_0}{\frac{kg}{Kmol}}$

$p\sigma = RT$ equazione di stato

$Pa \cdot \frac{m^3}{kg} = \frac{J \, kg}{°K} °k$

Per l'aria

$R = \frac{8314}{28} = 287 \; \frac{J}{kg \, K}$

Per i fluidi incomprimibili l'eq di stato è

$\sigma = \frac{1}{\rho} = kost$ il volume occupato da 1kg di massa di fluido è kost

ρ → massa volumica

Legge di evoluzione dei gas

Sfruttiamo la legge politropica ~~→ Nei~~

- $p\sigma^m = kost$ m → è l'esponente della politropica = kost
- $dQ_{TOT} = dQ_e + dL_w = C \, dT$ il calore scambiato complessivamente ~~Il calore che …~~

C ↑ calore specifico della politropica ed è kost

C'è un legame tra m e C

$R = C_p - C_v$ $\quad k = \frac{C_p}{C_v}$ esponente politropica isoentropica

$m = \frac{C_p - C}{C_v - C}$

$C = \left(\frac{m - k}{m - 1}\right) C_v$

Si passa da uno stato termodinamico $\mathcal{E}$ al tempo t allo stato $\mathcal{E} + d\mathcal{E}$

deformazioni delle pareti / lavoro di pressione da lavoro di elica

$dQ_e + dL_e = d\mathcal{E}$ [J] è pari alla variazione di equilibrio energetico del sistema

[J] [J]

In ∀ punto del sistema posso variare P e T

~~Si può pensare di averlo~~

Il sistema è omogeneo → tutte le particelle si trovano nelle stesse condizioni.

Posso allora studiare per unità di massa del sistema stesso

$dQ_e + dL_e = dE$ [J/kg]

↑ non sono differenziali esatti

$dE = dU + dU_{chimica} + dE_{cinetica,\ centrifuga,\ gravitaz.}$ ...

1) forma semplice

↓

tiene conto degli aspetti di tipo chimico

$$\boxed{dQ_e + dL_e = dU + dch + dE_{c+cf+gr}}$$

Analogamente

$dE = dU + dU_{chimic} + dE_{cin,\ centr,\ grav}^{c\ \ cf}$

↑ sono differenziali esatti perché dipendono dallo stato

~~$dU = c_v\,dT$~~

$U = c_v T$

$E_c = \frac{1}{2} c^2$

$E_{cf} = -\frac{1}{2} u^2$ ← velocità tangenziale

$E_{gr} = g\,z$ ← posizione in quota della particella

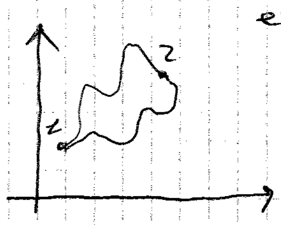
g ↳ $9{,}81\ \frac{m}{s^2}$

Se passo dallo stato 1 allo stato 2 posso scrivere

$Q_e + L_e = \Delta_{12} U + \Delta_{12} U_{ch} + \Delta_{12} E_{c,cf,g}$

↑ sono differenziali esatti

Il calore e il lavoro fornito sono pari alla variazione



x ké sono stati esatti

Per il 1° principio avevamo detto per la forma:

- Lagrangiana

1) $dQ_e + dL_e = dU + dE_{c,cf,gr}$

energia esterna che entra nel sistema

Hp → l'effetto delle reazioni chimiche vengono espresse come se il calore fosse provenisse dall'esterno → difetto del chimico!

In forma meccanica

2) $dL_e = -p\,dv + dE_{c,cf,gr} + dL_W$

se sottraggo le 2 eq ho una equazione

3) $dQ_e + dL_W = dU + p\,dv$ → è linearm. dipendente da ... altro

- Euleriana

1) $dQ_e + dL_i = di + dE_{c,cf,gr}$

2) $dL_i = v\,dp + E_{c,cf,gr} + dL_W$

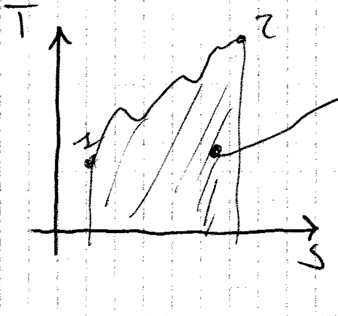
3) $dQ_e + dL_W = di - v\,dp$

Secondo principio della Td

$dQ_e + dL_W = T\,dS$

tutto il calore che viene dall'est o dagli sforzi viscosi

Sul diagramma Ts, una ∀ trasformazione da 1 a 2 con il secondo principio l'area sottesa da ∀ trasf è data dall'integrale



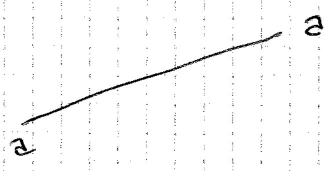
$\int T\,dS = Q_e + L_W$

È utile questa formula per calcolare la spinta di un reattore

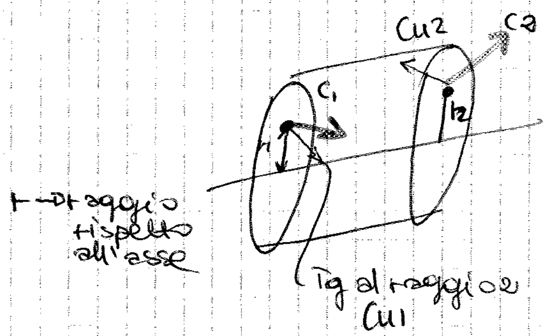
<u>Momento della quantità</u> di moto → a noi interessa il momento delle quantità di moto rispetto ad un asse a, a

$$\bar{M}_{aa} = \frac{d \overrightarrow{K_{aa}}}{dt}$$

→ momento della quantità di moto



Per una macchina a



Se ho in ingresso velocità — e in uscita —
quale è la componente ⊥ al raggio R? e all'asse C_{u1}, C_{u2}

Se il fluido si trova in moto xmanente $C_1 = \text{cost}$ $C_2 = \text{cost}$ e $\dot{m} = \text{cost}$

La forza agente sul fluido attraverso le parti fisse → palet

$M_{aa} = \dot{m}(r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1})$
componenti di velocità prop rispetto al raggio → sono le uniche che fanno momento!

EFFUSORI E DIFFUSORI → condotti profilati in modo opportuno

L'ugello è un sist termodinamico che ha lo scopo di aumentare la velocità a scapito di una riduzione di P

$c_2 =$

formalmente ≠ dalla 1ª ma che ale analogo risultato

Se $Q_e, L_w, c_1 = 0$ ottengo

$c_{2is} =$

Per i diffusori questi sono condotti senza palettatura in movimento $L_i = 0$ con scopo di ~~rallentare~~ aumentare la P tramite una riduzione dell'energia cinetica

Le eq del 1° principio

$$Q_e + \underbrace{L_i}_{=0} = \Delta i + \Delta E_c$$

$$Q_e = c_p (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad \text{metto in evidenza } T_1$$

$$= c_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

$$Q_e = c_p T_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

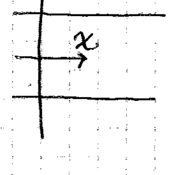
$$P_2 = P_1 \left[\frac{Q_e - \Delta E_c}{c_p T_1} + 1 \right]^{\frac{m}{m-1}}$$

Come devono essere fatti diffusori e ugelli? vediamo L'ANDAMENTO DELLE SEZIONI IN UN CONDOTTO

$\dot{m} = \rho A \cdot c$ se faccio il diff

$d\dot{m} = dA \cdot \rho c + d\rho \cdot Ac \cdot dc \cdot A\rho$

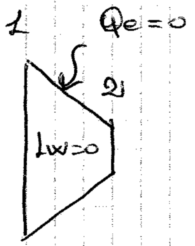
e divido per $A \rho c = \dot{m}$



$$\frac{d\dot{m}}{\dot{m}} = \frac{dA \rho c}{A \rho c} + \frac{d\rho A c}{A \rho c} + \frac{dc A \rho}{A \rho c}$$

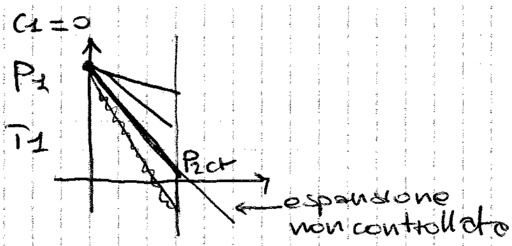
A che P si raggiunge la velocità del suono? La variazione di P può portare il ~~condotto~~ moto ad essere sonico si deve calcolare la Pcritica!

Per un condotto convergente



Ho un sistema adiabatico reversibile

Quando $P_2 = P_{cr}$ e T_{2cr}: tale che $C_2 = C_{2S}$?



Infatti
$$C_S^2 = \frac{dp}{d\rho} = k \cdot R \cdot T$$
essendo
$$p v^k = \text{kost}$$
$$\frac{P}{\rho^k} = \text{kost} \quad \text{faccio}$$
$$\boxed{C_S = \sqrt{kRT}}$$
1,4 287 288°K

Per $T = 20°K$

$C_S = 243 \ \frac{m}{s}$

Per T cresce Cs cresce

Scrivo il 1° principio

$$\cancel{Q_e} + \cancel{L} = C_p(T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

Voglio trovare T_2 che mi consente di trovare $c_2 = c_{2S}$

$$2 C_p (T_1 - T_{2cr}) = c_{2S}^2 = k R T_{2cr}$$

$$2 \frac{\cancel{k}}{k-1} R \left(1 - \frac{T_{2cr}}{T_1}\right) = \cancel{k} R \frac{T_{2cr}}{T_1}$$

$$\frac{T_{2cr}}{T_1} = \frac{2}{k+1} \quad \text{temperatura che rende l'ugello sonico}$$

$$\frac{P_{2cr}}{P_1} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

~~Ho~~ C_{2cr} è ~~raggi~~ la massima C_2 raggiungibile se $P_2 < P_{2cr}$ all'esterno dell'ugello e non all'interno: non posso avere ~~raggi~~ le info di P all'ingresso

La P all'uscita dell'ugello non si abbassa + — ho una barriera

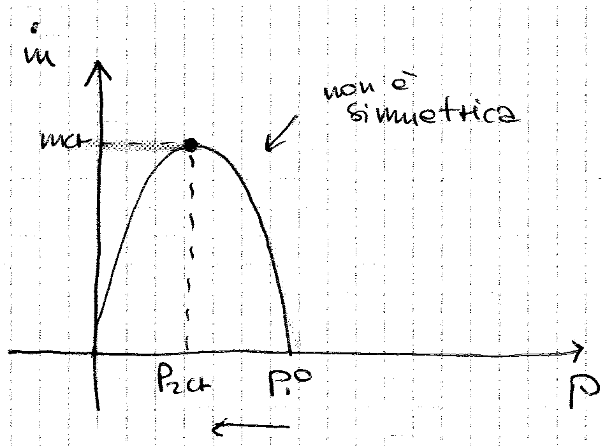
Con $c_1 \neq 0$ posso ricondurmi alla stessa condizione in maniera da mantenere inalterata l'analisi.

Supponiamo ∃ all'ingresso dell'ugello un sistema che mi faccia arrestare la corrente

Allora

$$\dot{m} = A_2 \frac{P_1^0}{\sqrt{R T_1^0}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1^0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_{10}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

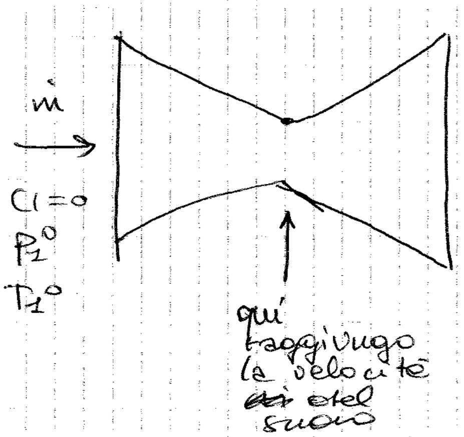
Vediamo la funzione della portata mantenendo $\boxed{P_1^0, T_1^0, A_2 = cost}$



~~a...~~
Al ridursi di P la portata aumenta fino alla critica

Al di sotto della P_{cr} non accade + nulla! e la $\dot{m} = cost$

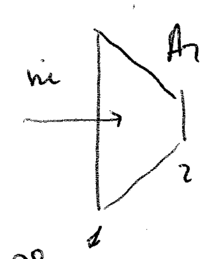
Per poter aumentare ulteriormente la velocità del fluido allo scarico devo fare un ugello CONVERGENTE DIVERGENTE



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 19 di 355

23/3/11

Per il diffusore convergente abbiamo considerato



P_1^0
T_1^0
$c_1^0 = 0$

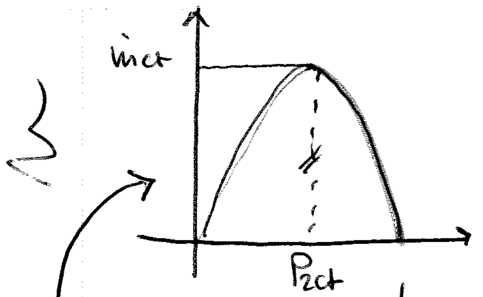
$$\dot m_2 = A_2 \frac{P_1^0}{\sqrt{R T_1^0}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \; ?$$

$$\dot m_{cr} = A_2 \frac{P_1^0}{\sqrt{R T_1^0}} \sqrt{k_1 \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad \text{vale quando } \frac{P_2}{P_1^0} \leq \frac{P_{2cr}}{P_1^0}$$

$$\frac{P_2}{P_1^0} = \frac{P_{2cr}}{P_1^0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k+1}}$$

Posso andare a rappresentare la curva

$$\frac{P_{2cr}}{P_1} = \frac{2}{1,4+1}^{\left(\frac{1,4}{0,4}\right)} = 0,528$$



→ La curva è deformata ed il punto massimo si trova a destra

$$\left(\frac{\dot m}{\dot m_{cr}}\right)^2 + \left(\frac{P_2 - P_{2cr}}{P_1^0 - P_{2cr}}\right)^2 = 1$$

questa è l'approssimazione ellittica della parte di curva

Al di sotto vale la portata critica

$$\dot m_{cr} = \underset{\substack{\uparrow \\ \text{kost}}}{A_2} \frac{P_1^0}{\sqrt{RT1}} f(k)$$

Posso dire che se conosco la portata critica in un punto posso ricavare la ṁcr in un altro punto

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 21 di 355

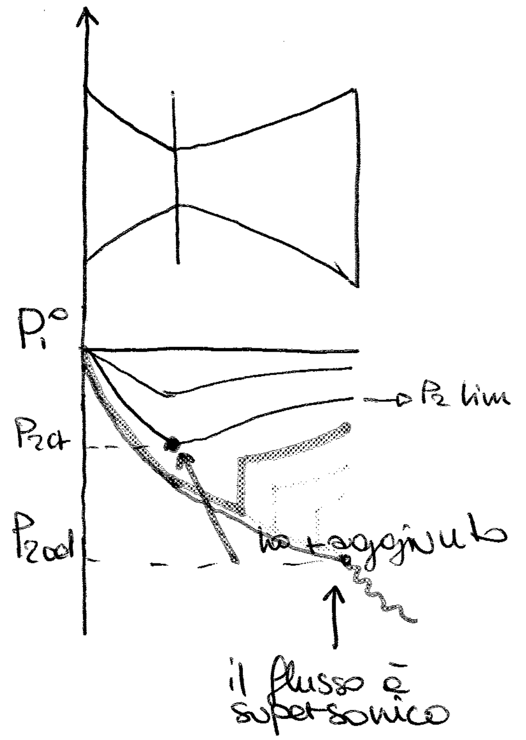
Facendo l'eq di uguaglianza si trovano i valori di P_{cr} = è la P_2 di colottamento

~~Allora~~ è

~~A~~ La mia equazione

$$\dot{m}_{cr} = A_t \frac{P_1^\circ}{\sqrt{R T_1^\circ}} \sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$ vale per $\frac{P_2}{P_1} \leq \frac{P_{2lim}}{P_1^\circ}$

Osserviamo cosa accade nel condotto



è anche detto TUBO DI VENTURI

Scendendo sotto P_{2cr} ho un aumento della velocità oltre la velocità sonica ma a causa di urti ⇒ Non è + vero che il fen è ad isoentropico

L'ugello viene progettato per ~~definire la~~ avere la max velocità di scarico

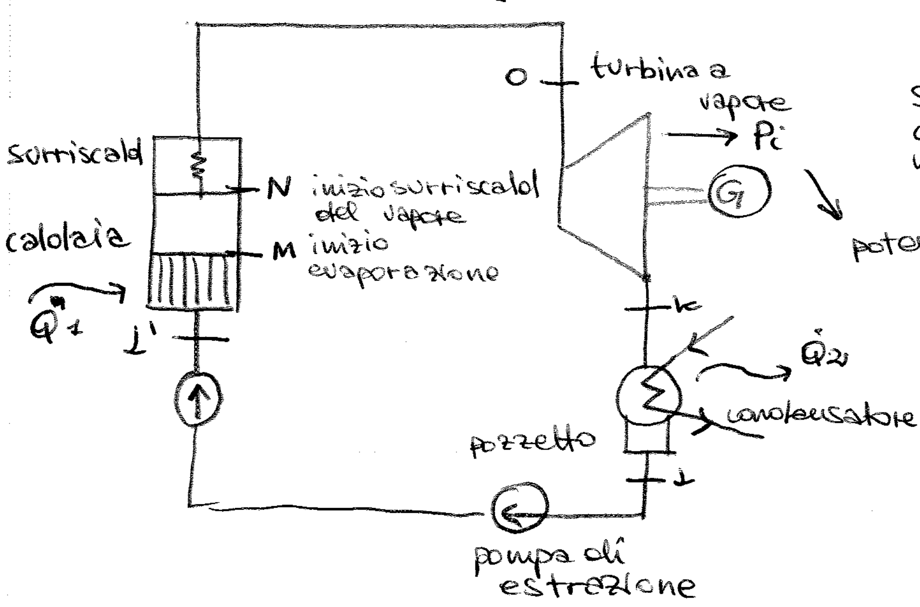
Scendendo al di sotto non cambia + nulla segno — all'esterno dell'ugello una espansione non indirizzata

∃ impianti a vapori a ORC a fluidi organici e sono sfruttati negli impianti a biomassa

IMPIANTI A VAPORE d'acqua

- È realizzato da un punto di vista costruttivo

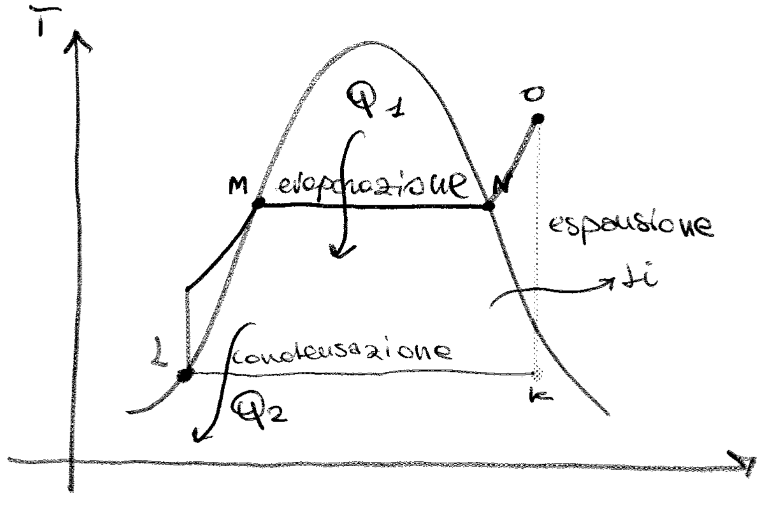
$\dot{m}$ = kost nel ~~flu~~ ciclo



Scambio lavoro con le apparecchiature mobili

potenza ass all'esterno

~~Se~~ il ciclo si può rappresentare in TS



— curva limite

compressione: ho una piccola var di T (~~la var di~~ il lavoro è piccolo per comp. il fluido

Rendimenti

Il rendimento del ciclo è

$$\eta = \frac{\dot{P}_i}{\dot{Q}_1} = \frac{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} = 1 - \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1}$$

~~Il rendimento dell'impianto di potenza detta Pu~~

La Potenza utile dell'albero

$$P_u = \dot{P}_i - (\underbrace{P_m}_{\text{perdite mecc.}} + P_{aux})$$

Il rendimento organico sarà

$$\eta_o = \frac{P_u}{P_i}$$

Il rendimento utile

$$\eta_u = \frac{P_u}{\dot{Q}_1} = \eta_o \cdot \eta_{ciclo}$$

Non tutto il calore cedibile dal combustibile al fluido viene realmente ceduto → xdite nel camino incidono anche

$\dot{m}_b H_i$ = calore max

~~La realtà~~

$$\eta_b = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}_b \cdot H_i}$$

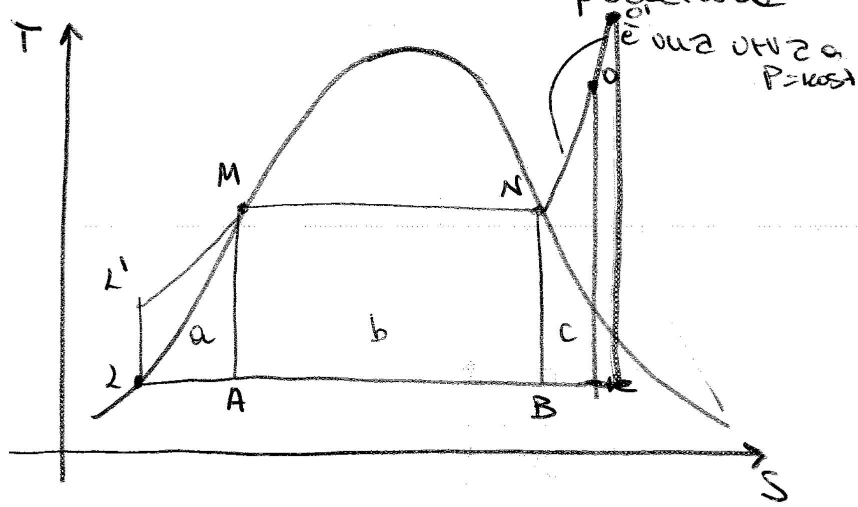
$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_b \cdot H_i} = \eta_o \cdot \eta_{ciclo} \cdot \eta_b = \left(\frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}_b \cdot H_i} \cdot \frac{P_u}{P_i} \cdot \frac{P_i}{Q_1} \right)$$

allora l'area 1MNO deve essere = a L'M'N'O'
~~App~~ O' si trova a sinistra
~~Allora~~
Il punto K' si trova a sinistra

$$\eta' = 1 - \frac{Q_2' < Q_2}{Q_1} > \eta$$

Ho il limite: nella caldaia oltre certi valori di P non posso andare

a) E se aumento la temperatura?



Opero a parità di

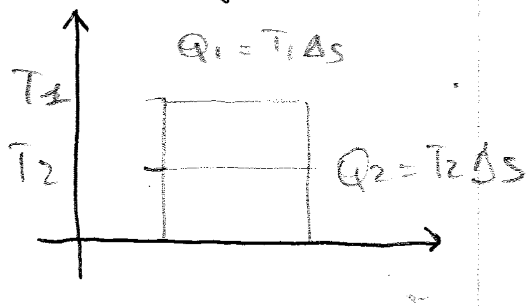
Divido il ciclo in + parti introduco A e B

Ho i cicli a, b, c

Il ciclo a η maggiore è c perché è a alta t.

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

si svolge x isoterme



La T media del ciclo a è T_a

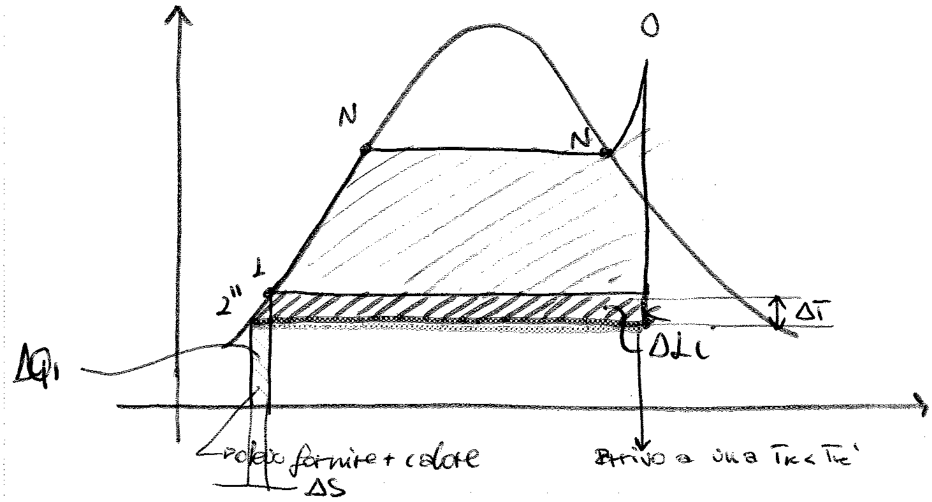
e $T_2 = T_A$ $\quad \eta = 1 - \frac{T_A}{T_K}$

b $T_2 = T^b$ $\quad T_1 = K_K$

c $T_2 = T_c$ $\quad T_1 = T_K$

$T_c > T_b > T_a$

d) Diminuzione della P, T di condensazione   P e T sono legate



voglio scendere con la temperatura di condensazione

⇓

è legata alla P di condensazione

x ridurre T devo agire

- fluido a T bassa
- ~~maggiore~~ il condensatore deve essere efficiente

Q_1 → è il calore x passare da 1'' a O

Al di sotto della curva limite ho X titolo del fluido ma perdo che P e T sono legate

$$\eta = \frac{L_i}{Q_1} \quad (L_i \to Q_1 - Q_2)$$

rendimento originario

L_i è l'area del ciclo

Il nuovo ciclo è $L_i + \Delta L_i$ in funzione del rendimento differenziale

$$\eta' = \frac{L_i + \Delta L_i}{Q_1 + \Delta Q_1} = \frac{\eta Q_1 + \eta_d \Delta Q_1}{Q_1 + \Delta Q_1} = \eta \cdot \frac{Q_1 + \frac{\eta_d}{\eta}\Delta Q_1}{Q_1 + \Delta Q_1}$$

$\eta' > \eta$ se $Q_1 + \frac{\eta_d}{\eta}\Delta Q_1 > Q_1 + \Delta Q_1 \Rightarrow \eta_d > \eta$

Quanto vale η_d?

$\Delta Q_1 = c_h \Delta T$

$\Delta L_1 = \Delta S \cdot \Delta T$

$$\eta_d = \frac{\Delta L_i}{\Delta Q_1} = \frac{\Delta S \cdot \Delta T}{c_h \cdot \Delta T}$$

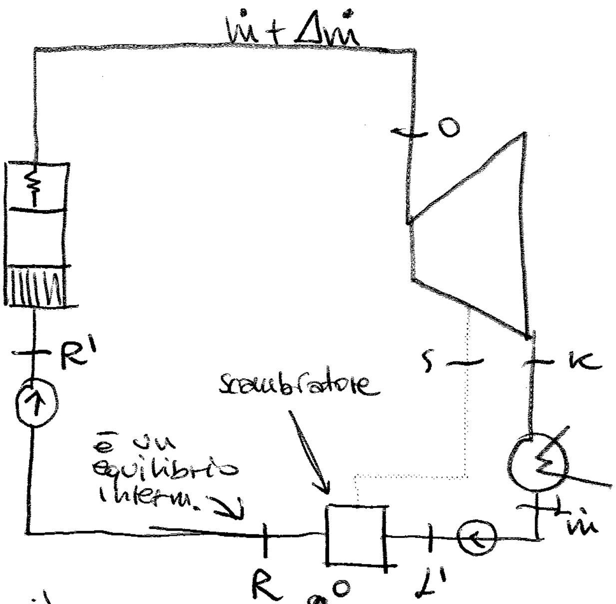
$$dQ = T\,dS \Rightarrow \Delta S = \frac{\Delta Q}{T}$$

nel mio grafico può essere visto come il calore di condensazione fratto la T e] Rigenerazione

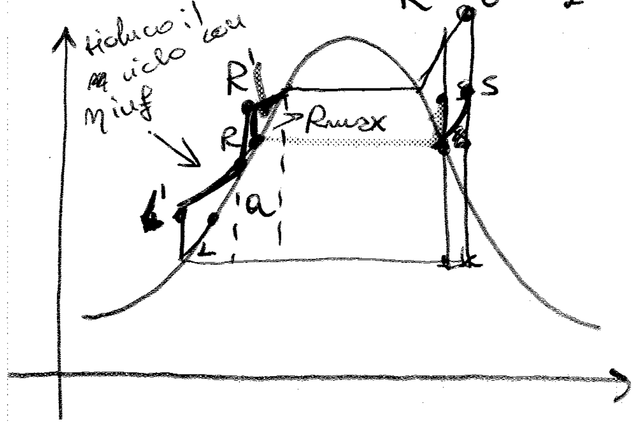
Viene effettuata x spillamenti

Ho 1 solo spillamento:

Se $\Delta \dot{m}$ è la portata spillata la mando ad un semplice scambiatore di calore



Il ciclo sarà sul diagramma TS



Il punto finale R si deve trovare tra R e Rmax

nb: devo stare in R fuori dalla curva limite perché ci sarebbero bolle di vapore ⇒ CAVITAZIONE

RMAX è la massima quantità che posso spillare

Dove sta il vantaggio?

Io riduco il lavoro utile ma il calore dato si riduce

$$= \frac{\dot m (i_0 - i_K) + A}{\dot m (i_0 - i_1) + A}$$

Il η del ciclo senza spillamenti

$$\eta = \frac{\cancel{\dot m} (i_0 - i_K)}{\cancel{\dot m} (i_0 - i_1)}$$

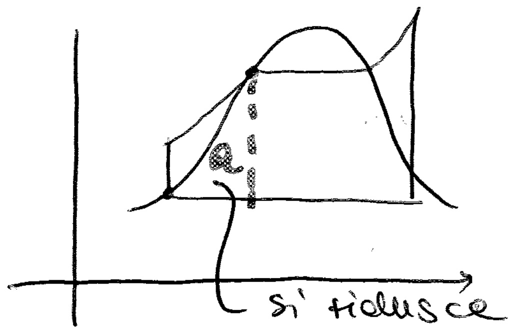
→ lavoro in turbina

→ calore fornito

Posso moltiplicare x ∀ massa quindi anche per $\dot m$ = a quello del mio caso

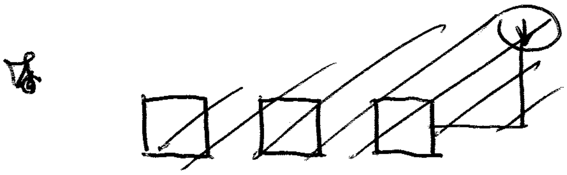
$$\frac{1}{3} < \frac{1+A}{3+A} = \frac{1,5}{3,5}$$

Il fatto che si sommino a valori uguali il η del ciclo rigenerativo è superiore del η del ciclo classico



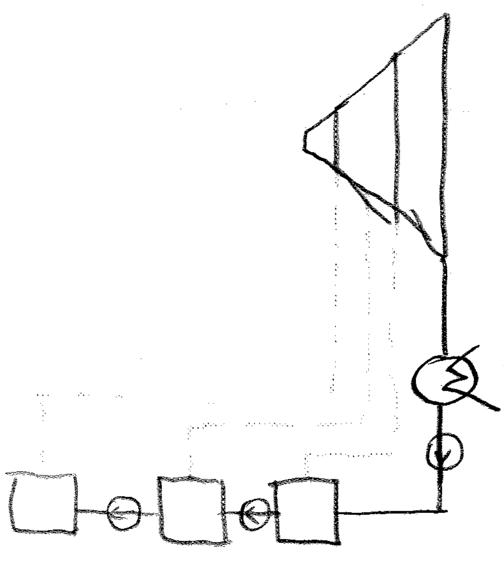
Io ho la pox di mettere + scambiatori rigenerativi

Ho 2 tipi di SCAMBIATORI RIGENERATIVI • a miscela



Mi servono le pompe xkè gli scambiatori sono caratterizzati da $P \neq$

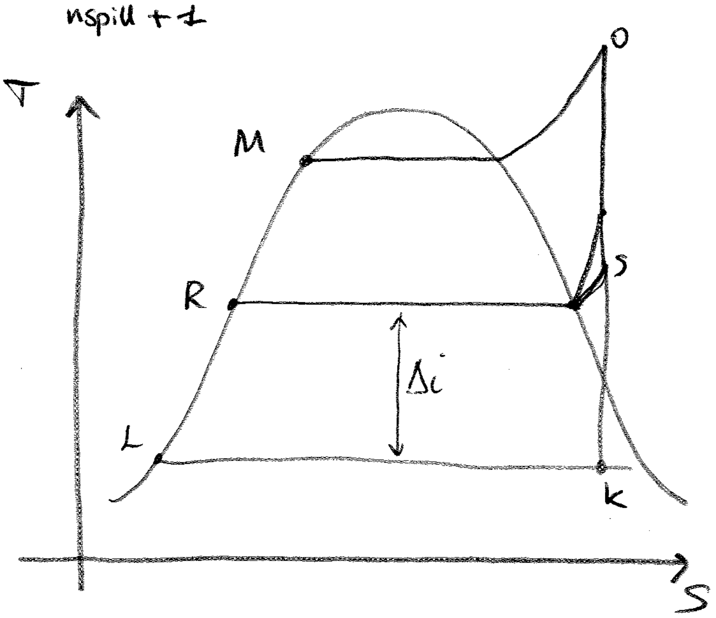
Le pompe sono in genere turbopompe e sono molto costose:



In quale punto conviene spillare?

Spillo in maniera tale che

$$\Delta i = \frac{i_M - i_L}{n_{spill} + 1}$$

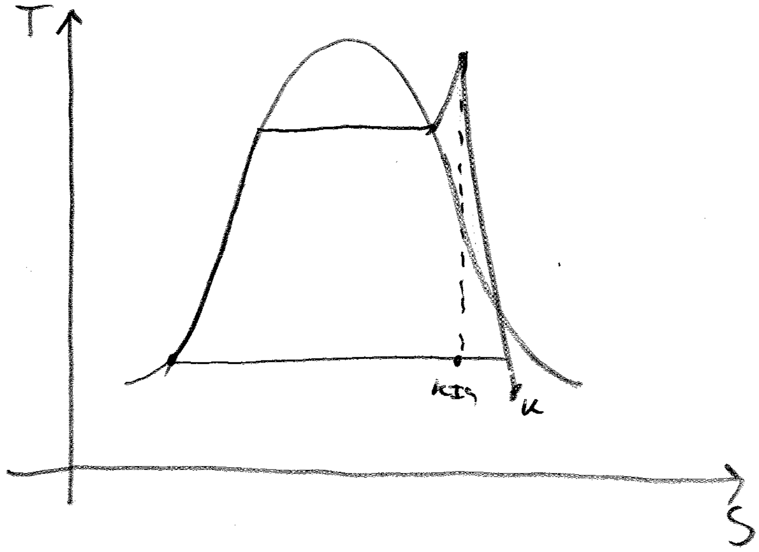


Gli spillamenti devono essere equi ripartiti per avere il max η

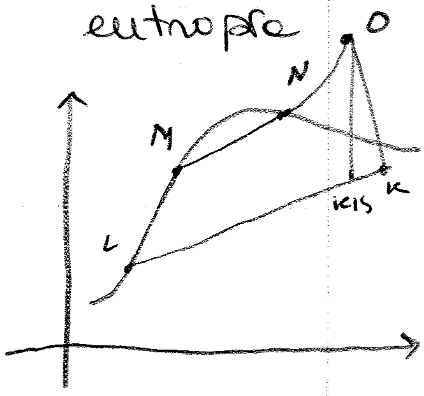
Ho Hp che la turbina sia ISOENTROPICA!

$\eta_{turbina} \neq 1$ ho perdite interne L_W nella turbina

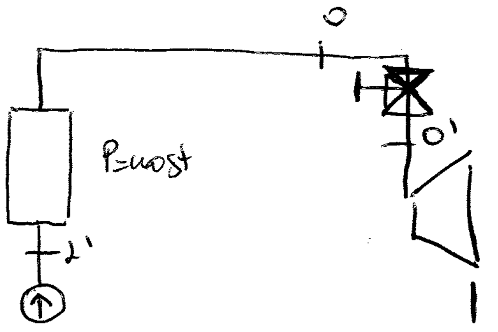
CICLO REALE



La turbina espande con aumento di entropia



La valvola consente di ridurre la pressione



Ridurre la P vuole dire ridurre le prestazioni ⇒ riduco il L_i

Ho introdotto delle perdite dissipative.

Consumo meno, produco meno ma come varia il η?

$P_{0'} < P_0$

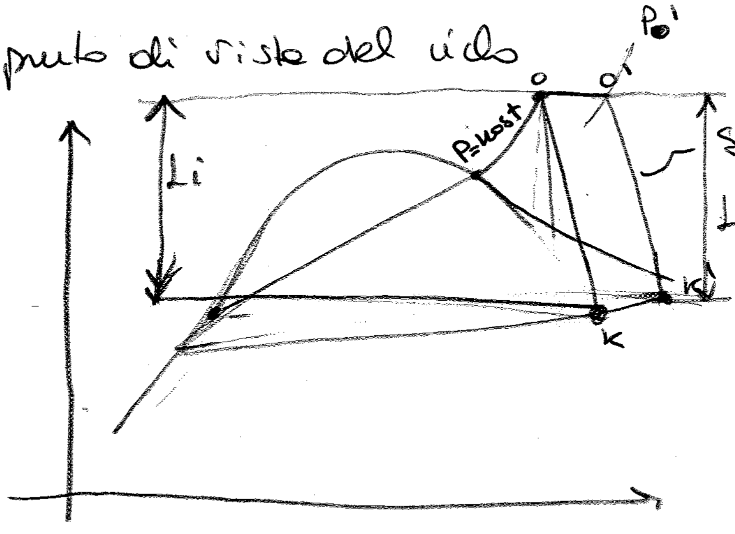
$Q_e + L_i = \Delta i + \Delta E_c = \Delta i^0 = 0$

$i + \frac{c^2}{2} = i^0$

$i^0 = kost$ (L'entalpia totale)

la valvola del mio i cost : è isoentalpica

Dal punto di vista del ciclo



Non è vero

Se x Hp $\eta_{is} = kost$

$L_i' < L_i$

$P_i = \dot{m}(i_0 - i_k)$

$P_i = \dot{m}(i_{0'} - i_{k'})$

quando chiudo la valvola lo $\dot{m}$ si riduce

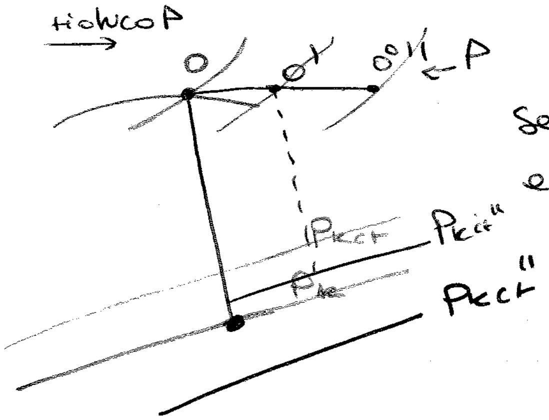
(Mollier)

Nelle condizioni di criticità

$$\begin{cases} \dot{m} \propto \dfrac{p_0^\circ}{\sqrt{p_0^\circ v_0^\circ}} \\ \left(\dfrac{\dot{m}}{\dot{m}_{cr}}\right)^2 + \left(\dfrac{p_k - p_{kcr}}{p_0^\circ - p_{kcr}}\right)^2 = 1 \\ \dfrac{p_k}{p_0^\circ} \lessgtr \dfrac{p_{kcr}}{p_0^\circ} \end{cases}$$

Se mi trovo in k vuole dire che sono nelle condiz. di criticità

$$\frac{p_k}{p_0^\circ} < \frac{p_{kcr}}{p_0^\circ}$$

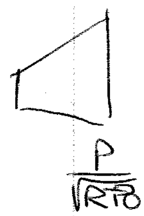


Se p_k f(T fluido) essumo p_k = kost

Il rapporto critico delle pressioni è kost $\frac{p_{kcr}}{p_0^\circ}$ = kost

$$\frac{p_{kcr}'}{p_0^{\circ\prime}} = \frac{p_{kcr}}{p_0^\circ}$$

Il salto di pressione l'ugello in condizioni cr.

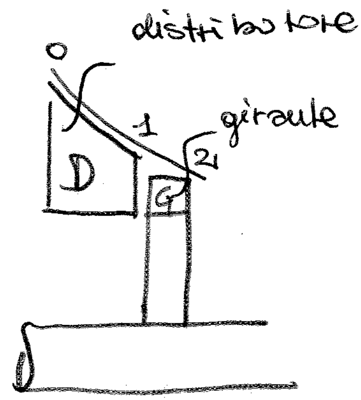


Nelle nuove condizioni raggiungo nuove pressioni e p_{kcr}' sono le nuove cond di criticità

$$\dot{m}_{cr}' = \dot{m}_{cr} \frac{p_0'}{\cancel{\sqrt{p_0' v_0'}}} \frac{\cancel{\sqrt{p_0 v_0}}}{p_0}$$

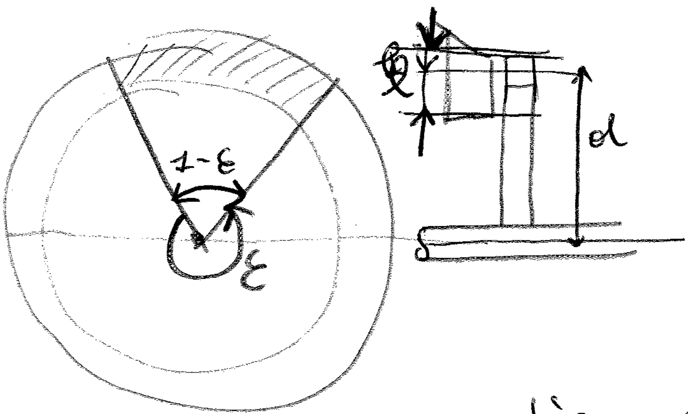
→ ho laminazione isoentalpica = isoterma so $\Delta i = 0$ $\Delta T = 0$

Se arrivo a 0'' posso arrivare a un valore di P



In alcune macchine l'espansione avviene solo nel distributore la $P_2 = P_1$ e sono macchine ad Azione → Nelle macchine a reazione ho una riduzione di P anche nella girante

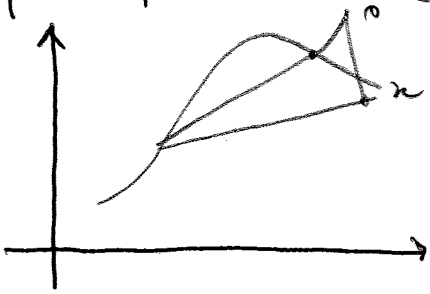
Posso agire ~~sulla~~ con la parzializzazione → il fluido viene mandato solo in una certezza dell'area circolare



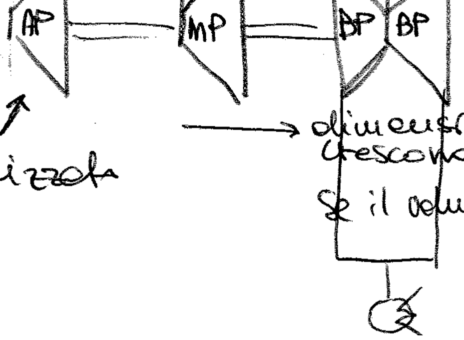
Definendo con ε grado di parzializzazione

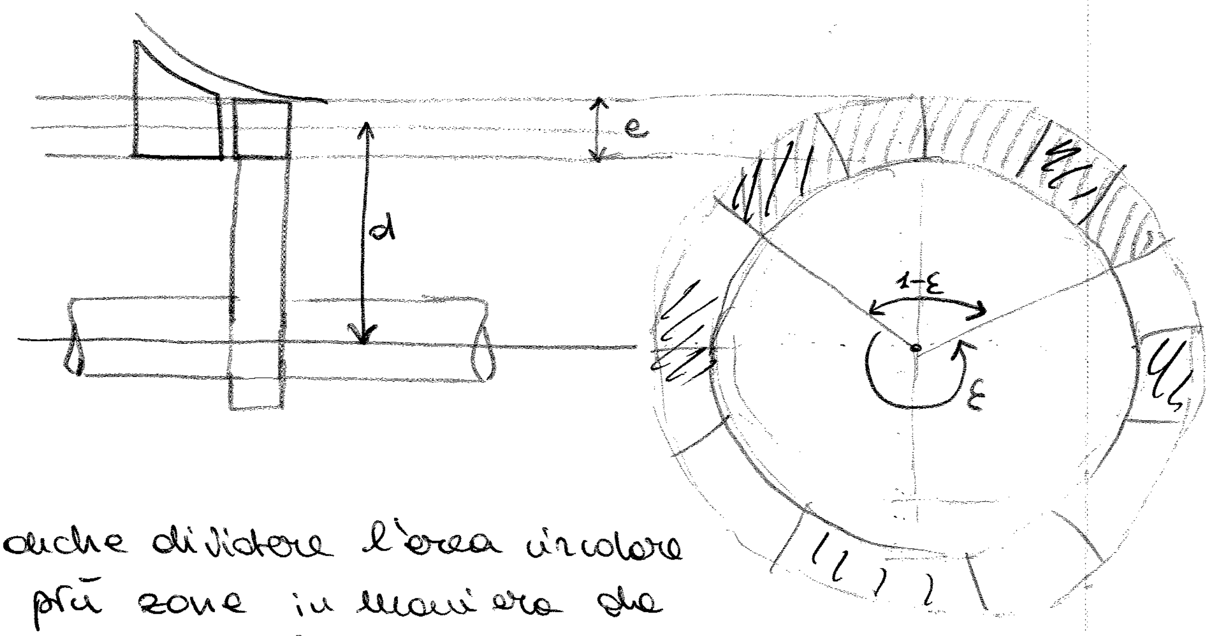
l'area circolare in cui passa il fluido è $A = \pi d e (1-\varepsilon)$

Questo permetterebbe di mantenere lo stesso ciclo.



Per fare espandere da 0 a k mi serve
- stadio di azione
- in alta pressione
- uno ~~Kredio Kens.~~ a reazione con + stadi diversi
- bassa pressione con + stadi ≠ a reazione





Posso anche dividere l'area circolare in ~~a~~ più zone in maniera da distribuire il flusso

Prima di fare cogenerazione da 1 parte ho
- energia buttata
- energia prodotta solo x usc.

Se faccio ~~co~~generazione

$$\eta_{tot} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_b H_i - \frac{Q_t}{\eta_{caldaia\ separata}}} \text{ molto alto}$$

Quanto mi costa da un punto di vista energetico la Pel

La Pel generata costa $\dot{m}_b H_i$ - il calore che avrebbo cmq dovuto spendere

~~Se il posto del [illegible]~~

Per utilizzare un vapore ho bisogno di una contropressione a valle della turbina di 4 ÷ 10 bar a non 0,05 ~~[illegible]~~
che utilizzo per le calsotterm.

Ho vapore a alta P e T

Il $\eta_e = \frac{P_{el}}{\dot{m}_b H_i}$ è invece molto + basso a causa della contropressione!

Ma ~~[illegible]~~ il mio η_{TOT} è + alto

Se volessi definire

$$\eta_{term.} = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{m}_b H_i}$$

L'indice di utilizzazione del com. è

$$i.u = \frac{P_{el} + Q_t}{\dot{m}_b \cdot H_i} = \eta_{el} + \eta_t \quad [0,8 / 0,75$$

Mi dice come utilizzo il combustibile

$$PES = 1 - \frac{E_c}{\frac{E_c}{\eta_{e,s} * p} + \frac{E_t}{\eta_{t,s}}} = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{ecog}}{\eta_{e,s} * p} - \frac{\eta_{t,cog}}{\eta_{t,s}}}$$

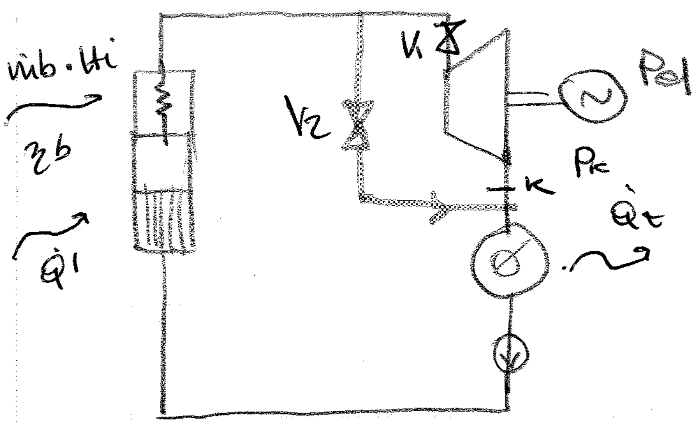
uso i valori ottenuti in condizioni nominali di funzionamento

Se $\eta_{t,s} = 0{,}9$ (efficienza tipica della caldaia)
il $\eta_{e,s}$ dipende dal combustibile utilizzato ad esempio

- GAS NATURALE $\eta_{e,s} = 0{,}525$
- CARBONE $\eta_{es} \downarrow$

Se $PES \geq 10\%$ ho cogenerazione ad alta efficienza e posso ricevere
- incentivi
- riduzione delle accise

Impianto a contropressione regolazione



Come effettuando la regolazione cambiano
- Pel
- $\dot{Q}_t$

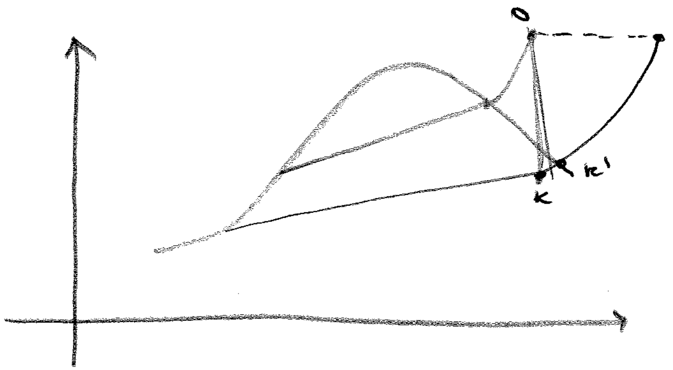
Mettiamo una valvola in testa alla turbina e vapore — V1

Su un diagramma analizzo il sistema partendo da CN (condizioni nominali di funzionamento

Posso operare però anche operando con una valvola di Bypass uso V2.
Riduco Pe ma non perdo troppo sull'utenza.

Posso operare mantenendo kost o aumentando la ~~portata~~ potenza termica all'utenza

Quando ~~porto~~ apro la valvola una parte di fluido bypassa la turbina. Lamino il vapore portandolo a una Po ≠



~~Se~~ Posso regolare Pe senza modificare QT

~~Se si fa~~
Esercizio
Assumendo

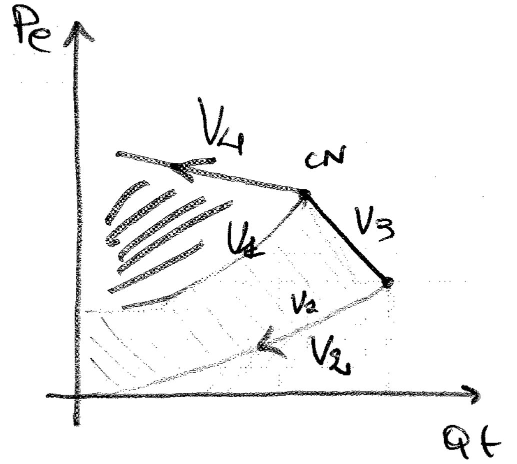
$p_k = 10$ bar
$P_o = 10$ bar
$\eta_T = 0{,}8$
$\eta_b = \eta_{org} * \eta_{gen} = 0{,}9$
Calcolare il PES, QT, Q1

$t_o = 450°$ K
$\dot{m}_v = \dot{m}_t = 50 \frac{t}{h}$

Metto V_3 in testa alla turbina di BP e una di AP V_1 una valvola di by pass V_2, e una in testa all'utenza V_4

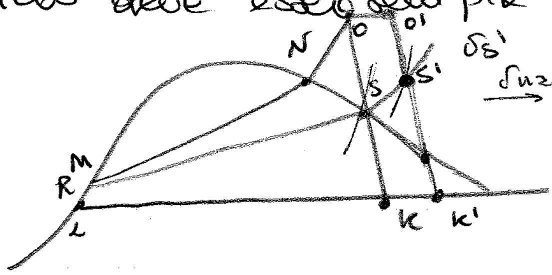
L'utenza deve ricevere sempre vapore alla stessa pressione! → L'utente comanda
Se si riduce mi devo garantire P_s = kost e posso evitare che P_s aumenti

Partendo dalla CN



nb: CN si trova + in alto (se prima era in 0,2 ora si trova in 0,6)

Regolando con la valvola V_1: ~~V~~ tutte le altre sono aperte. Passo da o ad o' e l'utilizzo del fluido deve essere sempre alla stessa P



$\xrightarrow{\text{Sv. assorbito aumenta}}$ da $\dot{m}_{AP}' = \dot{m}_{AP} \cdot \frac{P_o'}{P_o}$ si riduce prop. alla P
La portata in ~~alta~~ bassa tensione si riduce

In BP il volume massico aumenta allora

$$\dot{m}_{BP}' \propto \frac{P_s}{\sqrt{P_s \delta_s}} \quad \text{se } P_s = \text{kost}$$

Hp $m = \text{mct}$

$$\dot{m}_{BP} \propto \frac{1}{\sqrt{\delta_s}}$$

Se V3 è completamente chiuso ottengo l'impianto e recupero totale

$P_{el} = P_{AP}$

Se adesso regolassi ora con la valvola V1 raggiungo lo zero

tutta l'area può essere regolata con V1 e V3

Regolando V2 invece posso regolare
Ho un campo di regolazione molto + ampio

chiudo
Se apro tutto e ~~scolo~~ in V4 la P in ~~4~~ s tende a crescere; ho una maggiore Pe ma si riduce la Pel

Ho disponibile tutta la zona di regolazione

Attemperato → serve + portare la T a valori = cost
economizzatore → riscaldo dell'H_2O in caldaia
recuperatore di calore rotante → scambia calore tra aria f e fumi

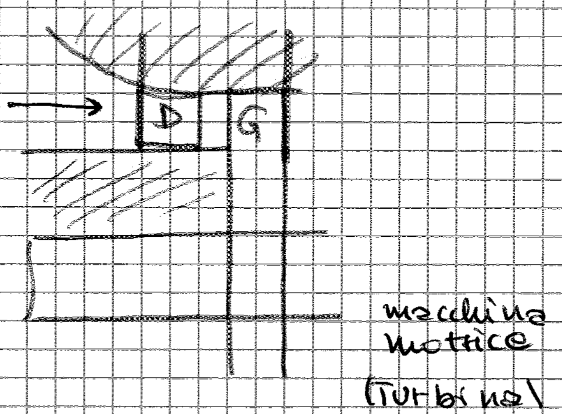
Il diametro cresce perché $\delta \uparrow$ x non avere c eccessive devo aumentare il flusso dalla macchina

Le macchine sono messe e simmetrie

30/3/11

TURBOMACCHINE

La turbomacchina elementare è composta da una girante su cui sono calettate le palette



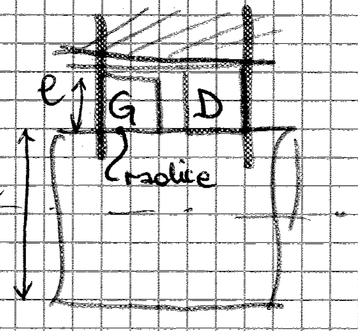
Nelle turbomacchine motrice → turbine ho oltre alla
- girante
- distributore

| | è lo stadio della turbina

Le macchine sono pluristadio → ho + stadi messi insieme per avere un maggiore salto entalpico

Una pala eolica ha solo la girante

Nelle macchine operatrici (compressore) ho
- girante → calettata su un tamburo
- Diffusore → fissa collegata con la cassa → ha la funzione di diffusore



Ogni stadio da un salto di pressione

Le Hp semplificative per lo studio

1] l piccolo rispetto al diametro $\frac{l}{d} \ll 1$ posso assumere <u>la corrente fluida può essere ritenuta kost dalla radice alla fine della palette</u>

ε deviazione del fluido di uscita dal profilo

Si può parlare di

$\underline{\vartheta = \alpha_1' - \alpha_2'}$ inarcamento del profilo → geometrica

> è ϑ + il profilo è inarcato

Così come posso definire

$\underline{\varepsilon = \alpha_1 - \alpha_2}$ deflessione della vena fluida → cinematica

Posso definire

b) CORDA → unisce bordo di attacco e bordo di uscita

t) PASSO della schiera di palette

$\frac{b}{t}$ = SOLIDITÀ DELLA SCHIERA

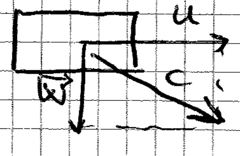
↙ è ↑ rispetto alla t vuole dire che ho molta solidità → molte palette vicino l'una all'altra. ?

TRIANGOLI DI VELOCITÀ → si usano × lo studio delle giranti.

Se si considera un treno in corso che si muove a velocità u lungo un oggetto lasciando un oggetto con velocità w. (che è relativa)

La velocità assoluta è $\vec{w} + \vec{u} = c$

↑ di trascinamento



Questo vale anche × le palette mobili

$$L_i = \frac{P_i}{\dot{m}} = \underline{\underline{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}}$$ × una macchina operatrice

Per la macchina motrice

$$L_{i_{out}} = -L_i = \underline{\underline{u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}}}$$ macchina motrice !!!

è l'equazione di Eulero

L'equazione deve essere verificata anche dal 1° principio

Devo calcolare un L_i in $f(w)$

Se scrivo il 1° principio per un sistema di riferimento fisso

$1-2]_{\text{rif fisso RF}}$ $\cancel{Q_e} + L_i = \Delta i + \Delta E_{c,}\ \cancel{cf}, gf$ → vale × macchine idrauliche e poi all'interno della macchina le variaz. di quota è stato piccolo

Q_e: NO, trascuro gli scambi di calore

cf: lo vedrei solo in un rif. mobile

$$L_i = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$ → vedo le vel. assolute

Se scrivo la stessa relazione risp. a un rif. mob

$1-2]_{RM}$ $\cancel{Q_e} + \cancel{L_i} = \Delta i + \Delta E_c, cf, gf$ girando insieme alle palette non vedo lavoro uscire $L_i = 0$

($Q_e = 0$, $L_i = 0$)

$$0 = i_2 - i_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

→ vedo le vel rel

↑ var. di energia del campo di forze centrifugo

Sottraendo $1-2]_{RF} - 1-2]_{RM}$

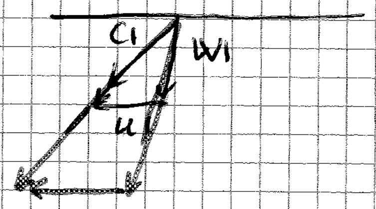
$$0 + L_i = 0 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

Ho scritto L_i solo con riferimento alle w!

③ $$\underline{L_i = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \overset{?}{=} u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}$$

È vero che sono =? devono essere.

2] i triangoli di velocità devono essere simili



Allora se c'è similitudine accadono cose particolari.
Se calcolo

$$L_i = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) = u_2^2 \left(\frac{c_{u2}}{u_2} - \frac{u_1}{u_2} \frac{c_{u1}}{u_2} \right)$$

se 2 sono simili

$\frac{c_{u2}}{u_2} = cost$ se i triangoli sono simili

$\frac{u_1}{u_2} \propto \frac{r_2}{r_1} = cost$

$\frac{c_{u1}}{u_2} = cost$ x kè $\frac{c_{u1}}{u_2} \cdot \frac{u_2}{u_1} = \frac{c_{u1}}{u_1} = cost$

↓

Allora questo è una costante, cambia solo u_2!
Le 2 macchine hanno ~~stess~~ ~~stes~~

$L_i \propto u_2^2 \propto d_2^2\, n^2 \longrightarrow$ Se 2 macchine sono = $L_i \propto n^2$

↑ velocità

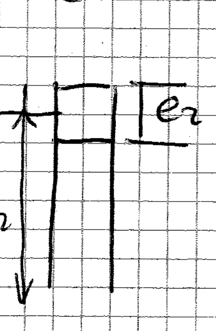
La portata — quella che conta è la c assiale

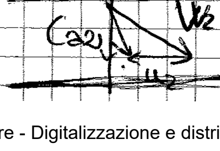
$\dot m = A_2\, \rho_2 \cdot c_{A2}$ — Se la macchina è assiale

$= \pi d_2 \cdot l_2 \cdot \xi\, \rho_2 \cdot$

↑ area della corona circolare

↑ ξ: x tener conto dell'occupazione delle palette (0,95)



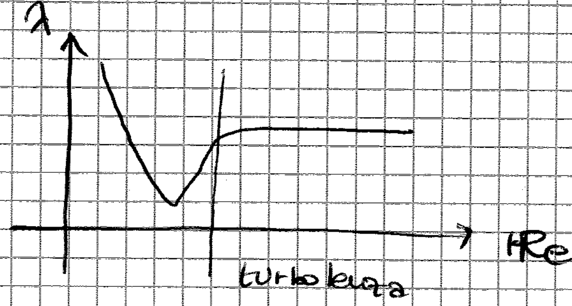


~~Lw di~~ Dal diagramma di Moody trovo λ

$$L_w = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2}$$

$l \to$ lunghezza condotto

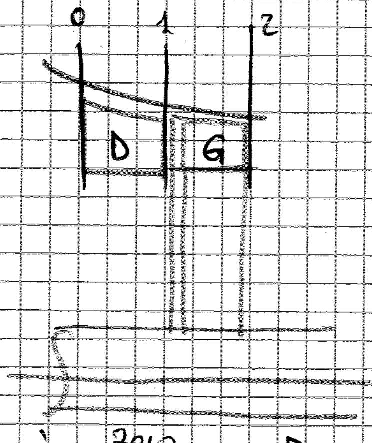
Se il flusso è turbolento ho che $\lambda = kost \to$ ~~nelle macchine~~ ~~...~~ ~~sono~~ in turbolenza



Per un moto turbolento $L_w \propto u_2^2$ allora $\eta_{yc} = kost$
Sono in similitudine con $\eta_{yc} = kost$

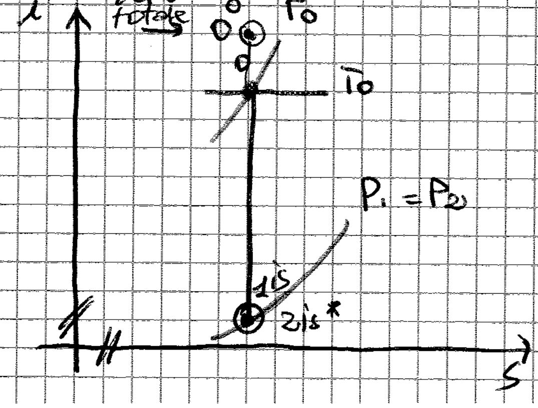
Stadio semplice

Una macchina composta da un singolo stadio di turbina ad Azione Assiale $\to (d_1 = d_2) \Rightarrow u_1 = u_2$



Nelle turbine ad azione
$P_2 = P_1 \to$ la var. di P
si ha solo nel distrib.
non ho espansione
nella girante

Nel caso ideale
$L_w = 0 \quad (Q_c = 0)$



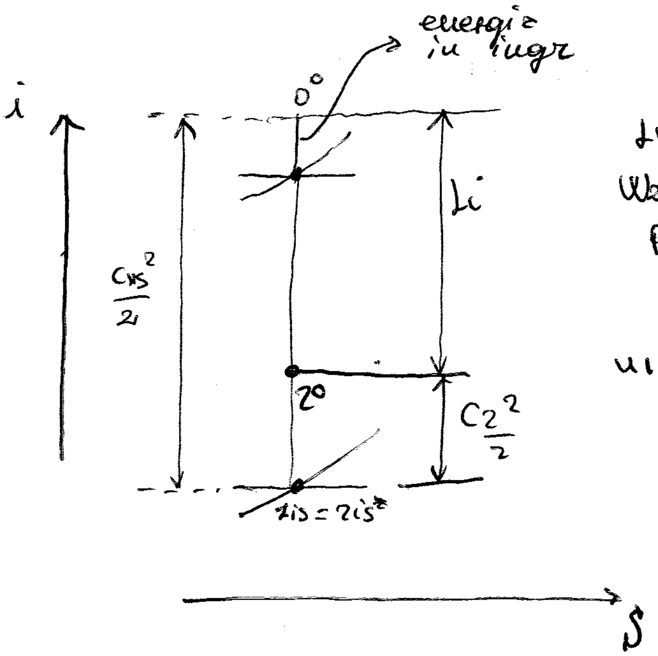
Se considero la trasf.
ad isoentropica passo da
1 a 1s
Il punto 2s si trova sulla
verticale di 1 is ma a P=kost

sistemi energetici 31/3/10

ci stavamo riferendo alle turbine assiali ad azione

caso ideale $L_w = 0$

le trasformazioni sul diagramma di Mollier



$L_w = 0 \to$ isoentropica

$W_{2is} = W_1$

$P_2 = P_1$ essendo azione

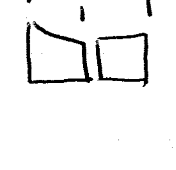
$u_1 = u_2$

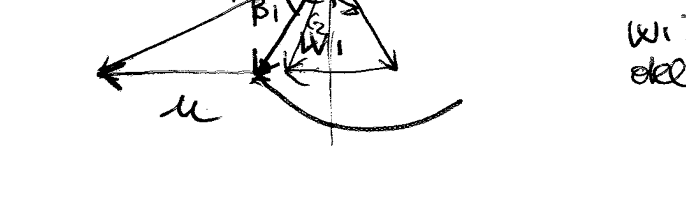
$c_{1is} = \sqrt{2(i_0 - i_{1is})}$ $\frac{c_{1is}^2}{2} = (i_0° - i_{1is})$

Disegnamo un triangolo di velocità

Ho la palettatura del distributore che riceve il fluido da 0 → con le condizioni zero

la macchina è assiale $u_1 = u_2$





W_1 è la W all'ingresso della girante

Il 1° principio tra 0 e 2

0-2] $Q_e - L_i = \Delta i + \Delta E_c =$

$L_i = i_0 - i_2 + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2}$

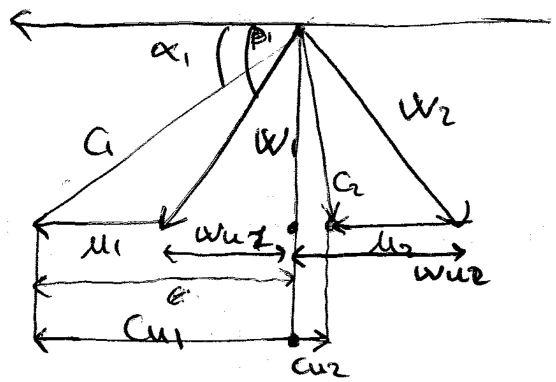
$= i_0^0 - i_2^0$

Nel diagramma is trovo 2

$L_i = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}$

$\overset{!}{=} u (c_{u1} - c_{u2})$

Scrivo c_{u1} e c_{u2} in base a velocità e angoli interessanti



con il suo segno −

$c_{u2} = w_{u2} + u_2$

$\overset{!}{=} - w_{u1} + u$

$\overset{!}{=} -(c_{u1} - u) + u$

$$\boxed{\begin{aligned} L_i &= u\,(c_{u1} + (c_{u1} - u) - u) \\ &= u\,2\,(c_{u1} - u) \\ &\overset{!}{=} 2u\,(c_1 \cos\alpha_1 - u) \end{aligned}}$$

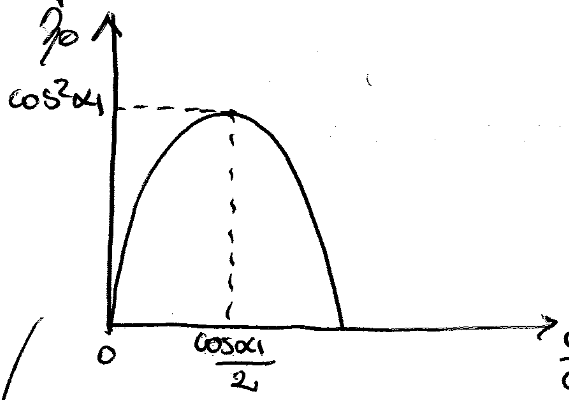
è legato all'angolo con cui il fluido esce dalle palette

$$\eta_{\theta i} = \frac{L_i}{i_0^0 - i_{2is}^{0*}} = \frac{2u\,(c_1\cos\alpha_1 - u)}{\frac{c_1^2}{2}}$$

lo posso calcolare in f delle velocità $\frac{c_1^2}{2}$ lo vedo dal grafico

$$= 4\frac{u_1}{c_1}\left(\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right)$$

Diagrammando x uno stadio il η



$\frac{u}{c_1}$ → parametro caratteristico di funzionamento

$\eta = 0$ x $\frac{u}{c_1} = 0$ $\quad \frac{u}{c_1} = \cos\alpha_1$

$\eta_{\theta i}$ max si trova

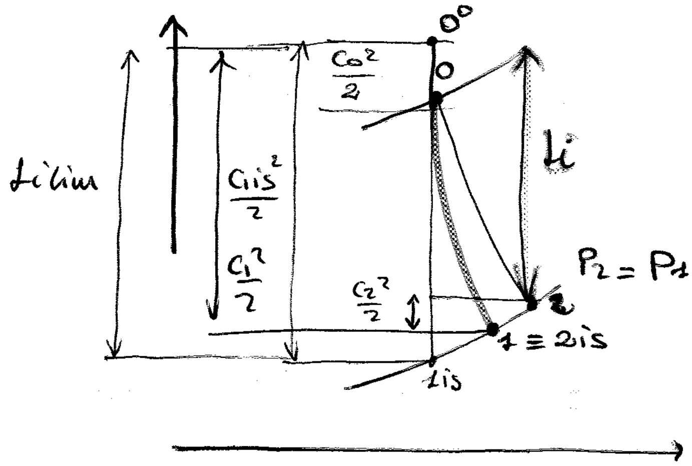
$$4\cos\frac{\alpha_1}{2}\left(\cos\alpha_1 - \frac{\cos\alpha_1}{2}\right)$$

$$4\left(\cos^2\frac{\alpha_1}{4}\right) = \cos^2\alpha_1$$

$$\begin{cases} \left.\frac{u}{c_1}\right|_{ott} = \frac{\cos\alpha_1}{2} \\ \left.\eta_{\theta i}\right|_{ottimo} = \cos^2\alpha_1 \end{cases}$$

Se voglio fare ottimale lo stadio devo farlo in modo che u sia la metà di $c_1\cos\alpha_1 = c_{u1}$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 71 di 355



$$\frac{c_{1is}^2}{2} = \sqrt{2(i_0^0 - i_{1s})}$$

$P_2 = P_1 \rightarrow$ è sempre ad azione

la velocità che ottengo è dalla del dist passo da 1is a ~~~~ 1

dipende da $\varphi = 0{,}95$ ad esempio (in genere ha valore + alto

$\varphi = 0{,}95$

+ è grande il salto di pressione ↗ e φ

φ scende in funzione di ΔB → se faccio grandi variazioni di posizione del flusso φ scende

Calcolato φ trovo

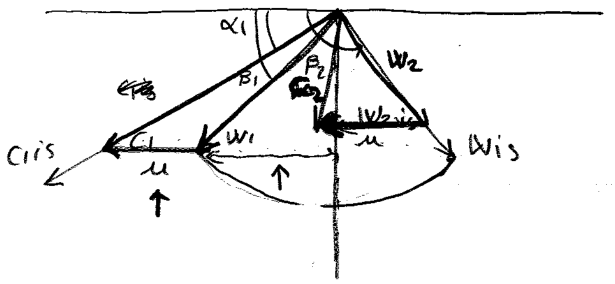
$$c_1 = \varphi\, c_{1is}$$

$$\frac{c_1^2}{2} = \frac{\varphi^2\, c_{is}^2}{2}$$ Il salto è < del caso ideale

Se applico il 1° principio tra 0 e 1 il punto 1 si trova a P_1 ma spostato + a dx in modo da scendere da $\frac{c_{1s}^2}{2}$ a $\frac{c_1^2}{2}$

L'entalpia di 1

Osserviamo i triangoli di velocità



α_1 resta lo stesso ma c_1 è + corto di c_{1is} a causa delle perdite di attrito $0{,}95\, c_{1is}$

$W_{2is} = W_1$ → si trova sulla circonferenza. Se faccio in modo che siano simmetrici $\beta_2 = \pi - \beta_1$ → in genere si fanno così

$W_2 = \psi W_{2is}$

Gli angoli si modificano: allora anche L_i e η si modificano

$L_i = u(c_{u1} - c_{u2})$

$c_{u2} = W_{u2} + u$ ora $W_{u2} = -\psi W_{u1}$

$= -\psi W_{u1} + u$

$W_{u1} = c_{u1} - u$

$c_{u2} = -\psi(c_{u1} - u) + u$

$L_i = u(c_{u1} + \psi(c_{u1} - u) - u)$

$= (1+\psi)u(c_{u1} - u)$

$c_{u1} \to c_1 \cos\alpha_1$

$= (1+\psi)u(c_1\cos\alpha_1 - u)$

Hp una perdita nella girante ψ, e nel dist c_1 → anziché c_{1is}

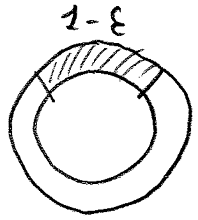
La potenza

$P_i = \dot{m} L_i$

$\dot{m} = \xi \pi d_1 l_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{a1}$

$= \xi \pi d_2 l_2 \cdot \rho_2 \cdot c_{a2}$

Questa macchina può essere parzializzata: la corona circolare può essere sfruttata solo in parte

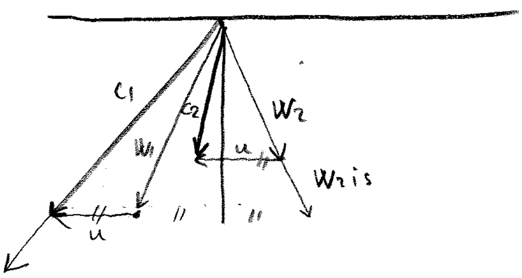


Allora

$\dot{m} = \xi \pi d_1 l_1 \rho_1 c_{a1} (1-\varepsilon)$

Nelle condizioni di η_{max} come sono i triangoli di velocità deve valere sempre

$u = \frac{c_{u1}}{2}$ allora i seguenti ↑↑ sono esattam. uguali: quindi la c_2 è leggermente spostata verso la parte positiva → non è + completamente assiale



L'aria è all'inizio ferma. Posso considerare $\Delta E_{cf} = 0$ anche l'energia cinetica dell'aria è nulla (variazione nulla
(Se analizzassi solo il ventilatore non potrei dire che il fluido è fermo)

ΔE_g - è l'energia potenziale legata alla variazione di quote: ΔE_g dipende da

$\rightarrow \Delta z, \rho, g \rightarrow$ kost

varia, varia pochissimo

Non dimenticare Δg con l'H_2O

$\Uparrow$

H_2O $1000 \frac{kg}{m^3}$

$$\rho_E^{Aria} = \frac{P_e}{R T_e} = \frac{1 bar = 1 \cdot 10^5 Pa}{287 \frac{J}{kg K} \cdot (5+273 °K)} = 1{,}253 \frac{kg}{m^3}$$

ΔE_g è piccolo rispetto agli altri termini (è trascurabile

$$\Delta i \Big|_E^A = c_p \Delta T = c_p (T_a - T_e)$$

posso scrivere $c_p \Delta T$ quando il gas è ideale

$$c_p = 1005 \frac{kJ}{kg K}$$

Posso usare °C x kè è una differenza

$$\Delta i = 1005 (35 - 5) = 30{,}15 \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_R + \dot{L}_v = \Delta i$$

Quale deve essere

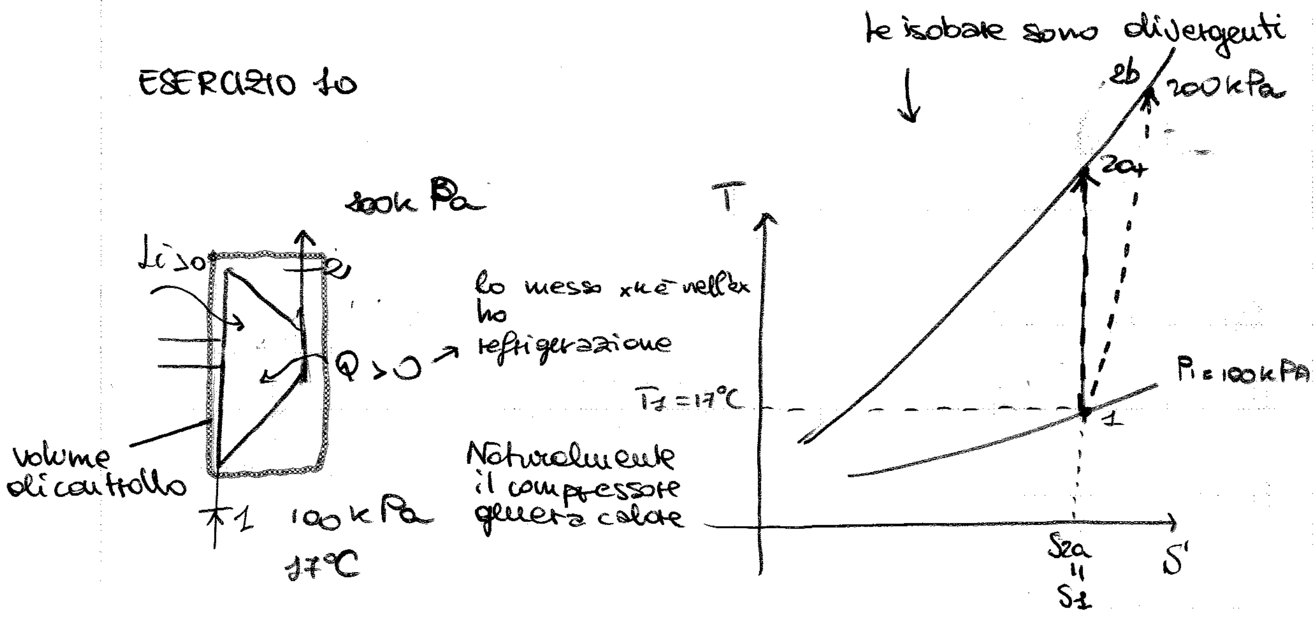
$\dot{Q}_R$? devo sapere quale è L_v?

$$\dot{Q}_R = \dot{m} (Q_R)$$

$\forall$ kg di aria che passa quello Q_R devo dare

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 79 di 355

ESERCIZIO 10



Un compressore comprime l'aria da 100 kPa a 300 kPa

Il volume specifico si riduce con la compressione

Analizzo il percorso e studio L_i, Q_e, L_w

- isoentropia - adiabatica reversibile

Scrivo il 1° principio per la isoentropica ad rev.

$$\Big|_1^2 Q_e + L_i = \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_g + E_{cf}$$

adiabatica — no — no trascurabile — ∅

le cdP sono piccole (la variazione di energia cinetica è trascurabile

$$L_i = \Delta i = c_p(T_{2A} - T_1)$$

T_{2a}? con la politropica $\boxed{pv^m = kost}$

$$\frac{T}{p^{\frac{m-1}{m}}} = kost \qquad pv = RT$$

ho politropica con esponente m.

l'adiabatica reversibile $m = k = \frac{c_p}{c_v}$

Il 1° principio in forma mista

$$L_i = \int_1^2 v\,dp + L_w + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_c$$

$$\int_1^2 v\,dp = \frac{m}{m-1} \cdot R\,(T_2 - T_1)$$

$$L_w = L_i - \frac{m}{m-1} R\,(T_{2b} - T_1) \qquad R = 287 \frac{J}{kg\,K}$$

$$= 81{,}3 \frac{kJ}{kg} - \frac{1{,}55}{0{,}55} \cdot \frac{287}{1000} \frac{kJ}{kg} \cdot (97{,}9 - 17) = 15{,}9 \frac{kJ}{kg}$$

Confronti

$$\begin{cases} L_{i_a} = 63{,}8 \frac{kJ}{kg} \\ L_{w_a} = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} L_{ib} = 81{,}3 \frac{kJ}{kg} \\ L_{wb} = 15{,}9 \frac{kJ}{kg} \end{cases}$$ (approssima la reale)

~~Tipicamente~~ La isoentropica è la ideale, nel mio caso

$$L_{is} = 63{,}8 \frac{kJ}{kg}$$

Nel caso reale

$$L_{ib} = 81{,}3 \qquad L_{is} = 63{,}8$$

$$L_{ib} - L_{is} = 81{,}3 - 63{,}8 = 17{,}5 \frac{kJ}{kg} > L_w$$

Questo a causa del LAVORO DI CONTRORECUPERO

$$L_i = L_{is} + L_w + L_{CR}$$

$$L_{CR} = L_i - L_{is} - L_w = 1{,}6 \frac{kJ}{kg}$$

Analogamente anodo 3

area	L
2 1 s, 4, 5 6	L_{is}
2, 3, 5 6	L_i
2 3 4 1	L_W
2 1 2 1s	L_{CR}

uso l'expr del 2° principio $\int_1^2 T\,ds = \int_1^2 \underbrace{dQ_e}_{=0} + \int_1^2 dL_W$

Tra 1 e 2 ho anche L_W ma $dQ_e = 0$

$$\int_1^2 T\,ds = \int_1^2 L_W$$

L'integrale tra 1 e 2 $T\,ds$ è l'area 2 3 4 1

L_W non copre tutto ☐ resta il lavoro di controrecupero

Ma

$$L_i = L_{is} + L_W + L_{CR}$$

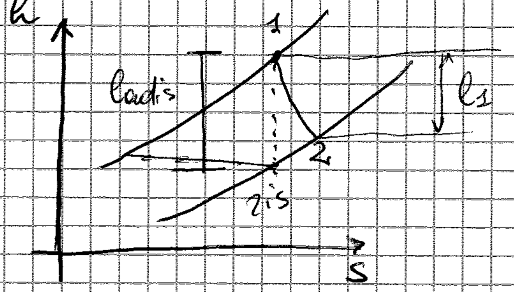
Ho una trasf adiabatica (non fornisco calore dall'est mentre l'attrito genero una produzione locale di calore

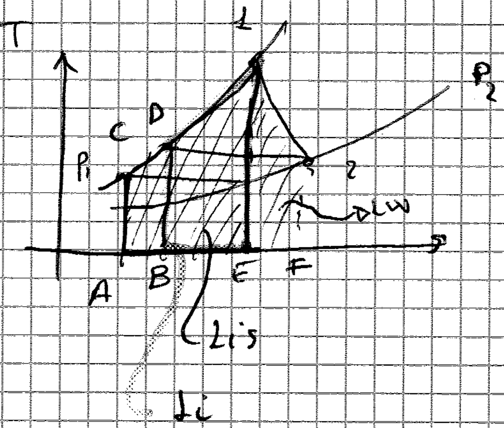
comp $dQ = \int T\,ds = \int dQ_e + \int dL_W$

sviluppo calore a causa di attriti e a causa di calore fornito esternamente

L_W gioca contro la compressione perché $\nearrow T$ e il fluido dovrebbe espandersi

Nel caso dell'espansione





Il lavoro di recupero integra LW

Si definisce

x la compressione

$$\eta_{is} = \frac{L_{is}}{L_i}$$

x la ~~com~~ espansione

$$\eta_{is} = \frac{L_i}{L_{is}}$$

Il η idraulico x un comp.

$$\eta_y = \frac{L_i - L_W}{L_i}$$

x una espansione

$$\eta_y = \frac{L_i}{L_i + L_W}$$

lo studio come se fosse un fluido incompressibile

$$L_i = 62{,}3 \ \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_e = \Delta h - L_i = c_p(T_2 - T_1) - L_i =$$

$$= 1{,}005 \ \frac{kJ}{kg\,K}\left(645 - 17\right)$$

$$= -14{,}6 \ \frac{kJ}{kg}$$

Il lavoro che devo realizzare è < del salto di entalpia

Il calore esce dal sistema x questo è negativo

d) Fare un raffreddamento isotermico senza attriti

La $T_1 = 17°C$ devo andare ad sol

Rispetto a

$$p v^m = \text{kost}$$

$$\frac{T}{p^{\frac{m-1}{m}}} = \text{kost}$$

$$\int_1^2 v\,dp = \cancel{\frac{m}{m-1} R (T_2 - T_1)}$$

Non posso usare queste formule xchè avrei bisogno di $m = 1$

$$pv = RT \qquad pv = \text{kost} \quad \text{(isoterma)}$$

$$T = \text{kos}$$

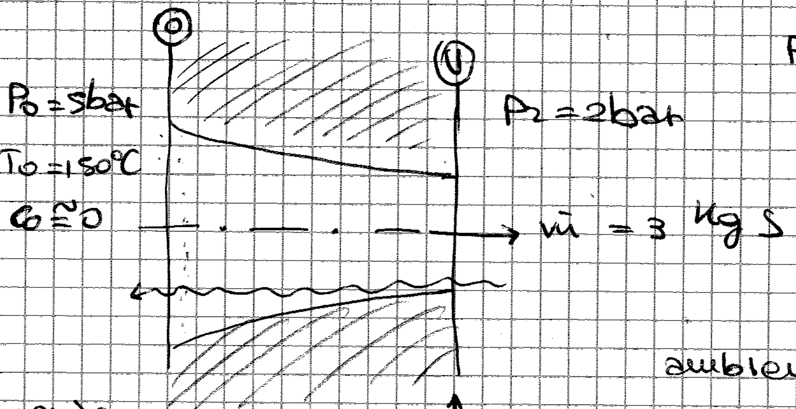
$$v = \frac{RT}{p} \quad \text{allora} \quad L_i = \int_1^2 v\,dp =$$

$$= \int_1^2 \frac{RT}{p}\,dp \qquad T = \text{kost} = T_1$$

$$= R T_1 \log \frac{p_2}{p_1} = \frac{287}{1000}\,\frac{kJ}{kg\,K} \cdot 273 \cdot \log \frac{200}{100} = 57{,}7 \ \frac{kJ}{kg}$$

UGELLO SEMPLICEMENTE CONVERGENTE

eser 3



$P_0 = 5 bar$

ambiente di vate

Quasi mai $P_2 = P_1$

L'ugello serve x accellerare il fluido

Scrivo il 1° principio

$$\underbrace{Q_e}_{\approx 0} + \underbrace{\cancel{L_i}}_{0 \to \text{fissa}} = \Delta h + \Delta E_c + \underbrace{\cancel{\Delta E_g}}_{\approx 0} + \underbrace{\cancel{\Delta E_{cf}}}_{=0}$$

si realizzano adiabatici ∅

Ne tengo conto solo quando sono voluti

=0 → non ho campi centrifughi e non ne voglio

faccio in modo che non ci siano

nb: gli ugelli non sono adiabatici, sono coibentati ma lo ~~xxx~~ scambio di calore non è zero.

Nel nostro schema Q_e è trascurabile rispetto agli altri termini

Se la trasf è isoentropica $L_W = 0$ vuole dire che non ho anomalie → non ho campi centrifughi

Resta

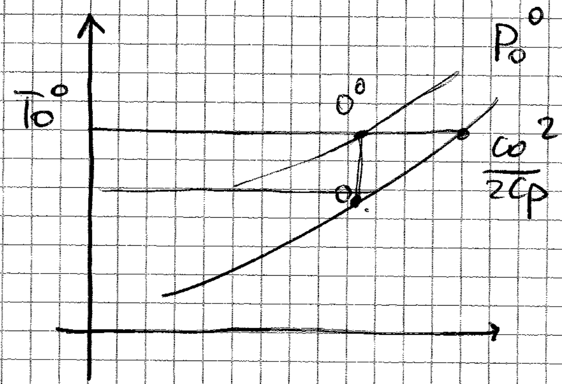
$$0 = \Delta h + \Delta E_c = \Delta h^0$$

Chiamo h^0 totale che racchiude al suo interno entalpia e energia cinetica

$\Delta h^0 = 0$ allora l'entalpia totale si conserva

$$\Delta h^0 = c_p \Delta T^0 \qquad h^0 = 0 \qquad T^0 = 0$$

$$h = c_p T + \frac{c^2}{2}$$ se divido per c_p e ne ci →



Supponiamo che $c_0 = 0$ (è il caso di ingresso della turbina)

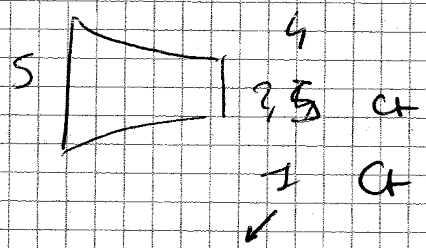
$$\left(\frac{P_{ucr}}{P_0^0}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_{0cr}}{T_0^0} = \frac{2}{k+1}$$

$$\frac{P_{ucr}}{P_0^0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{2}{1,4+1}\right)^{\frac{1,5}{1,4-1}} = 0,528$$

vale per O_2 azoto N_2 e per l'aria $\approx 0,5$

~~5 2 1~~

SE esem. $\frac{P_{ucr}}{P_0^0} \simeq 0,5$



$$\cancel{\beta = \frac{5}{1} = 5 > 0,5\ crit}$$

$$\cancel{\frac{5}{1}} =$$

$$\frac{P_2}{P_0} = \frac{2}{5} = 0,4 < 0,5 = \frac{P_{ucr}}{P_0^0}$$ è critico

$$c_{ucr} = c_s = \sqrt{kRT_{uscita,critica}}$$

~~Pucr~~

$$T_{ucr} = T_0^0 \frac{2}{k+1} = (150 + 273) \cdot \frac{2}{1,4+1} = 352,5\,°K$$

$$c_{ucr} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \frac{J}{kg\,K} \cdot 352,5} = 376 \frac{m}{s}$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 93 di 355

il rapp di pressione resta critico

$$c_{uct}' = \sqrt{k R T_{uct}'}$$

$$\rho_{uct}' = \frac{P_{uct}'}{R T_{uct}'}$$

$$\dot{m} = \frac{P_{uct}'}{R T_{uct}'} \cdot \sqrt{k R T_{uct}'} \cdot A_u$$

$$= \frac{P_{uct}}{\sqrt{R T_{uct}}} \sqrt{k} \; A_u$$

$T_{uct}\ f\ (T_0^0)$

$$T_{uct} = T_0^0 \left(\frac{2}{k+1}\right)$$

$$P_{uct} = P_0^0 \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

fissato k ho delle cost

$$\dot{m}' = \frac{P_0^{0\prime}}{\sqrt{T_0^{0\prime}}} \cdot cost(k, R, A_n)$$

Anche x prima ho

$$\dot{m} = \frac{P_0^0}{\sqrt{T_0^0}} \cdot cost(k R, A_N)$$

Allora dal rapporto tra i 2

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{P_0^{0\prime}}{P_0^{0}} \sqrt{\frac{T_0^{0}}{T_0^{0\prime}}}$$

cambiando le condizioni di monte la portata deve cost!

$$\dot{m}' = \dot{m} \frac{P_0^{0\prime}}{P_0^{0}} \sqrt{\frac{T_0^{0}}{T_0^{0\prime}}}$$

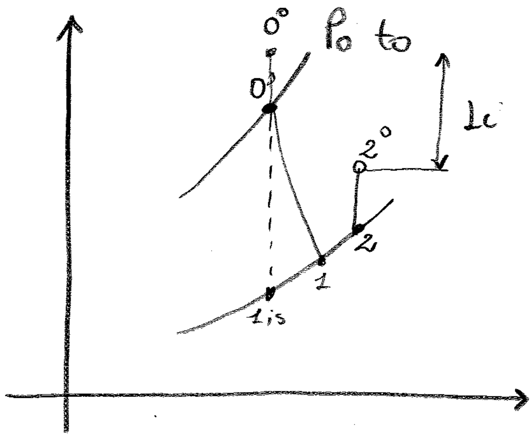
$$= 3 \cdot \frac{10}{5} \sqrt{\frac{350+273}{300+273}} = 5{,}16 \ \frac{kg}{s}$$

Stadio semplice turbina ad azione

Abbiamo definito
- L_i
- $\eta_{\theta i}$
- $\dot{m} = \xi \pi d_1 l_1 \rho_1 C_{a1}$
- $P_i = \dot{m} L_i$

MASSIMO Δi elaborabile in uno stadio

La macchina lavora con un certo salto entalpico



Non sono in grado con un singolo stadio di elaborare tutto il salto entalpico

quale è il salto isoentropico $(i_0^o - i_{1is})_{max}$ che posso elaborare in uno stadio

$$\eta_{\theta i} = \frac{L_i}{(i_0^o - i_{1is})} \quad \text{allora} \quad \Delta i = \frac{L_i}{\eta_{\theta i}} \propto L_i \propto L_{i\,lim} = 2u^2$$

Non ha senso per aumentare Δi ridurre $\eta_{\theta i}$ ~~allora~~ ~~va~~ ~~xxx~~ allora aumento L_i

L_i nel caso ~~di~~ ideale

$L_{i_{lim}} = 2u^2$

~~xx~~ Per aumentare L_i devo aumentare u (velocità periferica delle girante

~~xx~~ $u^2 \propto d_1^2 n^2 \propto d_1$ $\qquad u = \underbrace{\pi d}_{\text{circ}} \underset{\downarrow\ \text{numero di giri al s}}{n}$

Facendo crescere