



Appunti universitari
Tesi di laurea
Cartoleria e cancelleria
Stampa file e fotocopie
Print on demand
Rilegature

NUMERO: 2442A

ANNO: 2019

A P P U N T I

STUDENTE: Madonia Sara

MATERIA: Complementi di Macchine - Prof. Baratta

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

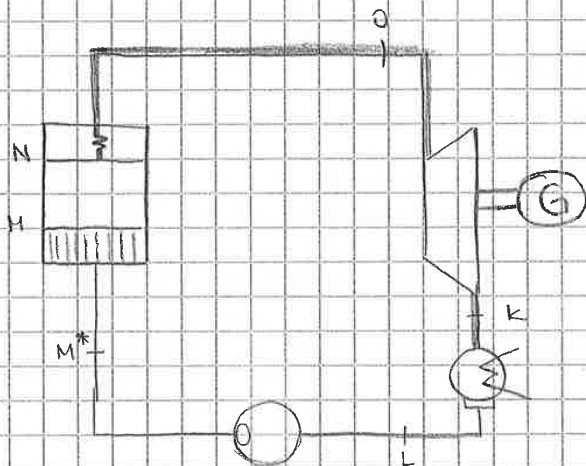
Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica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

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

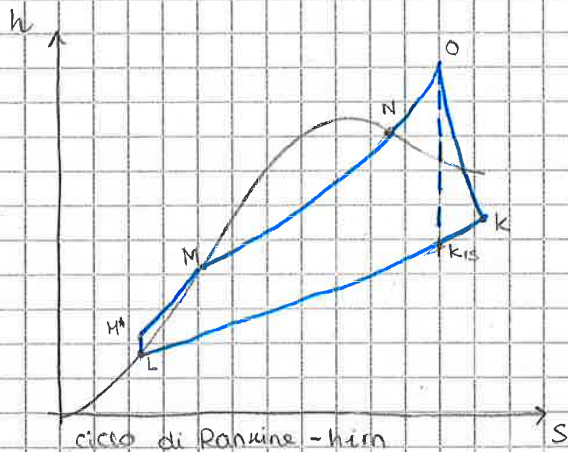
Macchine

IMPIANTI CON TURBINE A VAPORE

Usate per la produzione di en. elettrica, hanno garantito η elevati (più delle turbine a gas)
 Nella sua configurazione base è formato da: bruciatore, evaporat., turbina, condensatore, GdV e pompe



linea + scura → vapore



Considero un ciclo ideale \Rightarrow la compressione "L" è isentropica. Il tratto tra L e M* è molto piccolo (si confondono quasi).
 Da M*, il fluido entra nel GdV: si ha una prima fase di riscaldamento isoboro (M*-M), una 2ª fase di evaporazione (isobara e isoterma, essendo 1ª trasformazione M-N), poi un riscaldamento del vapore fino al punto O.
 Si espande in turbina: se considero il ciclo ideale (reversibile) ho 1ª trasfor. isentropica (O-k_{1s}) ed espande fino ad incontrare la pressione di condensazione; se prendo il ciclo reale non è più isentropica e arriva fino a k. Parlo sempre di ciclo Rankine perché la irrevers. ha effetti solo nella turbina.

L'espansione in turbina, col ciclo reale, subisce delle perdite. Le perdite sono definite dal rendimento isentropico:

$$\eta_o = \frac{h_o - h_k}{h_o - h_{k1s}}$$

1º principio della termodinamica per sistema aperti (approccio euleriano)

Convenzione delle macchine motrici

$$Q - \dot{L}_i = \Delta h + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_w$$

calore) $\left\{ \begin{array}{l} \text{Lavoro} \\ \text{Scambiato} \\ \text{con organi} \\ \text{mobili} \end{array} \right.$ (positivo se va nel fluido verso l'esterno)

en. potenziale delle forze centrifughe (compare quando si usano sistemi di riferimento non inerziali)

Applico il primo principio alla turbina che è un sistema aperto (volume di controllo tale per cui venga compresso solo il fluido)

Applicando il primo principio all'intero impianto (volume di controllo che parte da un pt e finisce nello stesso punto)

$$Q - Li = 0$$

$$Li = Q = Q_1 - Q_2 \quad \begin{matrix} \text{1 delle eq fondamentali della termodin.} \\ \text{fonto} \swarrow \quad \searrow \text{ceduto} \end{matrix}$$

Una volta calcolato il lavoro e il calore si possono definire altre grandezze come la potenza o il rendimento. Definisco potenza interna come:

$$P_i = m Li$$

Questa espressione dovrà essere adattata alle varie configurazioni dell'impianto: se c'è espansione, spillamento. Non c'è sempre la stessa potenza utile e quella disponibile all'albero e trasferita al GdV:

$$P_u = \eta_o P_i$$

Il rendimento organico tiene conto di: - attriti meccanici
- pompe
- accessori (attuatori, ventole...)

Il rendimento dell'impianto sarà uguale a:

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{H}_i \dot{m}_b} \approx 30-45\%$$

en. liberata nella combustione \leftarrow \rightarrow potenza di fuel + pot cal è la spesa in termini energetici

Si può scomporre l'espressione del rendimento globale, moltiplicando e dividendo per le stesse quantità:

$$\eta_g = \underbrace{\frac{P_u}{P_i}}_{\eta_o} \cdot \underbrace{\frac{P_i}{\dot{Q}_1}}_{\eta} \cdot \underbrace{\frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}_b \dot{H}_i}}_{\eta_{bruciatura}} = \eta_o \eta \eta_b \approx 0,95 \cdot \eta \cdot 0,90$$

intervengo su questo per aumentare η_g

rendim. del ciclo termodinamico che stiamo consider. \leftarrow rapporto tra il calore che trasferiamo al fluido e en. liberata nella comb. Non tutta questa en viene trasferita al fluido di lavoro (se ne va x imperfetto Isalam termico o perché la comb è incompleta e perché i fumi vengono scaricati ad $\uparrow T$)

Metodi per aumentare il rendimento del ciclo: si parte dal rendimento del ciclo di Carnot

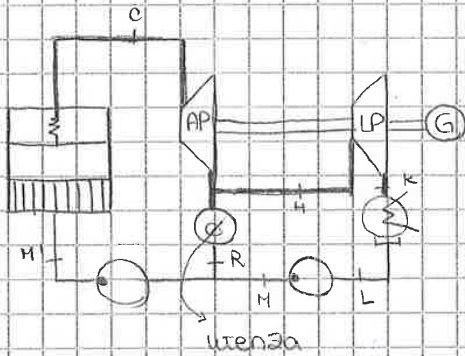
T_a a cui viene scarico il calore

$$\eta_c = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad \begin{matrix} \uparrow \\ \downarrow \end{matrix} \quad \begin{matrix} T \text{ a cui viene introdotto il calore} \\ T \text{ a cui viene scaricato il calore} \end{matrix}$$

Temperatura media di adduzione/scaricazione del calore: temperatura costante che realizza lo stesso scambio termico rispetto al caso reale:

Per esempio, nel caso di ciclo Rankine il calore Q_1 è uguale a:

Dal pt di vista operativo, per il calcolo delle pulsazioni, bisogna ricordare che la portata che passa non è costante.



$\dot{m}_u = \text{portata venta termica}$

la portata prodotta dal GdV e attraverso l'alta pressione è:

$$\dot{m}_{AP} = \dot{m}_u + \dot{m}_{BP}$$

Il calcolo della potenza interna sarà la somma di $\dot{m} \Delta h$ ($\dot{m} \neq$):

$$P_i = \dot{m}_{AP} (h_0 - h_H) + \dot{m}_{BP} (h_H - h_u)$$

la potenza utile, invece:

$$P_u = \eta_o P_i$$

Il calore \dot{Q}_i e \dot{Q}_u mi servono per calcolare il rend. globale:

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_{AP} (h_0 - h_H)$$

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_u (h_H - h_R) \rightarrow \text{calore recuperato dall'wenta}$$

M' condizioni di liquido. È il risultato del miscelamento di fluidi a entalpia \neq : da 1 parte arriva il fluido del condensat (Curva lin inferiore a $p_{condens}$) e il pt R si trova a CLI o zona del liquido sottoraff., ma a puzenza ($p_{ue} > p_{cond} \Rightarrow h_R > h_u$)

$$h_H = \frac{\dot{m}_{RP} h_u + \dot{m}_u h_R}{\dot{m}_{AP}}$$

Questa soluzione non aumento il η termodinamico perché non lavoro sulle T_1 e T_2 , ma produco potenza meccanica e termica \Rightarrow effic. deve tener conto di questo doppio effetto utile: una pratica sarebbe quella di usare un η di primo principio, ma in realtà si usa un'altra soluzione usando sia la potenza termica che l'en. spesa in + per ottenere la potenza utile.

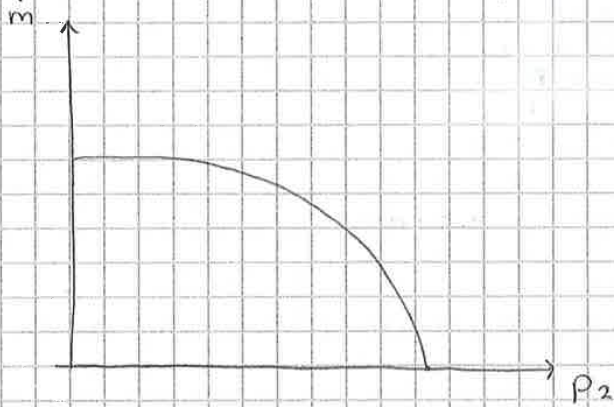
Definisco il rendim globale dell'impianto cogenerativo

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_0 h_i - \frac{\dot{Q}_u}{\eta_o}}$$

Es: impianto per produrre pneumatici

Obiettivi: aumentare l'efficienza rispetto al ciclo tradizionale
È un'efficienza di tipo tecnico-economico.

Turbina a molti stadi: il prodotto di molti numeri < 1 , è un numero molto piccolo \rightarrow quasi 0. \Rightarrow la caratteristica diventa $1/4$ di ellisse. Manca il tratto a portata costante perché il rapporto critico è ≈ 0

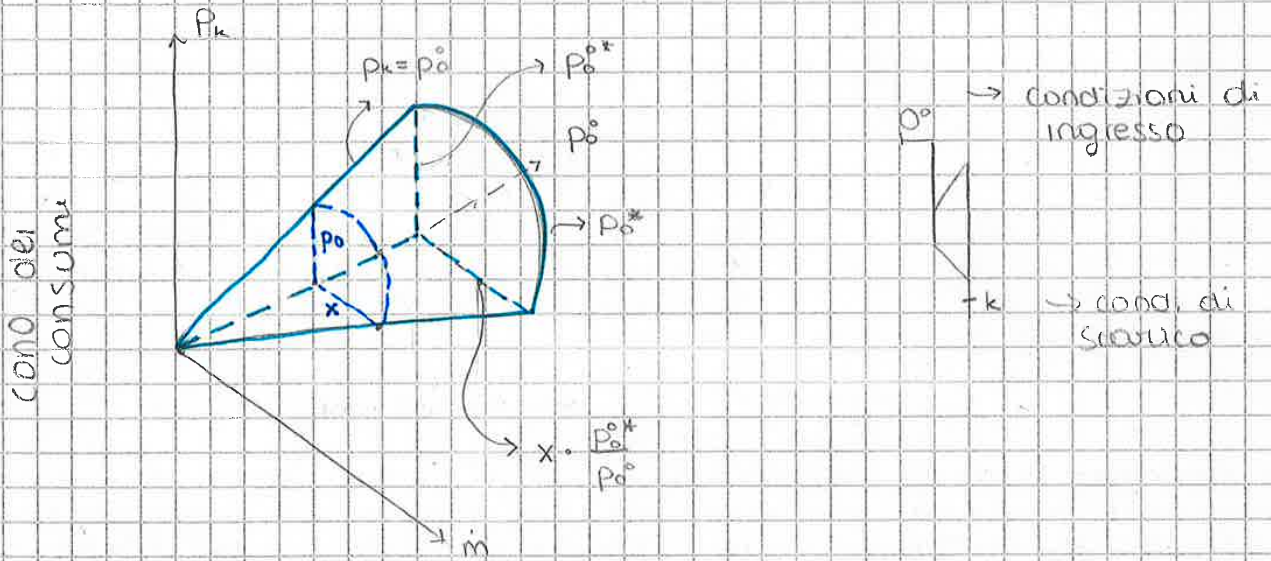


Vale sempre per
 $p_0^* = \text{cost}$
 $v_0^* = \text{cost}$
 $k = \text{cost}$

Teoria di FPrügel (1951) \rightarrow vale sotto le ipotesi:

- effetto di n (velocità trascurabile)
- $p_0 v_0^* \approx p_0^* v_0^{*2}$
 \rightarrow condizioni di progetto
- Rapporto delle p di ogni stadio sia piccolo (P_0/P_2) \rightarrow vale 1,...

Sotto queste Hp si possono rappresentare le prestazioni di una turbina in un diagramma a 3 assi (cono dei consumi)



Se si lavora a p_0^* costante, troviamo la stessa curva di prima. Questa diventa + grande o + piccola a seconda di quanto ci si allontani dall'origine.

Le sezioni trasversali si possono descrivere come dei quarti di ellissi.

Quando lavoro a $p_0^* = \text{cost}$, si nota che la portata aumenta al diminuire di P_k . La portata si annulla quando $P_0^* = P_k$. Posso esprimere l'ellisse di ----- come:

$$\left(\frac{\dot{m}}{x}\right)^2 + \left(\frac{P_k}{P_0^*}\right)^2 = 1$$

Bisogna trovare x , che si trova grazie alle condizioni di progetto (curva + ampia del cono)

$$\left(\frac{\dot{m}^*}{x \cdot P_0^*/P_0^*}\right)^2 + \left(\frac{P_k^*}{P_0^*}\right)^2 = 1$$

Quando $\frac{P_k}{P_0} < \left(\frac{P_k}{P_0}\right)_c \Rightarrow$ la portata corretta è costante e uguale a Γ

\Rightarrow seguire la portata come

$$\dot{m} = \Gamma \frac{P_0^*}{\sqrt{P_0^* v_0^*}}$$

Sappiamo che la curva è approssimabile ad un'ellisse cambiando il sistema di riferimento in x, y posso scrivere

$$\left(\frac{x}{a}\right)^2 + \left(\frac{y}{b}\right)^2 = 1 \quad \rightarrow \text{sistema traslato}$$

Prendendo un punto generico trovo che $x = \frac{\dot{m} \sqrt{P_0^* v_0^*}}{P_0^*}$ e $y = \frac{P_k}{P_0} - \left(\frac{P_k}{P_0}\right)_c$

\Rightarrow Se $\frac{P_k}{P_0} > \left(\frac{P_k}{P_0}\right)_c \Rightarrow$

$$\left(\frac{\dot{m} \sqrt{P_0^* v_0^*}}{P_0^*}\right)^2 + \left(\frac{\frac{P_k}{P_0} - \left(\frac{P_k}{P_0}\right)_c}{1 - \left(\frac{P_k}{P_0}\right)_c}\right)^2 = 1$$

Γ lo ricavo dalle condizioni di progetto \rightarrow poiché è tutto noto posso seguire tutto con * e trovare la costante Γ .
Se le condizioni di prog. sono critiche quindi.

$$\frac{P_k^*}{P_0^*} < \left(\frac{P_k}{P_0}\right)_c \Rightarrow \left(\frac{\dot{m}^* \sqrt{P_0^{0*} v_0^{0*}}}{P_0^{0*}} = \Gamma\right)$$

In caso contrario (condizione subcritica)

$$\frac{P_k^*}{P_0^{0*}} > \left(\frac{P_k}{P_0}\right)_c \Rightarrow \left(\Gamma = \frac{\dot{m}^* \sqrt{P_0^{0*} v_0^{0*}} / P_0^{0*}}{\sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_k^*}{P_0^{0*}} - \left(\frac{P_k}{P_0}\right)_c}{1 - \left(\frac{P_k}{P_0}\right)_c}\right)^2}}\right)$$

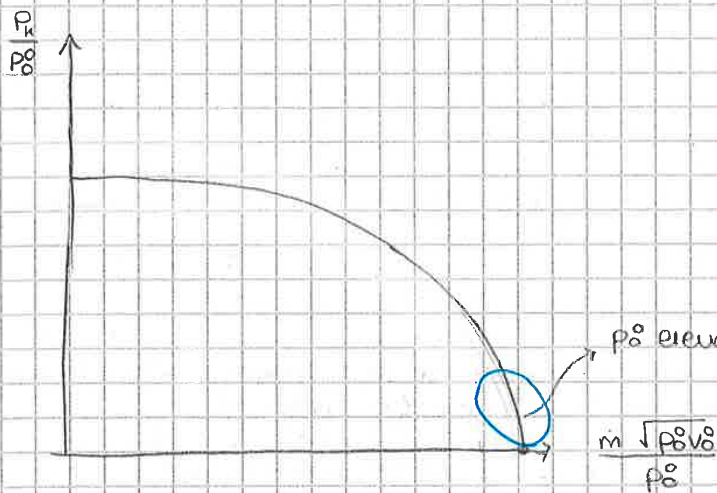
Calcolato Γ posso sostituirlo nelle 2 eq. e ricavo il legame tra portata e pressione

\exists + curve e non solo 1 perché la velocità di rotazione, che noi abbiamo trascurato, ha un certo effetto
ha pure un valore corretto uguale a:

$$\frac{n}{\sqrt{P_0 v_0}} = \text{numero di giri}$$

Questo su cosa ha effetto? Cambia il rapporto critico e il valore di Γ perché le varie curve, a portata costante, per \neq num di giri, hanno \neq valori

Questo detto prima, comunque, vale perché effetto del numero dei giri è limitato (effetti piccoli rispetto alla variazione della velocità che è, più del doppio)



curva è a p_0 molto elevato

Nella pratica la posso considerare critica, anche se non lo è mai

Esempio: prendo 1 turbina a 10 stadi ad azione, il rapporto critico di un singolo stadio è $\approx 0,55$.

$$\left(\frac{P_k}{P_0}\right)_c \approx 0,55 \cdot \underbrace{0,6^{10}}_{\substack{\text{stadi non critici} \\ \text{unico stadio critico}}} \approx 0,0055$$

Se considero la turbina non critica ($\Rightarrow 0,6$ per tutti e 10 gli stadi)

$$\frac{P_k}{P_0} \approx 0,6^{10} = 0,0060 \quad \longrightarrow \text{molto vicino a 0} \Rightarrow \text{posso dire che è quasi verticale il tratto}$$

NB: Se negli esercizi è indicato il rapporto critico, bisogna verificare che lo sia.
Se non viene detto nulla si può assumere la turbina come critica!

rispetto a p_0^* . Si ipotizza che O^* rimanga lo stesso: durante questa operazione il generatore di vapore viene controllato per garantire la pressione e la temperatura costante ($p_0^*, T_0^* = \text{cost}$).
 Ci sono le condute di pressione dal punto O : la pendenza di $\bar{O}K$ dipende dal comportamento del rendimento termodinamico interno (peggiora quando si ci si allontana dalle condizioni di progetto).
 Vedo cosa succede alla potenza controllando m e Δh :
 H_p : turbina critica prima e dopo la regolazione:

$$\dot{m} = \sqrt{\frac{p_0}{\rho_0 v_0}}$$

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} = \frac{p_0}{p_0^*} \frac{\sqrt{p_0^* v_0^*}}{\sqrt{p_0 v_0}} \approx 1$$

Se siamo a $h_0^* = h_0 \Rightarrow p_0^* v_0^* \approx p_0 v_0 \approx \text{costante}$
 troviamo una diminuzione seria di potenza che è proporzionale alla diminuzione di pressione. Andando a vedere il rapporto tra la potenza interna normale e quella di progetto si ha:

$$\frac{p_i}{p^*} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} \frac{(h_0^* - h_k)}{(h_0 - h_k^*)}$$

< 1 < 1 perché diminuisce il salto di pressione

Si ha 1 diminuzione della potenza utile

Cosa succede al rendimento?

Mi aspetto 1 riduzione del rendimento per 2 motivi: - la valvola di laminazione introduce irreversibilità che prima non aveva e - la turbina lavora in condizioni \neq da quelle di progetto allora η_0 si riduce. Sappiamo che η_0 è definito come:

$$\eta_0 = \frac{L_i}{(h_0 - h_{iis})}$$

Perché le perdite della valvola sono dovute al metodo di regolazione scelto, possiamo introdurre 1 specie di "recupero di espansione": $\eta_e = \frac{L_i^*}{h_0^* - h_{iis}^*} = \eta_0^*$ e fuori progetto:

$$\eta_e = \frac{L_i}{h_0^* - h_{iis}^*} < \eta_0 \Rightarrow \text{perché denom.} > \text{del denom. di } \eta_0$$

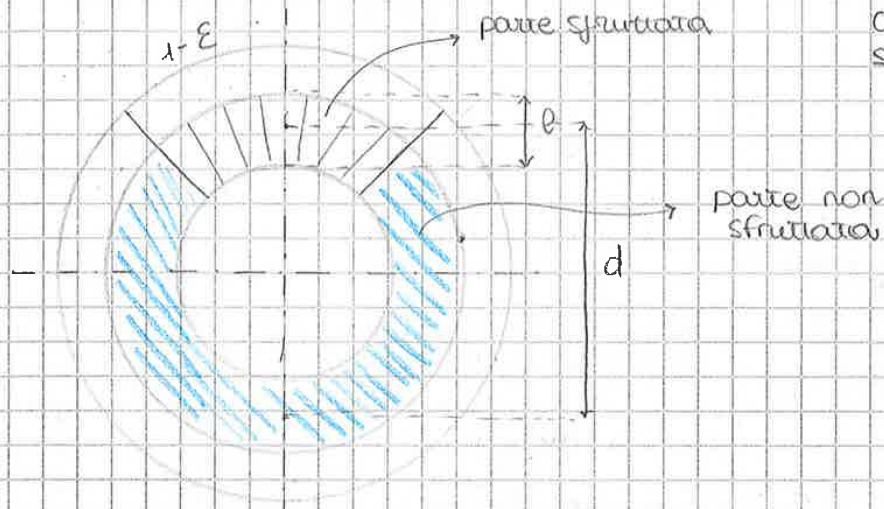
Sempre lo stesso salto di entalpia.

Il rendimento di espansione è un coeff. che tiene conto delle irreversibilità nell'insieme (turbina + valvola di laminazione), perché $(h_0 - h_{iis}) < (h_0^* - h_{iis}^*)$ per 2 motivi: 1 la turbina è ideale e 2 c'è stato l'intervento della valvola di laminazione.

Regolazione per parzialeizzazione

Più efficiente del precedente. Si basa sul fatto che Γ dipende dalla sezione di passaggio della turbina ($\Gamma = kA$)
 $\hookrightarrow k$ è una costante

$$\dot{m} = \Gamma \frac{P_0}{\sqrt{P_0 v_0}} = kA \frac{P_0}{\sqrt{P_0 v_0}}$$



ϵ = grado di parzialezz.

Se fossimo capaci di variare opportunamente l'angolo di passaggio del vapore, potremmo ridurre la portata senza intervenire sulla pressione di alimentazione. La parzialezz. consiste nell'escludere 1 parte di canali interpalazi dal flusso. la parte esclusa è pari ad ϵ , mentre la parte sfruttata sarà $1 - \epsilon$.

Usando questa tecnica su 1 turbina

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} = \frac{kA \frac{P_0}{\sqrt{P_0 v_0}}}{kA^* \frac{P_0^*}{\sqrt{P_0^* v_0^*}}} \quad H_p = p_0, v_0 = \text{cost.}$$

$$\Rightarrow \frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} = \frac{A}{A^*} = \frac{1 - \epsilon}{1 - \epsilon^*}$$

dove $A = A_{\text{max}} (1 - \epsilon)$

\hookrightarrow corrisponde a tutta la corona circolare

Area ridotta proporzionalmente a $(1 - \epsilon)$

Tecnica migliore della precedente perché non introduce perdite. Però è + complicata a livello costruttivo (devo avere sistemi che alimentano alcuni distributori invece che altri e sistemi che cambiano ϵ durante il funzionamento).

Non si può applicare sempre ma solo nel caso in cui il primo stadio della turbina è 1 stadio ad azione ($P_0, P_1 = \text{costante}$)

Il grado di parzialeizzazione variabile avviene ad intervalli discreti.

\hookrightarrow questo + stadio ad azione sono 2 limiti della parzialeizzazione

L'altra equazione, oltre (1), è:

$$h_{11} = h_0^* - \eta_{DPP} (h_0^* - h_{11, H}) \quad (2)$$

Per risolvere il sistema (1)(2) si può procedere iterativamente:
 se ho p_H posso trovare $h_{11, H}$, quindi trovare h_{11} . Da qui vado sul diagramma, trovo il p_{11} e trovo v_{11} corrispondente.
 la (1) può essere usata per verificare che il valore scelto da me sia coerente \Rightarrow

$$\sqrt{\frac{P_H}{V_H}} = \frac{1-\epsilon}{1-\epsilon^*} \sqrt{\frac{P_H^*}{V_H^*}}$$

\rightarrow valore di target

Se va bene ho finito, se no devo trovare un nuovo valore di p_H ,
 se $(P_H/V_H)^{1/2} >$ valore di target devo prendere un valore di $p_H \downarrow$

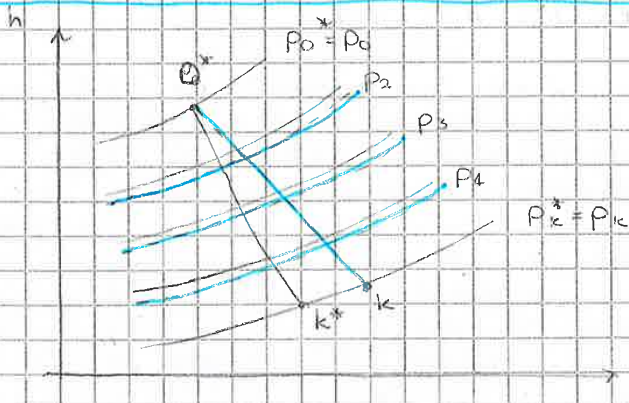
Osservazioni: fare al massimo 2 tentativi al compito; come 1° tentativo possiamo assumere come p_H il valore che si trova da

$$P_{H, tent} = P_H^* \frac{MBP}{mBP} = p_H^* \frac{1-\epsilon}{1-\epsilon^*}$$

"Prendo (1) e trascuro v_{povo} "

Suddivisione caduta di entalpia tra gli stadi di AP

Se ad esempio è formata da 4 stadi ed è 1 sola turbina $\Rightarrow p_0, T_0, p_k = \text{cost}$
 Se ho 4 stadi, ho 4 cadute di pressione.



\rightarrow quello parzializzato

Il primo stadio è governato da: $\frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} = \frac{1-\epsilon}{1-\epsilon^*}$

mentre lo stadio i-esimo, considerandolo prossimo alla criticità:

eq tipo con dei consumi $\leftarrow \frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} = \frac{P_i}{P_{vi}} \sqrt{\frac{P_i^* V_i^*}{P_i^*}}$ $(i = 2, 3, 4 \dots)$

Il 1 stadio comanda la portata, gli altri stadi si trovano ad 1 portata imposta, di conseguenza, poiché $\dot{m} \downarrow$, vedranno \downarrow la loro pressione.

Nuove pressioni \checkmark , il η peggiora e la trattata cambia con $0^* - k$.

Cosa succede alla portata della turbina:

$$\frac{m}{m^*} = \frac{m_e}{m_e^*} = \frac{p_0}{p_0^*}$$

La portata smaltita dalla turbina varia proporzionalmente di p_0/p_0^* perché il termine \sqrt{p} si elimina
 \Rightarrow sul diagramma $P_u - m_e$ ottengo 1 curva che mi lega univocamente P_u e m_e , dovuto al fatto che essendo nota p_0 è nota sia P_u che portata.

Per gli attriti meccanici e le perdite organiche la curva non finisce esattamente nell'origine ma un po' a destra ($\dot{m} > 0$) che genera quella potenza interna necessaria a compensare le perdite organiche

La Valvola V ha un grande effetto perché in (*) ha $h = 500 \text{ kJ/kg}$ e arriva al surriscald con 3000 kJ/kg . Basta 1 piccola portata per fare questo intervento.

Uso la valvola V3. Se viene parzialmente aperta, rimuovo il vincolo dell'uguaglianza di turbina e ut termica x_k 1 parte può by-passare la turbina \Rightarrow

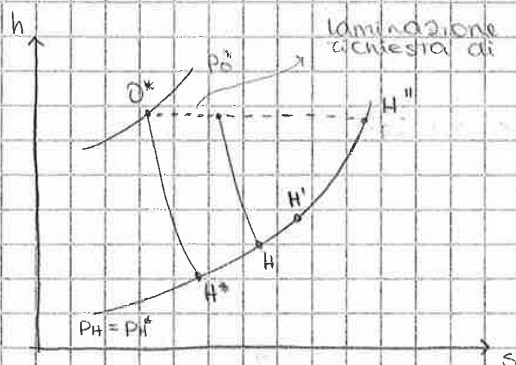
$$m_e = \dot{m} + \dot{m}_{V3}$$

Posso usare questa valvola per mandare + portata rispetto a ciò che necessita la potenza utile.

Mi copre la parte sotto la curva del diagramma $P_u - m_e$. \therefore la P_u sarà uguale a M , mentre la portata sarà:

$$\dot{m}_{V3} = \dot{m}_N - \dot{m}_M$$

Per fare ciò bisogna tenere conto del dimensionam. dell'impianto \Rightarrow l'uso del diagramma viene limitato alla zona tratteggiata; non si può andare al di sopra della curva OP. Il pt N è ottenuto attraverso l'uso contemporaneo di V1 e V3 (tutti i pt sotto la curva).
 Cosa succede nel diagramma di Mollier



($h_{H'}$ è 1 media ponderata tra il punto H e H'')
 \rightarrow senza desurriscaldatore

$h_{H'} \gg h_{H^*}$ per 2 motivi: incremento dovuto alla laminazione dovuta a V1 e per la miscelazione dei 2 flussi (H e H'')

Il bilancio entalpico sarà:

$$h_{H'} = \frac{\dot{m}_{V3} h_{H^*} + \dot{m}_M h_H}{\dot{m}_N}$$

Dato che $h_{H'}$ è aumentata di tanto, se l'ut termica ha bisogno di h costante, si userà il desurriscaldatore.

Per la BP, V_2 è aperta ma devo considerare cmq un probabile cambiamento (le condizioni passano da H^* a H):

$$\frac{\dot{m}_{BP}}{\dot{m}_{BP}^*} = \frac{P_{H'}}{P_{H^*}} \cdot \frac{\sqrt{P_{H^*} V_{H^*}}}{\sqrt{P_{H'} V_{H'}}} = \frac{V_{H^*}}{V_{H'}} \approx 1 \quad \text{press. uguali}$$

$V_H > V_{H^*}$ perché a parità di pressione ci stiamo spostando verso temperature + elevate a parità di p
 Possiamo dire che \dot{m}_{BP} diminuisce leggermente ma rispetto a \dot{m}_{AP} non è nulla \Rightarrow

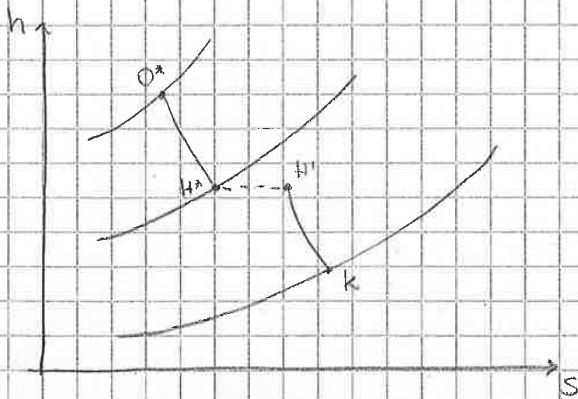
$\dot{m}_{BP} \approx \text{cost}$ (diminuisce leggermente)

$$\Rightarrow \dot{m}_e = \dot{m}_{AP} - \dot{m}_{BP} \downarrow \quad \text{e} \quad P_u = \underbrace{\dot{m}_{AP} (h_0 - h_H)}_{\text{scende molto}} + \underbrace{\dot{m}_{BP} (h_{H'} - h_k)}_{\text{contributo +/- costante}} \downarrow$$

Nel diagramma $P_u - \dot{m}_e$: \dot{m}_e si annulla quando \dot{m}_{AP} è uguale a \dot{m}_{BP} .

Nel pt A $\Rightarrow \dot{m}_e = 0 \rightarrow \dot{m}_{AP} = \dot{m}_{BP} \Rightarrow \Gamma_{AP} P_0 / \sqrt{p_0 v_0} = \Gamma_{BP} P_{H'} / \sqrt{P_{H'} V_{H'}}$
 Conoscendo le costanti della turbina posso trovare p_0 che determina l'uguaglianza tra le 2 portate

Ripartendo dalle condizioni di progetto, lamino su V_3 (V_1, V_4 : aperte, V_3 : chiusa). L'evoluzione è mostrata nel diagramma di Mollier: H' avrà 1 pressione \downarrow rispetto a quella dell'ut. termica



Si rifa il discorso sulla portata trattata:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{AP} - \dot{m}_{BP}$$

\dot{m}_{AP} rimane costante perché le sue condizioni rimangono invariate
 \dot{m}_{BP} invece cambia perché lamino

$$\frac{\dot{m}_{BP}}{\dot{m}_{BP}^*} = \frac{P_{H'}}{P_{H^*}} \cdot \frac{\sqrt{P_{H^*} V_{H^*}}}{\sqrt{P_{H'} V_{H'}}} \approx \frac{P_{H'}}{P_{H^*}} \Rightarrow \dot{m}_{BP} \text{ diminuisce}$$

La portata estratta aumenta perché \dot{m}_{AP} smorza sempre la stessa pressione mentre \dot{m}_{BP} diminuisce. La potenza utile diminuisce perché diminuisce la potenza sviluppata dalla pama pressione
 \Rightarrow mi muovo da BC.
 $\dot{m}_e \uparrow \quad P_u \downarrow$

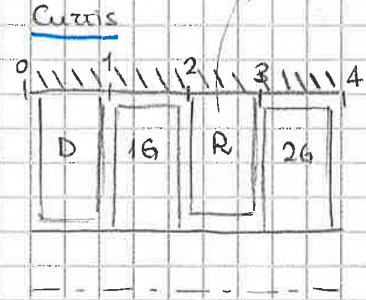
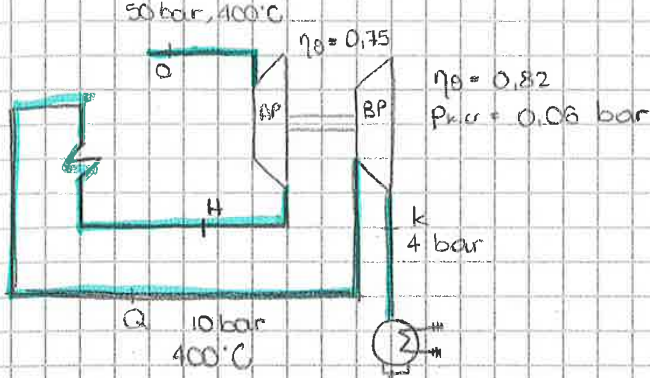
Il pt C è caratterizzato da $\dot{m}_{BP} = 0$ $\dot{m}_e = \dot{m}_{AP} = \dot{m}_{BP}^*$
 Dal pt C, l'impianto si comporta come se fosse un impianto a recupero totale \Rightarrow sfrutto quello che abbiamo visto e sfruttiamo l'azione combinata tra V_1 e V_2 (parto da C, V_2 chiusa, lamino su V_1 e ripercorro la curva del recupero totale arrivando all'origine)

Le valvole possono essere usate contemporaneamente

ESERCITAZIONE 1

Esercizio 1

Quando abbiamo p e p_{crit} dobbiamo verificare la critica, raddrizzatore



$p_1 < p_0$ $p_2 = p_3 = p_4 = p_1$
espansione tutta nel distributore

Il distributore si comporta come un ugello semplicem. convergente

$$\left(\frac{P_k}{P_0}\right)_{cr, Curtis} \approx 0,55 \quad \text{con } \kappa = 1,3 \text{ (valor medio per il vapore)}$$

la turbina curtis è critica perché $10/50 = 0,2 < 0,55$. Facendo lo specchietto so che la turbina di BP espande fino a 4 bar che è maggiore della p_{crit}.
L'1 diminuisce fino a quando non si raggiunge la vel. del suono \Rightarrow un elem. della bassa pressione è critico

	AP	BP
P	Critico	Subcritico
FP	Critico (X)	Critico

$$\left(\frac{P_k}{P_0}\right)_{cr, BP} = \frac{0,06}{10} = 0,006$$

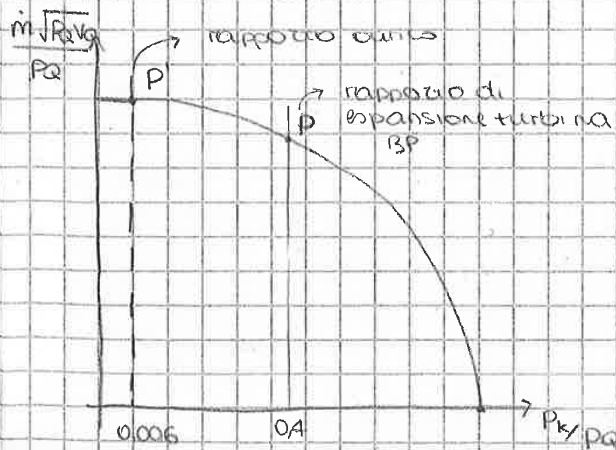
\rightarrow uso equaz. dell'ellisse

All'alta pressioni fuori progetto non so cosa succede di preciso, devo calcolarlo, pero se $P_k \downarrow$ mi posso aspettare una $P_1 \downarrow \Rightarrow$ sia critica

A livello analitico, la portata, che è uguale tra A e BP, è costante (AP) (questo perché in AP la turbina continua ad essere critica)

$$\dot{m}_{AP} = \dot{m}_{BP} \quad \dot{m}_{AP} = \Gamma_{AP} P_0^* \sqrt{\gamma P_0^* v_0^*} = \dot{m}_{AP} = \text{cost}$$

$$\dot{m}^* = \dot{m} = 100 \text{ T/h}$$



In BP, la portata fisica è costante, ma se considero il diagramma della turbina

$$\frac{\dot{m}' \sqrt{\gamma P_0^* v_0^*}}{P_0} > \frac{\dot{m} \sqrt{\gamma P_0^* v_0^*}}{P_0}$$

$\dot{m}' = \dot{m}$ perché AP rimane critica e stabilisce che \dot{m} non cambia. Mantengo costante le condizioni a monte

Contributo preponderante è quello della pressione: per $\uparrow \dot{m}$ corretta è $\downarrow P_0$
 $P_0 > P_0'$

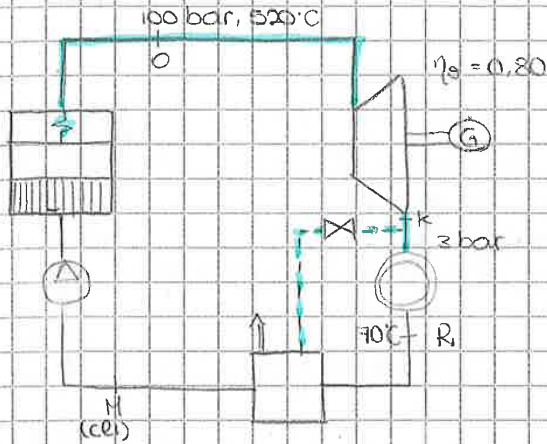
Nel 2° tentativo devo ↓ la pressione in modo da far diminuire quella quantità:

II° tentativo $p_{aII} = 9,4 \text{ bar}$
 $v_{aII} = 0,34 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$\left(\frac{p_a}{v_a}\right)_c = 5,173 \sqrt{\frac{\text{bar}}{\text{m}^3/\text{kg}}}$$

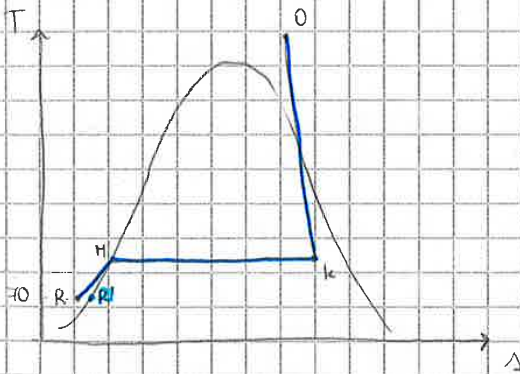
Ritengo accettabile

Esercizio 2



Impianto a recupero totale. Presente solo 1 valvola perché le altre non vengono usate

Posso aumentare h fino ad un certo punto perché non posso andare oltre la curva limite inferiore (M lo posizione li)



Posso valutare entalpia di R dalle tabelle, oppure la posso appross. con quella del pt R' che si trova sulla CLI alla stessa temperatura

$$h_R = h_{R'} \Big|_{70^\circ\text{C}} = 293,00 \text{ kJ/kg}$$

Individuo il pt M

$$h_M = \Big|_{3\text{bar}}^{cli} = 561,61 \text{ kJ/kg}$$

Posso arrivare da 293 fino 561 miscelando del vapore e usando h_k (la trovo partendo dal pt 0)

e usando il rendimento isoentropico):

$$h_0 = \Big|_{520^\circ\text{C}}^{100\text{bar}} = 3425 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{k, is} = \Big|_{s=s_0}^{3\text{bar}} = 2591 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_g = \frac{h_0 - h_k}{h_0 - h_{k, is}} \rightarrow h_k = h_0 - \eta_g (h_0 - h_{k, is}) = 2757,8 \text{ kJ/kg}$$

Posso prelevare 1 piccola portata perché h_k >> rispetto a h_M e h_R.



Piccola portata con grande entalpia è suff. per effettuare il salto entalpico tra R e M.

$$\dot{m} = \dot{m}^* = 100 \text{ t/h}$$

Portata nell'impianto determinata dalle turbine e non dall'ut. termica.
 Anche il GdV si deve adattare alla portata della turbina per mantenere le condizioni costanti in presenza di un flusso deciso dalla turbina.
 In alta ho 150 t/h, viene estratta 80 ⇒ in BP la turbina si deve adattare ad 1 portata di 70 t/h

$$h_o^* \begin{cases} 50 \text{ bar} \\ 450 \text{ °C} \end{cases} = 3316 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{is;H}^* = \begin{cases} 3 \text{ bar} \\ s = s_o^* \end{cases} = 2655 \text{ kJ/kg}$$

$$h_H^* = h_o^* - \eta_{gAP} (h_o^* - h_{is;H}^*) = 2787,20 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{is;K}^* = \begin{cases} 0,2 \text{ bar} \\ s_H^* \end{cases} = 2353 \text{ kJ/kg}$$

$$h_K^* = h_H^* - \eta_{gBP} (h_H^* - h_{is;K}^*) = 2439,82 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{AP}^* = 150 \text{ t/h}$$

$$\Rightarrow P_u^* = \eta_o [\dot{m}_{AP}^* (h_o^* - h_H^*) + \dot{m}_{BP}^* (h_H^* - h_K^*)] = 27,92 \text{ MW}$$

$$\dot{m}_{BP}^* = \dot{m}_{AP}^* - \dot{m}_e^* = 70 \text{ t/h}$$

Adesso analizzo le condizioni di fuori progetto: la portata di AP ↓ perché lamina; la \dot{m}_e dipende da cosa fa la turbina di BP

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{AP} - \dot{m}_{BP}$$

⇒ analizzo le turbine, posso dare AP

$$\frac{\dot{m}_{AP}}{\dot{m}_{AP}^*} = \frac{P_o}{\sqrt{P_o V_o}} \cdot \frac{\sqrt{P_o^* V_o^*}}{P_o^*} = \frac{P_o}{P_o^*}$$

le condizioni a monte variano lungo 1 isentropica (h cost)
 ⇒ in 1° approssimazione posso semplificare $\sqrt{\quad}$ perché sono ≈ cost a h cost
 la \dot{m}_{AP} a una pressione di ammissione

$$\Rightarrow \dot{m}_{AP} = 90 \text{ t/h}$$

Turbina di BP:

$$\frac{\dot{m}_{BP}}{\dot{m}_{BP}^*} = \frac{P_H}{\sqrt{P_H V_H}} \cdot \frac{\sqrt{P_H^* V_H^*}}{P_H^*}$$

la trasformaz. isentropica è tra H e H' ⇒ la $\sqrt{\quad}$ non si può semplificare dato che considero H' e H^*

Il volume massico V_H' lo trovo da Molier:

$$h_{H;S} \begin{cases} 3 \text{ bar} \\ s = s_o \end{cases} = 2747 \text{ kJ/kg}$$

$$h_H = h_o - \eta_{gAP} (h_o - h_{H;S}) = 2860,80 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{matrix} h_H' = h_H \\ P_H = 2 \text{ bar} \end{matrix} \right\} \Rightarrow V_H' = 1,07 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_H^* = 0,655 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_{K;S} = 2469 \text{ kJ/kg}$$

$$h_K = 2547,36 \text{ kJ/kg}$$

TURBINE A GAS

Sono l'alternativa alle turbine a vapore per produrre en. elettrica e usate anche nella propulsione aerea con motori turbogetto.

Sono formate da un compressore, un bruciatore e 1 turbina, dove turbina e compressore sono macchine multistadio, prevalentemente a configurazione assiale.

In questo caso lo schema dell'impianto è molto semplice.

Vantaggi (rispetto turbine a vapore)

- assenza condensatore e generatore di vapore. Presenti negli impianti a vapore: sono elementi ingombranti e pesanti. Inoltre il condensatore necessita di un fluido freddo \Rightarrow gli impianti a vapore devono essere costruiti vicino un corso d'acqua o un canale. Questo vincolo non c'è negli impianti a gas che normalmente sono a ciclo aperto: aspirano aria, introducono combustibile, fanno la combustione e poi scaricano i gas combusti nell'atmosfera \Rightarrow la fase di scarico del calore viene rimpiazzata da 1 sostituzione del fluido. (- assenza fluido/mezzo refrigerante)

- Impianti a gas sono + compatti perché a parità di pot utile sviluppano serve 1 minore portata volumetrica di fluido (aria rispetto al vapore) e questo significa macchina + piccola

- le pressioni raggiunte nell'impianto a gas sono molto più basse rispetto a quelle raggiunte dagli impianti a vapore (30 atm VS 150-200 bar dell'impianto a vapore)

Anche se le $T \uparrow$, dal pt. di vista strutturale ci sono meno vincoli e sono macchine più leggere \Rightarrow le durate dei transitori di avviamento e dei transitori termici è inferiore rispetto alla corrispondente durata negli impianti a vapore. \Rightarrow anche se la macchina a gas non è prontissima in assoluto ma è + pronta a rispondere alle variazioni di carico rispetto agli impianti a vapore

Viene usata per adeguare la pot di carico per coprire le pt programmate della domanda.

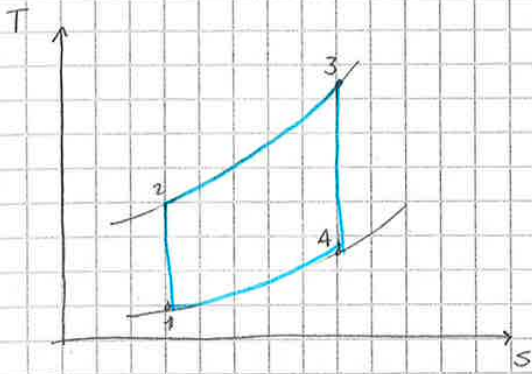
Svantaggi (dovuti soprattutto al rendimento)

- rispetto agli impianti a vapore hanno avuto $\eta \downarrow$ perché la sensibilità alle irreversibilità è maggiore. Questo perché, negli imp a vapore, la differenza tra il lavoro della turbina e quello delle pompe è molto + grande rispetto al caso delle turbine a gas, dove lavoro della turbina e del compressore hanno lo stesso ordine di grandezza (~ 100 MJ/kg)

Per far diventare le turbine a gas concorrenziali alle turbine a vapore si è pensato di aumentare la temperatura massima del ciclo migliorando i materiali e usando tecnologie opportune per il raffreddamento delle pale della turbina

Un'altro elemento che gioca contro il η è che l'introduzione del calore avviene a temperatura variabile (non ho fluido che cambia fase quindi si possono variare le temperature)

Ciclo termodinamico ideale di rifeimento : ciclo Joule



Costituito da una fase di compressione isentropica, una introduzione di calore isobara, una espansione isentropica e una cessione di calore isobara.

Dal punto di vista numerico, questo ciclo, costituisce un ottimo rifeimento per le turbine a gas, anche se, nel merito, bisogna parlare di un altro ciclo.

Cambiano 2 cose tra i 2 cicli : nel primo ci sono le perdite ed è aperto, mentre nel secondo non ci sono perdite ed è un ciclo chiuso. ⇒ dal pt di vista concettuale possiamo introdurre un altro ciclo :

Ciclo di lavoro senza perdite "ciclo limite" : posso confrontare il ciclo di lavoro della turbina con questo che è senza perdite. Il rendimento di questo ciclo è molto prossimo al rendimento termodinamico del ciclo Brayton - Joule, anche se è un po' inferiore.

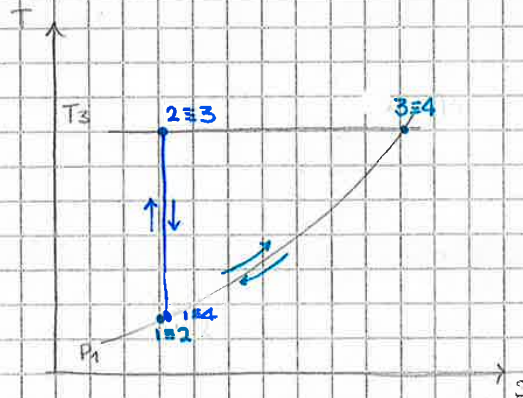
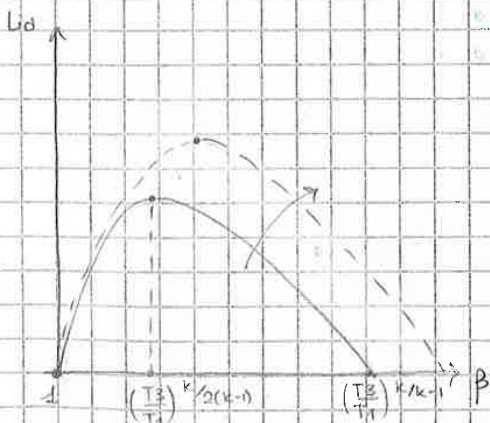
Studio il ciclo t. ideale come 1° approssimazione del ciclo limite della turbina (è un ciclo di lavoro)

Parametri

lavoro ideale: $L_{id} = \overbrace{c_p(T_3 - T_4)}^{L_{turb}} - \overbrace{c_p(T_2 - T_1)}^{L_{compr.}} = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^{k-1/k}}\right) - c_p T_1 \left(\beta^{k-1/k} - 1\right)$

$L_{id} = f(T_3, \beta)$

dove $\beta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4}$



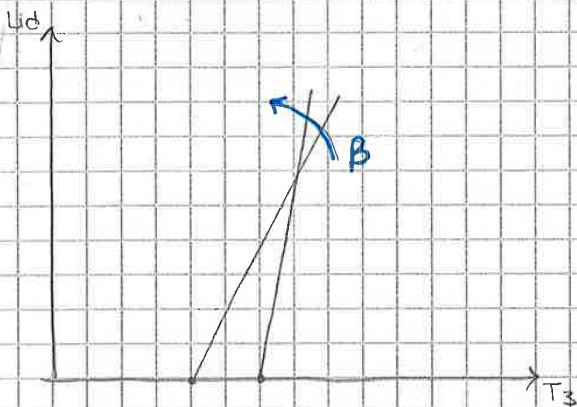
la funzione può essere tracciata sia in funzione di β usando T_3 come parametro sia viceversa. la funzione ha 2 zeri : $[\beta = 1$ (quora ^{si parte} partire il grafico da 1) e la stessa situazione lo posso vedere nel grafico Ts : fisso p_1, T_1 e T_3 , la situazione $\beta = 1$ corrisponde a $p_2 = p_1$ (non comprimiamo), si scalda lungo l'isobara arrivando fino a T_3 (non espando $\Rightarrow \beta = 1 \Rightarrow 3=4$) e torno indietro]. [l'altro punto ~~ka~~ lavoro nullo (altro zero) si trova a β molto elevati : parto sempre da 1 e dato che $\beta \uparrow \uparrow$ (caso limite) raggiunga direttamente T_3 . T_3 è la max temperatura tollerabile dell'impianto perché è legata ai limiti strutturali della palette della turbina \Rightarrow non posso introdurre calore \Rightarrow pt $3 \equiv 2 \Rightarrow$]

$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{\beta^{k-1/k}}$$



Nel ciclo ideale, $\eta \uparrow$ con β e non dipende da T_3 .
 Per $\beta=1 \Rightarrow \eta=0$. Poi andamento è monotono crescente.
 Convieni avere un $\beta \uparrow \uparrow$

Fisso il parametro β e faccio il grafico di l_{id} in funzione di T_3



$$l_{id} = T_3 c_p (1 - \frac{1}{\beta^{k-1/k}}) - c_p T_1 (\beta^{k-1/k} - 1)$$

per β_{max} il lavoro è nullo

$$\beta_{max} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\Rightarrow T_{3,min} = T_1 \beta^{k-1/k}$$

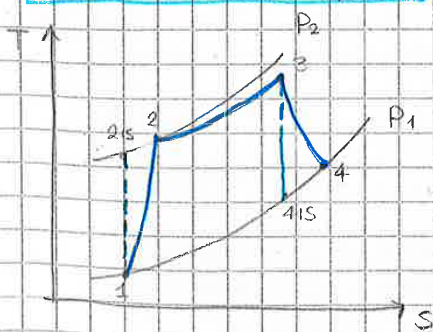
Fissato β , parto con $l_{id}=0$ poi se aumento T_3 , in modo lineare e con 1 certa pendenza aumenta l_{id} . Se aumento β , la T_{3min} aumenta, l'andamento cresce sempre linearmente ma con 1 pendenza \neq ($\beta \uparrow \rightarrow 1/\beta \downarrow \rightarrow 1 - 1/\beta^{k-1/k} \uparrow \Rightarrow$ la pendenza è + grande)

L'andamento del η rispetto a T_3 è una costante.

\rightarrow c'è quando c'è 1 combustione

Il ciclo limite è un ciclo senza perdite in cui passa un fluido che ha le steme caratteristiche di quello reale $\Rightarrow \eta < \eta_{id}$ del ciclo ideale. Comunque nel ciclo ci sono tutti gli elementi di cui non si può non tenere conto, anche se non ha perdite, ad esempio della combustione e quindi di un gas che ha a volte del combustione proprietà \neq dall'aria e proprietà termiche non costanti

Ciclo di lavoro reale



Abbiamo irreversibilità in tutti i pt, tranne in 4 perché scarica a p ambiente.

- perdite nel combustione \rightarrow espresse tramite un rendimento pneumatico

$$\eta_{\pi b} = \frac{P_3}{P_2} \approx 0,97 = 0,98$$

Poiché $P_3 < P_2$,

Il rappporto di espansione nella turbina

$$\beta_o = \frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2 \eta_{\pi b}}{P_1} = \eta_{\pi b} \beta_c$$

• Perdite energetiche nel combustore: viene liberata en. chimica ^{del combustibile} sotto forma di en. termica.

→ potenza liberata durante la combustione

$$\eta_b \dot{m}_{b,Hi} = (m_a + m_b) c_p (T_3 - T_2) \rightarrow \text{pot. termica che riesce a trasfrire al fluido}$$

rendim. di combustione $\eta_b \approx 0,95 \div 0,97$

Introduco η_b perché solo 1 parte di $\dot{m}_{b,Hi}$ può essere trasferita al fluido. Si dimostra che c_p è la capacità termica da mettere ed è 1 conseguenza di come è stato definito il pot. calorifico.

η_b influenzato da:
 - combustione incompleta
 - dispersione termica (non perfetto isolamento del combustore)

Potenza utile

$$P_u = \eta_b \cdot P_i = \eta_b (P_{i,t} - P_{i,c}) = \eta_b (m_a + m_b) L_r - m_a L_c = m_a \eta_b ((1+\alpha)/\alpha) L_r - L_c$$

dove $\alpha =$ dosatura dell'impianto = m_a/m_b

Ha un valore di riferimento stechiometrico $\alpha_{st} = m_{a,st}/m_b \approx 14,5$ gasolio
 $\approx 16-17$ gas natur.

Di solito $\alpha \gg \alpha_{st}$ ($\alpha \approx 30 \div 50$) e $\frac{1+\alpha}{\alpha} \approx 1$

Perché c'è 1 limitazione su T_3 è necessario usare ↑ eccesso d'aria per evitare un'eccessiva temperatura T_3 .

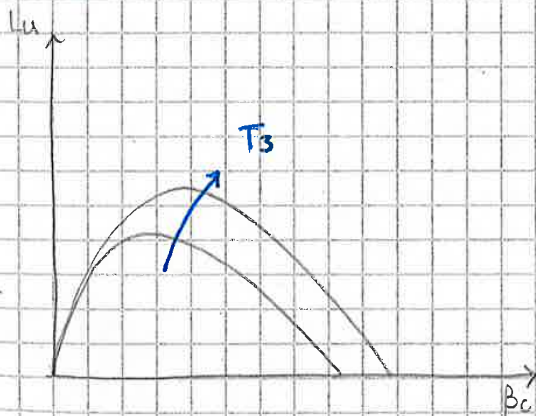
Si tiene conto che le portate sono ≠ però è una frazione ≈ 1 ($\frac{1+\alpha}{\alpha}$)

Se non ho parametri per identificare α posso dire che $\frac{1+\alpha}{\alpha} \approx 1$

Perché ho portate ≠, è utile definire il lavoro utile come $P_u /$ una portata (prendo m_a come portata di riferimento \Rightarrow lavoro utile convenzionale)

Lavoro utile

$$L_u = P_u / m_a = \eta_b \left(\frac{1+\alpha}{\alpha} L_r - L_c \right)$$



Posso mettere assieme questi lavori per rappresentare L_u .

L_u ha, qualitativamente, 1 forma molto utile di quella che aveva il lavoro ideale del ciclo termod.
 È sempre 2 valori in cui $L_u = 0$, \exists un $L_{u,max}$ che aumenta all'aumentare di T_3 (bc cresce leggermente all'aumentare di T_3)

Rendimento globale

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_{b,Hi}} = \frac{\alpha P_u}{m_a \dot{m}_b} = \frac{\alpha L_u}{H_i}$$

con $m_b = \frac{m_a}{\alpha}$

un'altra formulazione che possiamo usare, partendo dall'eq. di combustione che ci ricorda ^{il legame tra} ciò che bruciamo e il Q_i (calore che faccio entrare nell'impianto):

	$t_3 = 900^\circ\text{C}$	$t_3 = 1200^\circ\text{C}$
β_{max}	9 $Lu = 223 \text{ kJ/kg}$	13 $Lu = 362 \text{ kJ/kg}$
	$\eta_g = 0.322$	$\eta_g = 0.385$
β_{opt}	29 $Lu = 146 \text{ kJ/kg}$	67 $Lu = 196 \text{ kJ/kg}$
	$\eta_g = 0.395$	$\eta_g = 0.490$
β_{opt}	15 - 20 $Lu = 208 - 187 \text{ kJ/kg}$	30 - 40 $Lu = 321 - 286 \text{ kJ/kg}$
	$\eta_g = 0.357$ 0.385	$\eta_g = 0.465 - 0.472$

Modello semplificato

Bisogna vedere tanti altri aspetti legati alla progettazione fluidodinamica, in particolare potrebbero esserci problemi legati allo stallo del compressore (non so se lo può essere esatto)

Con $T_3 = 1200^\circ\text{C}$ ho dei β molto più grandi

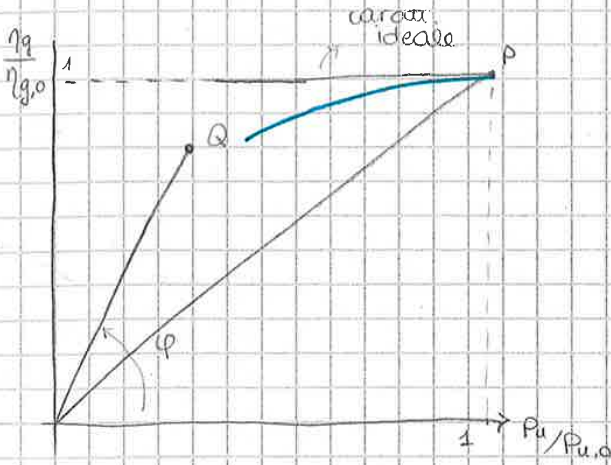
$\beta \approx 30$ va bene per non andare in stallo

Situazione reale: gli impianti string hanno particolari ignizioni di vapore. I quadratini bianchi sono impianti che hanno rigenerazione accoppiata con l'intercooling (potenziale molto alto perché $T_2 \downarrow$ all'uscita del compressore e c'è + possibilità di recuperare calore $\Rightarrow \eta_g \uparrow$). I simboli pieni e vuoti rappresentano il livello tecnologico (data Spauriacque). Rombo e triangoli distinguono le macchine in heavy duty o aero duty (AD): sono 2 moti alternativi di progettazione di turbina a gas (le prime sono usate per impieghi stazionari, quindi per produrre energia, le seconde (aero-derivate) sono usate sempre per la produzione di energia, ma derivate con minime modifiche da motori con impiego aeronautico). Quelle AD hanno η maggiori rispetto alle heavyduty, questo perché il criterio di progettazione è \neq : nelle HD si privilegia il lavoro al rendim. perché sono impianti grandi e si tende a minimizzare i costi fissi; nelle AD si privilegia il η perché vengono usati da aerei e $\uparrow \eta$ vuol dire $\downarrow mb$.

È un trend a crescere del rendimento con la potenza. Ci dice che è + facile progettare macchine grandi rispetto a macchine piccole \Rightarrow le macchine grandi hanno η + grandi per 2 fattori: - η_{tr} e $\eta_{\text{tc}} \uparrow$
- per i costi si accettano soluzioni più sofisticate per il raffreddamento della turbina.

AD $\beta \uparrow$, HD $Lu \uparrow$
 $\beta = 7:10$ piccola taglia
 $\beta = 10:20$ HD
 $\beta = 15:30$ AD

} altro grafico: anche qui trend a crescere con la potenza



Prendendo un pt generico Q, esso individua con l'asse delle ascisse un angolo φ tale che

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\eta_g / \eta_{g,0}}{P_u / P_{u,0}} = \frac{m_b / m_{b,0}}{m_b}$$

$$\eta_g = \frac{P_u}{m_b H_i} \rightarrow m_b = \frac{P_u}{\eta_g H_i}$$

- $\varphi > 45^\circ \rightarrow m_b < m_{b,0}$
- $\varphi = 45^\circ \rightarrow m_b = m_{b,0}$
- $\varphi < 45^\circ \rightarrow m_b > m_{b,0}$ (!)

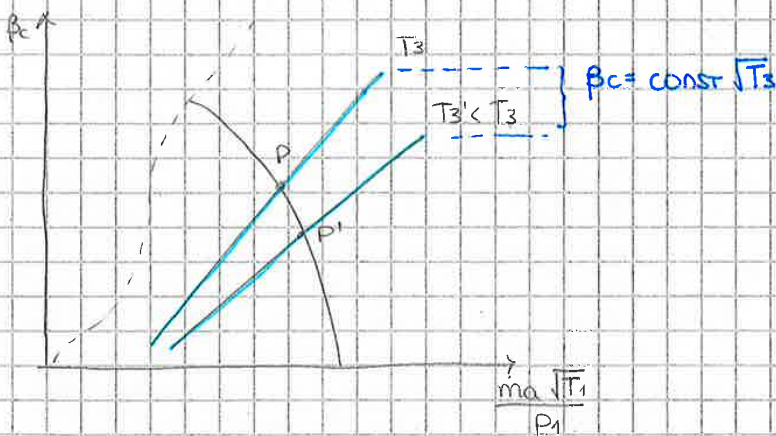
Per il pt Q, dove $\varphi > 45^\circ$, la $\operatorname{tg} \varphi > 1 \Rightarrow m_b < m_{b,0}$ (pt che stanno al di sopra della bisettrice del diagramma). Sulla bisettrice $m_b = m_{b,0}$ (dal pt di vista pratico, stiamo diminuendo la potenza ma stiamo diminuendo in modo proporz. anche $\eta_g \Rightarrow$ consumo la stessa quantità di combustibile del rispetto alle condizioni di progetto (non buona) la bisettrice è 1 specie di limite \rightarrow non conviene scendere al di sotto perché avrei $\uparrow m_b$ a fronte di \downarrow potenza (stupidoaggine colossale \rightarrow nessun senso \rightarrow disastrosa \rightarrow consumo di + ^{combusti} per dare meno potenza) \rightarrow caratterist. ideale

Tanto + vicini sono alla linea orizzontale + la caratteristica di regolazione () sarà buona.

Metodi di regolazione

- 1 riduzione m_b
- 2 laminazione sull'aspirazione compressore
- 3 variazione n_c (richiede modifica all'impianto perché di scelta è fissata)

1) Riduzione m_b



In condizioni di progetto (P) lavora con 1 certa T_3 . Bisogna capire come cambia P (pt di funzionam riducendo m_b) Ci aspettiamo $\downarrow T_3$ perché introduco meno pot termica alla combustione

Scrivo eq. di combustione:

{ Se P si sposta cambiano T_2 e m_a perché cambia il β }

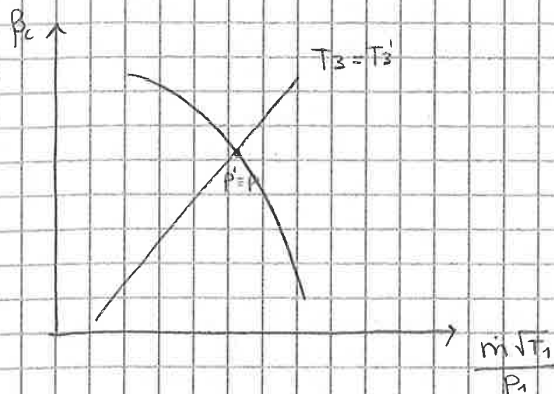
$$\eta_{b,m_b} H_i = (m_a + m_b) c_p (T_3 - T_2)$$

$$\eta_{b,H_i} = (1 + \alpha) c_p (T_3 - T_2)$$

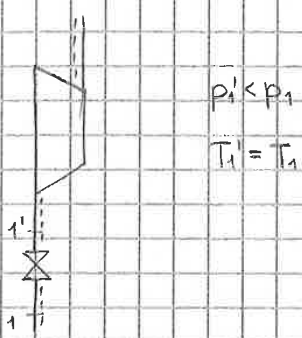
Se $m_a \approx \text{cost}$, $T_2 \approx \text{cost}$; $m_b \downarrow \Rightarrow \alpha \uparrow \Rightarrow T_3 \downarrow$. In prima approssimazione T_3 determina 1 spostamento della curva caratteristica della turbina verso 1 temperatura + basso ($T_3' < T_3$) Vado a lavorare in un pt P' caratterizzato da $\beta' < \beta_c$ e $m_a' > m_a$ anche se di poco. In realtà $T_2 \downarrow$ e $m_a \uparrow$ leggermente \Rightarrow a maggior ragione posso dire che $T_3 \downarrow$

le curve corrispondenti agli altri metodi di regolazione saranno ipotizzate nello stesso grafico

2) laminazione all'aspirazione del compressore



Parto sempre dalla caratteristica del compressore, in cui disegno la caratteristica della turbina. Questo metodo tenta di rimediare al η della regolazione precedente, mantenendo $T_3 = \text{cost}$. lo faccio attraverso la laminazione all'aspirazione del compressore: antepongo al compressore la valvola di laminazione che agisce sulle condiz. a monte del compressore causando una perdita di carico delle irreversibilita', che si traducono in una pressione $p_i < p_1$ a T costante perché la laminazione è isentropica e per un gas ideale isentropica vuol dire isoterma.



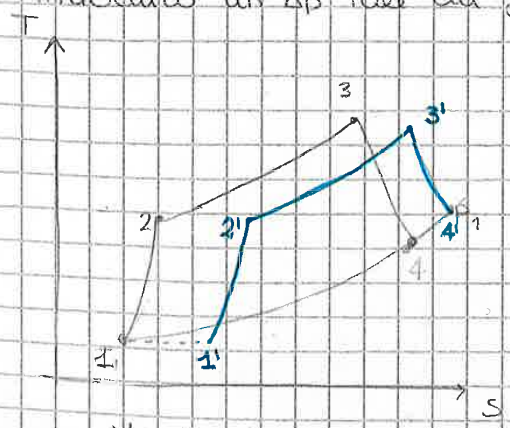
nella portata corretta

Caratteristica turbina: $\beta_c = \text{cost} \sqrt{T_3} \frac{m \sqrt{T_1}}{P_1}$
 Stiamo cambiando T_3 e P_1 , ma queste sono costanti nella variabile. Cioè, per la nostra particolare scelta di variabili, la variazione delle condizioni ambiente non influisce sull'equazione. Se $T_3 = \text{cost}$ la pendenza è costante $\Rightarrow P_1$ non si sposta rispetto a quello delle condizioni di progetto ($\beta_c = \text{cost}$, $\frac{m \sqrt{T_1}}{P_1} = \text{cost}$) \Rightarrow significa coppia di $\frac{m \sqrt{T_1}}{P_1}$

$$p_i = p \Rightarrow \frac{m \sqrt{T_1}}{P_1} = \frac{m \sqrt{T_1}}{P_1} \Rightarrow m \sqrt{T_1} = m \sqrt{T_1} \frac{P_1}{P_1}$$

fisica

Stiamo riducendo la portata di aria a coppia di portata corretta: sto diminuendo la densità del fluido $\Rightarrow m \downarrow$
 Tanto + lamino, tanto + diminuisce P_1 e quindi la portata. laminando introduco un Δp tale da far passare la portata nella valvola, \uparrow entro P_1 introducendo questo ostacolo.

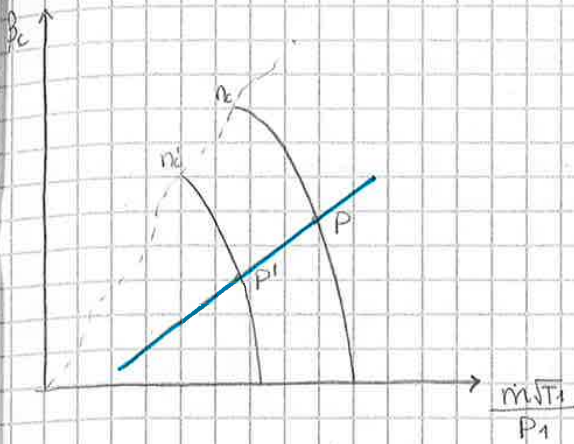


Perché $P_i = P \Rightarrow \beta_c$ e η_c sono uguali \Rightarrow anche L_c sarà lo stesso e α anche T_2'
 Perché $T_3' = T_3$ e $T_2' = T_2 \Rightarrow \alpha' = \alpha$ (stesso valore di saturazione)

Anche qui ci deve essere un intervento sull'impianto di ignizione perché la diminuzione di portata d'aria genera un aumento di temperatura T_3 che non è accettabile

$\beta_c' = \beta_c$
 $\eta_c' = \eta_c$
 $L_c' = L_c$

$T_2' = T_1 + L_c / c_p = T_2$ $T_3' = T_3 \Rightarrow \alpha' = \alpha$

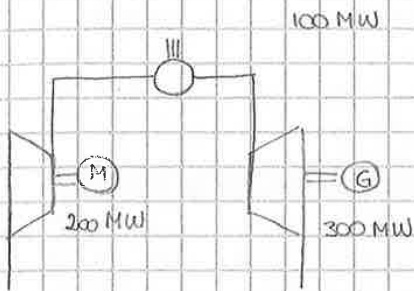


Metodo ottimale perché consente di cambiare la curva caratteristica del compressore, quindi cambiare il pt di funzionam., senza variare T_3 , con minore impatto sul rendimento. Vedremo che è irrealizzabile.

Avremo $\downarrow \beta_r \cdot \downarrow \beta_c \cdot \downarrow P_u$ per la \downarrow di portata, ma si hanno pochissime penalizzazioni sul rendimento.

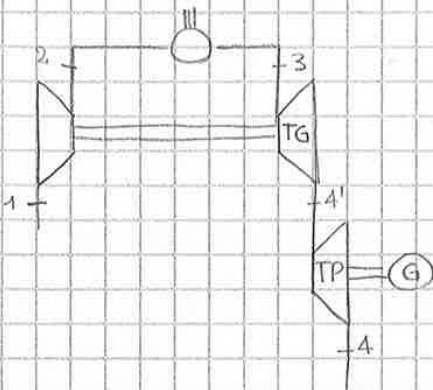
Nella realtà la turbina non può cambiare velocità a piacimento, ma deve mantenere la velocità fissa. Una soluzione potrebbe essere quella di separare le 2 macchine, trascinare il compressore con un motore elettrico, accoppiato con un inverter e dall'altra parte avere il generatore che lavora a vel. fissa.

Questa soluzione presenta problemi di costi perché si ha un'elevata potenza elettrica installata: es:



abbiamo un impianto di 100 MW \Rightarrow avremmo 200 MW di motore elettrico e 300 MW di generatore (grossomodo) \Rightarrow la pot. elettrica installata è 5 volte maggiore all'impianto tradizionale. Soluzione proibitiva dal pt di vista dei costi.

Si adotta l'impianto bi-albero (esistono 2 variabili) per svincolare la vel. del compressore da quella della rete.



Si hanno 2 turbine, posizionate su 2 alberi differenti: la prima è collegata al compressore e non all'utenza ed è chiamata turbina generatrice di gas (genera i gas per la 2° turbina). La 2° turbina è la turbina di potenza che, sfruttando un Δh , genera potenza (non deve trascinare nessun compressore).

La turbina di pot. può essere sia nell'alta pressione che in bassa. Noi vediamo il caso della BP.

Bisogna capire come si ripartisce il

β_c : abbiamo quello complessivo e poi si divide in 2: 1 per TG e uno per TP. Per produrre potenza il punto 4' deve essere maggiore del pt 4.

Perché TG trascina il compressore, la pot. generata sarà quella che serve al compressore; Scrivo eq di equilibrio all'albero della TG:

$$\eta_m \cdot m \cdot g \cdot L_{TG} = m_a \cdot L_c$$

tengo conto delle perdite all'albero

Il η_v non dipende da $\beta \Rightarrow$ se

$$\eta_{v,r,t_3} = \text{cost} \Rightarrow T_3/T_4' = \text{cost}$$

Non so se T_3 rimane costante, so cosa succede al rapporto.
Per andare avanti introduco hp semplificative perché bisogna descrivere in maniera approssimata come si comporta il compressore al variare del numero di giri perché T_4' dipende da L_c

Introduco il coeff. di pressione o di lavoro. Ho 2 varianti

$$1) \psi = \frac{L_1}{u''^2}$$

$$2) L_1/u''^2 = \psi$$

$u'' =$ velocità periferica all'uscita dalla girante del compressore
Nel caso di compressore centrifugo con pale radiali ($\beta'' = 90^\circ$) si sa che:

$$L_1 = u''^2 \rightarrow \psi = 2 \quad \leftarrow \text{esempio}$$

Nei compressore assiale multistadio. Assumo:

$\psi \approx \text{cost} \rightarrow$ non è proprio così ma va bene per la trazione

$$L_c \propto u''^2 \propto n_c^2 = A \cdot n_c^2$$

L_c prop. alla velocità di rotazione delle pale al quadrato, cioè \propto alla vel. di rotazione del compressore $\Rightarrow L_c = A \cdot n_c^2$

Tornando all'eq. di equilibrio all'albero:

$$\eta_m m g L_{i,t_3} = m a l_c$$

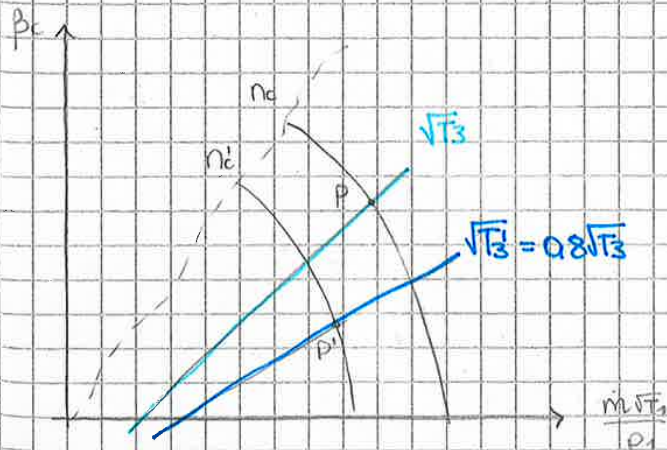
la riscivo introducendo le temperature

$$\underbrace{\eta_m \frac{1+\alpha}{2} c_p T_3}_{\text{costante } B} \underbrace{\left(1 - \frac{T_4'}{T_3}\right)}_{\text{cost } C} = A \cdot n_c^2$$

$$\Rightarrow A n_c^2 = B T_3 (1 - C) \Rightarrow T_3 \propto n_c^2$$

T_3 non può rimanere costante

Comunque è il metodo di regolazione migliore: lo capisco guardando la caratteristica.



$n_c \rightarrow$ condizioni di progetto, la pendenza della retta dipende dalla radice di T_3 .

So che se $\downarrow T_3$, il compressore lavora su $\beta \downarrow$, perché se riduco n_c , ad esempio:

$$n_c' = 0.8 n_c$$

n_c' comporta

$$T_3' = 0.64 T_3 \quad \text{perché proporzionale a } n_c^2$$

Esercitazione 2

Esercizio 1

$\eta_b \approx 1$
 $\eta_{mb} \approx 1$ → perché trascuro le perdite di carico e di calore nel combustore

Perché non viene fornito h_i , a parità di T_2 e T_3 , posso assumere che $\frac{\alpha+1}{\alpha} \approx 1$. Per semplificare h_p $c_p \approx c_p' \Rightarrow$ Temp. gas costante

$R=R'$, calcolo il η utile in condizione di progetto

$$L_c = \frac{1}{\eta_c} c_p T_1 (\beta_c^{R/c_p} - 1) = 207268 \text{ J/kg}$$

$$L_r = c_p (T_3 - T_4) = 376920 \text{ J/kg}$$

$$L_u = \eta_c (L_r - L_c) = 0,97 (376920 - 207268) = 164562 \text{ J/kg}$$

$$Q_1 = \frac{1+\alpha}{\alpha} c_p' (T_3 - T_2) \approx c_p (T_3 - T_2) = 672216 \text{ J/kg}$$

$$\Rightarrow \eta_g = \eta_b \frac{L_u}{Q_1} \approx \frac{L_u}{Q_1} = 0,245$$

Condizione di regolazione: laminazione

$$T_3' = T_3; \quad p_i = 0,8 \text{ bar}$$

rendimenti delle macchine costanti. Ho quello del compressore e posso ricavarmi quello della turbina, sapendo che ho T_3 e T_4 , ho il lavoro e $\beta_c \Rightarrow$

$\beta_c = \beta_c' = 5$ in condizioni di progetto

$$\frac{T_3}{T_4} = \beta_c \frac{m'-1}{m'} \Rightarrow \frac{m'-1}{m'} = \frac{\ln T_3/T_4}{\ln \beta_c} = 0,24011$$

↳ scrivere almeno 5 cifre perché η sensibile a m

$$\eta_{T'} = \frac{m'-1}{m'} \cdot \frac{k}{k-1} = \frac{m'-1}{m'} \frac{c_p}{R} = 0,870$$



Quando lamino all'aspirazione e non cambiamo T_3 , il pt di funz. non si modifica, e quindi:

$$\beta_c' = \beta_c \quad \eta_c = \eta_c' \quad L_c' = L_c \quad T_2' = T_2$$

$$\frac{T_3}{T_{4,1s}} = \left(\beta_{T,AP} \right)^{\frac{R}{C_p}} \quad \beta_{T,AP} = \left(\frac{T_3}{T_{4,1s}} \right)^{\frac{C_p}{R}} = 2,585$$

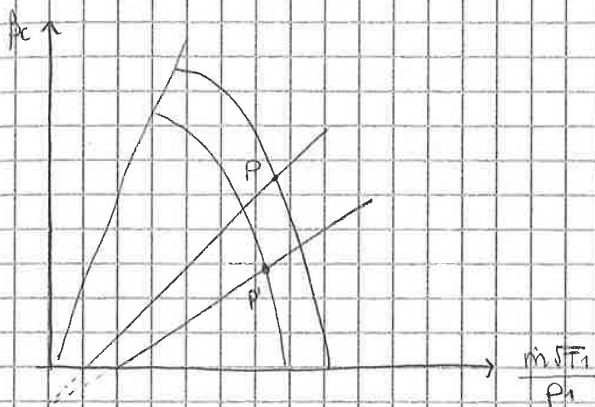
$$\beta_T = \beta_{T,AP} \cdot \beta_{T,BP} = 5 \quad \Rightarrow \quad \beta_{T,BP} = 1,935$$

$$P_u = \eta_b m \dot{g} L_{TBP} = \eta_b \cdot m \dot{a} c_p (T_{4,1s}) \left(1 - \frac{1}{\beta_{TBP}^{R/C_p}} \right) \cdot \eta_{tBP} = 2,479 \approx 2,48 \text{ MW}$$

$$\eta_g = \eta_b \frac{L_u}{Q_1} \approx \eta_b \frac{P_u}{Q_1} = \frac{P_u}{m \dot{a} Q_1} = 0,186$$

$$Q_1 = m \dot{a} \cdot \frac{1+\alpha}{\alpha} c_p (T_3 - T_2)$$

$$T_2 = T_1 + \frac{L_c}{C_p} = 486,19 \text{ K} \quad Q_1 = c_p (T_3 - T_2) = 666,897 \text{ J/kg}$$



la portata subisce un aumento a causa del cambio della caratteris. del compres. e una diminuzione perche' $\eta_c \downarrow$.

$$\frac{T_3}{\eta_c} = \text{cost}$$

$$\frac{L_c}{\eta_c} = \text{cost}$$

mettendole in relazione trova un rapporto costante

$$\frac{T_3}{L_c} = \text{cost}$$

$$L_c' = \frac{1}{\eta_c} c_p T_3 \left(\beta_c^{R/C_p} - 1 \right) = 199098 \text{ J/kg}$$

$$\frac{L_c'}{L_c} = \frac{T_3'}{T_3} \quad \Rightarrow \quad T_3' = T_3 \frac{L_c'}{L_c} = 1051,90 \text{ K}$$

Ritornando l'eq. di equilibrio all'albero

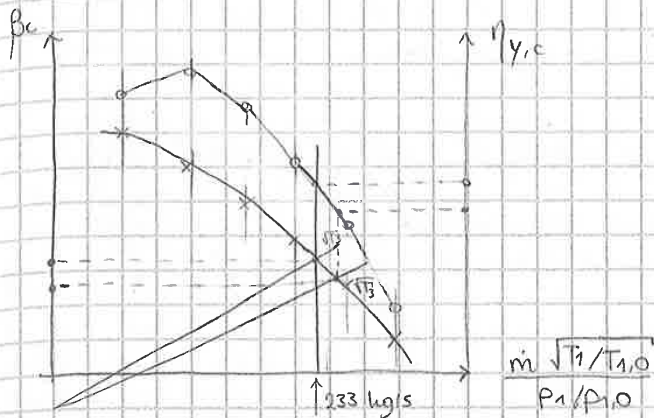
$$L_c' = \eta_m L_{TAP} = \eta_m c_p (T_3' - T_{4,1s}') \quad \Rightarrow \quad T_{4,1s}' = T_3' - \frac{L_c'}{\eta_m c_p} = 857,86 \text{ K}$$

$$L_c' = \eta_m \eta_{TAP} c_p (T_3' - T_{4,1s}') \quad \Rightarrow \quad T_{4,1s}' = 809,35 \text{ K}$$

$$\beta_{T,AP}' = \left(\frac{T_3'}{T_{4,1s}'} \right)^{\frac{C_p}{R}} = 2,585 \quad \rightarrow \quad \beta_{T,BP}' = 1,780$$

la turbina è critica, sapendo il valore di T_3' posso calcolare $m \dot{a}$

Esercizio 4



Ripeto sul grafico i punti della tabella
 Condizioni ambiente:
 $P_1 = P_{1,0} = 1 \text{ atm}$ $T_1 = T_{1,0} = 20^\circ\text{C}$

La portata corretta è in kg/s perché la portata è normalizzata. Inoltre, quando $T_1 = P_1 = \text{cond. ambiente}$, la port. corretta coincide con quella effettiva

Ogni pt è caratterizzato pure dall'efficienza. Funzione lineare a tratti

Condizioni di progetto: procedendo per interpolazione lineare

$$\dot{m} = m \frac{\sqrt{T_1/T_{1,0}}}{P_1/P_{1,0}} = 233 \text{ kg/s} \quad \beta_c = 19,9 \quad \eta_{y,c} = 0,824$$

$$L_c = c_p T_1 \left(\beta_c \frac{1}{\eta_{y,c}} - 1 \right) = 521311 \text{ J/kg}$$

$$T_2 = T_1 + L_c/c_p = 787,487 \text{ K}$$

$$\eta_{oH_i} = (1+\alpha) c_p' (T_3 - T_2) \Rightarrow \alpha = 56,24$$

$$\beta_T = \eta_{mb} \cdot \beta_c = 19,303 \quad L_T = \eta_{t c_p'} T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_c'^{0,5 c_p'}} \right) = 745205 \text{ J/kg}$$

$$L_u = \eta_o \left(\frac{1+\alpha}{\alpha} L_T - L_c \right) = 227659 \text{ J/kg}$$

$$P_u = \dot{m} L_u = 53,044 \text{ MW} \quad \eta_g = \frac{P_u}{\dot{m} o_{H_i}} = \frac{\alpha P_u}{\dot{m} o_{H_i}} = 0,305$$

Con la regolazione

$$\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_g'} = \frac{P_3}{P_3'} \sqrt{\frac{T_3}{T_3'}} = \frac{\beta_c'}{\beta_c} \sqrt{\frac{T_3}{T_3'}} \approx \frac{\dot{m}_a'}{\dot{m}_a}$$

Il rapporto tra \dot{m}_g può essere approssimato al rapporto delle portate d'aria perché possiamo approssimare, con un errore $< 1\%$ che:

$$\frac{1+\alpha'}{\alpha'} \approx \frac{1+\alpha}{\alpha}$$

Sul diagramma del compressore posso tracciare:

$$\dot{m}_a' = \left(\dot{m}_a \sqrt{\frac{T_3}{T_3'}} \cdot \frac{1}{\beta_c'} \right) \cdot \beta_c'$$

↳ coeff. angolare della retta che ci serve

Una volta tracciata trovo il nuovo β_c e il nuovo $\eta_{y,c}$
 Non graficamente; analiticamente:

$$\dot{m}_a' = 12,3419 \beta_c'$$

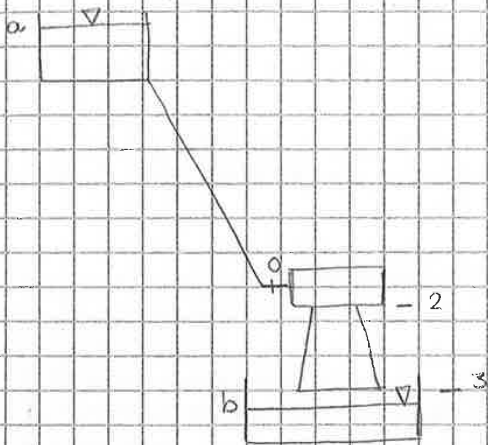
TURBINE IDRAULICHE

Sono macchine idrauliche. Sono al 100% macchine che lavorano con H_2O . La turbina sfrutta l'en. potenziale dell'acqua in un serbatoio a quota + elevata rispetto al serbatoio di scarico.

Si tratta di 1 fonte rinnovabile perché l'acqua è disponibile naturalmente a quota + elevata. La cosa + vantaggiosa rispetto alle macchine termiche è che qui non devo convertire calore in lavoro, ma ho en. potenziale disponibile che è q.d. en. meccanica. Si tratta quindi di convertire en. meccanica disponibile in en. meccanica disponibile per un albero. È un problema fluidodinamico e meccanico \Rightarrow i rendimenti saranno + elevati.

Dal pt di vista operativo, il fatto che il fluido sia incompressibile, rende queste macchine del tutto insensibili agli aspetti termici. \Rightarrow T_{H_2O} non ha impatto sulle prestazioni della macchina, gli scambi termici sono molto inferiori rispetto a quelli delle macchine termiche e non hanno impatto sulle prestazioni. Poiché la temperat. non conta, anche entalpia e entropia vengono trascurate.

Il primo principio viene considerata in forma meccanica: non ne parliamo



Ho un serbatoio di monte, 1 condotta forzata se il dislivello è di un certo livello, chiocciola esterna di raccolta, un fluido ad ingresso radiale e uscita assiale e a valle c'è un elemento chiamato diffusore. Sotto c'è un serbatoio di scarico.

Il diffusore è un tubo a sezione crescente che serve a recuperare l'en. cinetica di scarico della turbina. Non è paleato e non è sempre presente (non c'è nella

Felton perché lavora a dislivelli molto elevati. Nella Francis e nella Kaplan (c'è)

La macchina è tutto quello compreso fra 0 e 3 (uscita macchina)

Recupero en. cinetica perché il fluido viene rallentato e recupero pressione (Bernoulli) \rightarrow sezione crescente. Il recupero di E_c non è mai completo perché ho pure gli attriti

il diffusore ha 1 pressione + bassa in 2 e ciò consente, tra 0-2, di estrarre + lavoro. Poiché $p_2 < p_{amb}$ potrei avere il problema di cavitazione: H_2O inizia a vaporizzare e danneggia la macchina (montana la macchina dalle prestazioni per cui era stata progettata).

$$H_u = H_d - \underbrace{y_c - \frac{C_3^2}{2g}}_y = H_d - y$$

↳ y = raggruppamento tutte le perdite

1° p. termod. in forma meccanica tra 0 e 3:

$$L_i = g(H_0^0 - H_3^0) - L_{wt}$$

$$L_i = g H_u - L_{wt}$$

Il lavoro ottenibile dalla turbina è legato alla caduta utile della turbina stessa ma inferiore perché c'è L_{wt} (somma di 3 contributi: parte fissa, girante e diffusore). Ho η politropico o idraulico:

$$\eta_{pol} = \eta_y = \frac{L_i}{L_{i,pol}}$$

↳ idraulico

$\eta_{pol} = \eta_y$ perché parte termica è trascurabile

0-3; $L_{wt} = 0$ (turbina senza attrito) $\Rightarrow L_{i,pol} = g H_u$

Se confronto questa equazione con quella del lavoro, notiamo che il lavoro politropico è dato da:

$$L_{i,pol} = L_i + L_{wt}$$

↳ lavoro perdita secca

\Rightarrow il lavoro interno della macchina si può anche esprimere come:

$$L_i = g H_u - L_{wt} = \eta_y g H_u$$

Efficienza di conversione della caduta utile nella turbina. Non ha rendim. termodinamici ($\eta_y \approx 0,90$)

Ho altre forme di perdita; soprattutto parlando di potenza:

1) Rendimento volumetrico: data 1 cura portata nominale della macchina, 1 frazione piccola non produce lavoro perché spugge tra i giochi presenti tra parti fisse e parti mobili:

$$\eta_v = \frac{\dot{m} - \Delta \dot{m}}{\dot{m}} \approx 0,99$$

Non è stato introdotto nelle turbine precedenti perché multistadio e quindi + difficile da calcolare. Queste turbine sono monostadio;

\Rightarrow la potenza interna sarà diminuita di η_v :

$$P_i = \eta_v \dot{m} L_i$$

2) Perdite meccaniche + ausiliari: introduco un η_0 in modo che:

$$P_u = \eta_0 P_i \Rightarrow P_u = \eta_0 \eta_v \dot{m} L_i \Rightarrow P_u = \eta_0 \eta_v \eta_y \rho Q g H_u$$

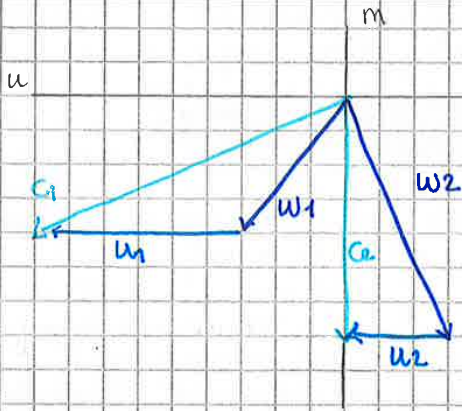
$\rho g \rightarrow$ peso specifico

↳ \dot{m} espressa come portata volumet.

$$P_u = \eta_t \rho Q g H_u \quad \text{dove} \quad \eta_t = \eta_0 \eta_v \eta_y \approx 0,85 \div 0,92 \quad \text{in cond. prog.}$$

↳ trinomio di Bernoulli (quanto pot posso estrarre da 1 corrente di H_2O)

valori + bassi se mi allontanano dalle cond. di progetto



u = direzione tang. del moto
 m = direzione meridiana (\perp a u e da luogo alla portata)

In condizioni di progetto presenta 1 certa inclinazione della pala che corrisponde ad 1 determinata direzione del flusso all'uscita del distributore che quindi rapp. l'ingresso della paletteatura mobile. Nella turbina Francis, m coincide con la direzione radiale all'ingresso della girante (sezione 1) e con quella aniale all'uscita " " " " .

Il triangolo della turb. Francis presenta un angolo di ingresso piccolo ($20-30^\circ$ rispetto ad u). $c_1 =$ velocità assoluta. c_1 la scompongo in 2 contributi: $u \rightarrow$ vel. tangenziale della paletteatura $w \rightarrow$ " fluido relativa alla paletteatura

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

Il triangolo in uscita ha c_2 molto vicina a m (c_2 fatta aniale perché il diffusore, a valle della macchina, non riesce a recuperare l' E_c corrispondente a un moto tangenziale tipo elicoidale \Rightarrow riduco tanta la componente tang. in uscita). $u_2 < u_1$ (velocità periferica delle palette) perché la macchina è centripeta

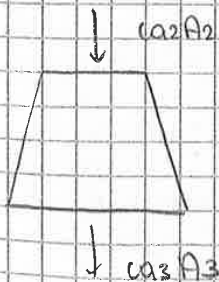
NOTI i triangoli, L_i viene dalla conservazione del momento angolare

$$L_i = u_1 c_1 - u_2 c_2$$

Per avere $\uparrow L_i$ è necessario avere $c_1 \uparrow \Rightarrow$ angolo di ingresso molto piccolo. c_2 in questo caso è 0.

Avere c_2 molto negativa vuol dire avere c_2 che si inclina sempre + verso dx e diventa in modulo sempre + grande, questo è un problema per il recupero dell'en cinetica perché se aumenta il modulo ho + E_c da recuperare (diffusore compito + gravoso) e perché il diffusore non è nient'altro che un tubo a sezione variabile \Rightarrow ha A_2 e A_3 e il valore del recupero di E_c è legato all'area e alla componente della velocità perpendicolare a quest'area. \Rightarrow a parità di densità

$$\cos \alpha_2 A_2 = \cos \alpha_3 A_3$$



\Rightarrow riduco solo la componente aniale
 Se ci fosse 1 componente tangenziale, questa componente si sovrapporrebbe alla vel. aniale e questa velocità non sarebbe recuperabile.

Ho 2 quantità che sono proporzionali al quadrato della $u \Rightarrow$, in simil. fluidod., η è costante (2 macchine o la stessa macchina che lavora in $p \neq$, in similitudine, avrà lo stesso η idraulico), Il η lo posso estendere a tutti i punti in similitudine.

A H_u, Q, n trovati prima, aggiungo la dimensione caratteristica D . Prendo 2 macchine e fisso i parametri di 2 per ottenere la simil. fluid. con 1.

$$\begin{matrix} \text{mac 1)} & H_u, Q, n, D \\ \text{mac 2)} & H_u', Q', n', D' \end{matrix} \quad \left. \vphantom{\begin{matrix} \text{mac 1)} \\ \text{mac 2)} \end{matrix}} \right\} \text{ simil. fluid.}$$

Cosa implica? Visto che $\eta = \text{cost} \Rightarrow$

$$\frac{L_1'}{L_1} = \frac{H_u'}{H_u} = \frac{u_1'^2}{u_1^2} = \frac{c_1'^2}{c_1^2} \rightarrow L_1 \propto \text{a qualunque velocità}^2 \text{ perché i triangoli sono simili}$$

\hookrightarrow x simil. dei triangoli

$L_1 \propto u_1^2$

Esprimo

$$\frac{u_1'}{u_1} = \frac{n'}{n} \cdot \frac{D'}{D} = \sqrt{\frac{H_u'}{H_u}} \Rightarrow \frac{n'}{n} = \frac{D}{D'} \sqrt{\frac{H_u'}{H_u}} \quad (1) \quad \text{sempre in similitudine}$$

considerando la portata che passa nella macchina:

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D'}{D}\right)^2 \cdot \frac{c_1'}{c_1} = \left(\frac{D'}{D}\right)^2 \cdot \frac{H_u'}{\sqrt{H_u}} \quad (2)$$

La portata è data dal modulo della sezione per la vel L alla sezione: la sezione, in simil. geometrica, sarà proporz. al quadrato della dimensione caratteristica

(1)(2) mettono in relazione alcune caratt. della turbina in similit.

Si ci riferisce ad 1 configurazione di riferimento che prevede:

$$D' = 1 \quad H_u' = 1 \text{ m} \Rightarrow \begin{matrix} Q' = Q_s & (\text{portata specifica}) \\ n' = n_s & (\text{num di giri specifico}) \end{matrix}$$

Posso ricavare il valore numerico; dalla (1) trovo:

$$n_s = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H_u}}$$

Da (2) invece:

$$Q_s = \frac{Q}{\sqrt{H_u} \cdot D^2}$$

} COST in similitudine fluidodinamica

Le quantità conservano le unità di misura ordinarie (non di mentircare 1 m per D e 1 m per H_u)

n_s e Q_s sono il num dei giri e la portata che deve alimentare 1 turbina simile a quella in studio (turbina che lavora con $H_u, D, Q, \eta \rightarrow$ macchina reale), avendo diametro di 1 m e caduta utile di 1 metro al fine di lavorare in condizioni di simil. fluidodinamica con la macchina reale.

Introducendo questi parametri, in cond. di simil. fluidodinamica,

effizienti ad un modello che ha determinati valori e che lavora in similitudine con la macchina che devo progettare
 ⇒ identico $Hu' = 1m$ e $Pu' = 1CV$

⇒ $n' = n_c$ e si chiama num di giri caratteristico

è ricavato analiticamente dalla formula di prima:

$$n_c = \frac{n \cdot \sqrt{P_u}}{H_u^{5/4}}$$

È il num di giri di 1 turbina geometricamente simile che lavora con $Hu = 1m$ e sviluppa 1 potenza di 1 CV in modo che questa lavori in similit. fluidod. con la turbina originale.

Essendo che, macchine che lavorano in similitudine fluidod. avranno $= n_c$ e merito che, similit. fluid. vuol dire stesso rendimento, abbiamo individuato il parametro che mi consente di dire: tutte le macchine geometricamente simili a quella che studiamo hanno max η in determinate condizioni (che posso ricavare)

Indagine su turbine idrauliche \exists ; ci sono campi ben precisi:

		n_c (max η) [rpm]
TURBINA PELTON		5 ÷ 60
"	FRANCIS (lento)	60 ÷ 100
"	" (normale)	100 ÷ 200
"	" (veloce)	200 ÷ 450
"	ELICA/KAPLAN	450 ÷ 1000

1° cosa da fare scegliere la categoria e calcolare n_c
 Quando $n_c \uparrow$ (da pelton a kaplan), per 1 certa potenza installata, Hu diminuisce e la portata sta aumentando

Pelton (elevate cadute e piccole portate)

Turbina pelton (esaminata un po' + nel dettaglio)

$$n_c = 5 \div 60 \text{ giri/min}$$

$$n_c = n \sqrt{P_u} / H_u^{5/4} \quad \text{"base"} \Rightarrow H_u \text{ elevato e } Q \text{ bassa}$$

↳ pot utile espressa in cavalli

Elevato o basso rispetto ai valori delle altre turbine

L'acqua arriva da 1 condotta forzata (\Rightarrow grosse cadute) e va sulla girante con paleatura a forma di "cucchiaio". Il distrib. è convergente (diam esterno diminuisce) e all'interno c'è

un ago doble che ha 2 funzioni:

- aiuta la sup esterna nella guida del flusso (flussi che escono paralleli e orizzontali)
- regola la portata (spostando l'ago vario la sezione di passaggio del flusso).

Schema semplificato

la divisione in 2 del getto comporta 1 esatta compensazione della spinta assiale sulla pala (quantità di moto nulla sull'asse della macchina, in uscita uguali ed opposte \Rightarrow spinta assiale sulla macchina = 0). Parametro principale β

Tegolo deviazione (vedi figura) (indicato con la lettera t)

Quando devo arrestare la macchina si genera 1 contro pressione (colpo d'ariete). Si gira il tegolo in modo da deviare l'acqua prima che investa la girante e si chiude l'ago dobblers lentamente per evitare il colpo d'ariete.

Arrestare macchina vuol dire chiudere completamente l'ago dobblers. Il colpo d'ariete si genera quando chiudo troppo velocemente l'ago.

Triangoli di velocità

salto utile

Dallo schema precedente so che $H_u = H_1^0 - H_2^0$

Scrivendo l'equazione dell' en. meccanica tra ingresso e uscita macchina (0-2):

$$-L_i = \Delta P / \rho + \frac{c_2^2 - c_0^2}{2} + g(z_2 - z_0) + L_w$$

Nelle turbine idrauliche parlo di cadute \Rightarrow

$$L_i = g(H_1^0 - H_2^0) - L_w \rightarrow \text{lavoro di attrito complessivo}$$

$$\Rightarrow L_i = g(H_u) - L_{w\text{distr.}} - L_{w\text{girante}}$$

Adesso scrivo 1° princ. in forma meccanica tra 1-2

$$L_i = g(H_1^0 - H_2^0) - L_{w\text{girante}}$$

\hookrightarrow solo girante tra 1-2

Tra 1-2 come varia il carico: ho un termine con la pressione, un termine cinetico e un termine geodetico. Avendo la turbina petan e guardando lo schema posso dire che:

$$z_1 = z_2 \quad \text{e} \quad p_1 = p_2 \quad (\text{press. atmosferica})$$

\Rightarrow L_i sarà pari alla diff. dell' en. cinetica

$$L_i = \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} - L_{w\text{g.}}$$

Le combiniamo per ottenere un' espressione che lega le velocità al salto utile:

$$\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} - L_{w\text{g.}} = gH_u - L_{w\text{distr.}} - L_{w\text{g.}}$$

Per semplificare il calcolo di c_1 uso i coeff. di velocità e velocità isentropica $\Rightarrow L_{w\text{d.}} = 0$ e indico c_1 come $c_{1\text{is}}$ (isentropico).
Introduco con coeff. di velocità (da dati sperimentali)

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{1\text{is}}}$$

$$\Rightarrow \frac{c_{1\text{is}}^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = gH_u$$

$$c_{1\text{is}} = \sqrt{2gH_u + c_2^2}$$

$$\text{e} \quad c_1 = \varphi \sqrt{2gH_u + c_2^2}$$

$$L_i = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} = u (c_{u1} - c_{u2})$$

↳ macchina assiale le u sono uguali

$$c_{u1} = c_1 \text{ (comp. tangenziale)}$$

$$c_{u2} = w_2 u + u = u (w_2/u + 1) \text{ (} w_2/u \text{ è negativa ed è uguale alla proiezione di } -\Psi w_1 \cos\beta + u \text{ sul piano tangenziale)}$$

$$= -\Psi (c_1 - u) \cos\beta + u$$

$$\Rightarrow L_i = u (c_1 + \Psi (c_1 - u) \cos\beta - u) = u (c_1 - u) (1 + \Psi \cos\beta)$$

Valuto il rendimento della turbina:

$$\eta_y = \frac{L_i}{\rho g H u + \frac{c^2}{2}}$$

(Total-to-Total)

Total-to-Total: l'evoluzione ideale presenta 1 vel. di scarico = a quella reale (2) \Rightarrow viene escluso dalle perdite

Se nel lavoro fisso c_1 e Ψ e β , il parametro che influenza il lavoro è la vel. periferica \Rightarrow mi aspetto che questa influenzi anche η_y . Nel caso della turbina pelton l' E_c non viene recuperata ($\bar{e} = 1$ perdita secca) \Rightarrow la includo nel η .

*) In 1 turbina monost., l' E_c non è trascurabile e la si considera nel lavoro di riferimento (quello che sta al denom.) e ci sono 2 approcci (Total-to-Total o Total-to-Static)

Total-to-Static: considera 1 evoluzione ideale (senza attriti) tra le pressioni p_1 e p_2 ma con 1 $c_2 = 0 \Rightarrow$ il lavoro dell'evol. ideale risulta + grande e maggiorato di $c^2/2$

Scrivendo 1 princ. tra 0 e 215 ho:

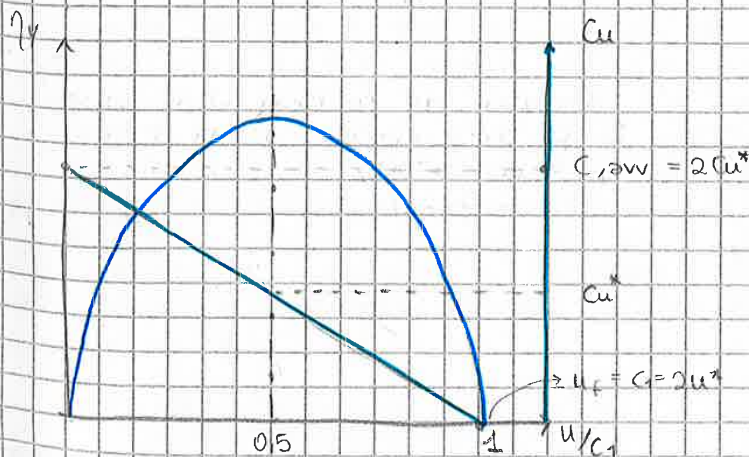
$$\frac{c_{115}^2}{2} = g H u + \frac{c^2}{2} = \frac{c^2}{2 \rho^2}$$

$$\Rightarrow \eta_y = \frac{u (c_1 - u) (1 + \Psi \cos\beta)}{c^2 / 2 \rho^2} = 2 \rho^2 \frac{u}{c_1} \left(1 - \frac{u}{c_1} \right) (1 + \Psi \cos\beta)$$

↳ dipende da u come u

Anche η_y dipende da u/c_1 . Questo viene denominato rapporto caratteristico delle velocità

Fossiamo studiare come varia η_y rispetto u/c_1 facendo delle Hp.



Hp semplificative

$$\Psi \approx \cos\alpha \quad \beta \approx \cos\alpha$$

angolo flettibile

$\Rightarrow (1 + \Psi \cos\beta) = \cos\alpha$
 Ciò che varia è $u/c_1 (1 - u/c_1)$
 Abbiamo 1 parabola che si annulla per $u/c_1 = 1$ e $= 0$.

Il max si ha per $u/c_1 = 0.5$ e rappresenta la cond. ideale, nel senso che la

Vel. perif. della girante garantisce il max η_y ed è il valore da adottare per le cond. di progetto della macchina \Rightarrow andando a tracciare il triang. di vel. in cond. di massimo rendimento idraulico si ottiene

Condizione per cui il η_t è max è a 0,7. η_t si mantiene a valori alti per un range molto alto, poi crolla rapidamente. Fattori che determinano la forma della curva sono:

-) $Q \uparrow \Rightarrow \psi \downarrow, \beta \uparrow$. ψ non rimane cost perché quando $Q \uparrow$, la pala ha 1 magg. quantità di fluido da deviare e il comportamento della pala cambia (condizioni + problematiche $\Rightarrow \beta \uparrow$ per l'inerzia del fluido)
-) Effetto ventilante: la pala ruota in amb con aria a p_{atm} , non nel vuoto, \Rightarrow ha perdite dovute alla resistenza aerodinamica che la pala incontra ruotando. Non son grandissime, ma neanche trascur.
-) Posizione pala: non è sempre \perp al getto, in 1 posizione generica:

$w_1 \uparrow$
 $w_2 \uparrow$
 $c_2 \uparrow$



u inclinata $\Rightarrow w_1 \uparrow$
 Poiché w_2 e c_2 sono \uparrow , butto 1 maggiore quantità di en. cinetica

-) Perdite meccaniche che η_t \downarrow portata assumono 1 importanza sempre maggiore e determina, inizialmente 1 diminuzione di η_t e poi un crollo improvviso.

$Q \downarrow \Rightarrow P_m / P_i \uparrow$

In sede di progetto, si fa in modo di garantire il max η per 1 portata corrispondente al 70% della Q_{max} così da avere un intervallo di regolazione piuttosto ampio nel quale η_t si mantiene molto alto.

Per la potenza utile dobbiamo introdurre l' H_p che $H_u = \text{cost}$ (non dipende dalla portata).

$P_u = \eta_t \rho u H_u \Rightarrow$ se $\eta_t \text{ cost}$, la potenza è lineare rispetto a Q . Se $\eta_t \neq \text{cost}$ la pendenza cambia ($\eta_t \uparrow$, \uparrow pendenza curva e poi \downarrow pendenza quando siamo oltre il η_{max})

Mettendo insieme alcuni di questi diagrammi ottenuti per $u \neq$ da u di progetto possiamo ricostruire il diagramma collinare della turbina.

Stima caduta di una turbina pelton, considerando che H_u è legato a c_1 . Trascuro c_2 rispetto a H_u . Divido per u^2 e moltiplico per u^2 per introdurre c_1/u che in condiz. di prog. vale 2 (al quadrato vale 4)

$$\frac{c_1^2}{2\rho^2} = gHu + c_2^2 \approx gHu \Rightarrow H_u = \frac{1}{2\rho^2} \frac{c_1^2}{u^2} u^2 = 2 \cdot \frac{100^2}{9,81 \cdot 0,95^2} \approx 2300 \text{ m}$$

$0,95^2 \leftarrow \downarrow$ $9,81$ \downarrow 4 100^2 \downarrow val. ragionevole

2300 m = 2,3 km \rightarrow stima attendibile.

Esercizio 2

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} C_1 \cdot v$$

$L = 1$

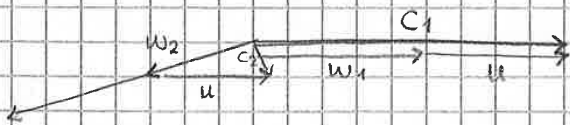
$$C_1 = \varphi \sqrt{2g(H_0 - \frac{v^2}{2g})} = \varphi \sqrt{2gH_0} = 115,37 \text{ m/s}$$

No lo Hp perché il testo non mi dice nulla.
Trascurabile rispetto a H₀

Non ho neppure φ , lo Hp uguale a 0,97 (valore ragionevole)

$$\Rightarrow d = \frac{\sqrt{4Q}}{\varphi \sqrt{\pi C_1}} = 0,313 \text{ m}$$

Disegna i triangoli di velocità partendo da C_1



$$u = \pi D n = 55,61 \text{ m/s} \quad \text{siamo vicini alle condiz. di progetto}$$

$$w_1 = C_1 - u = 59,76 \text{ m/s}$$

$$w_2 = \varphi w_1 = 56,178 \text{ m/s} \Rightarrow w_{2a} = w_2 \sin \beta_2 = 9,755 \text{ m/s}$$

↳ diretta lungo l'asse della turbina
(componente verticale allo schema)

$$w_{2u} = -w_2 \cos \beta_2 = -55,325 \text{ m/s}$$

Da w_2 trovo le componenti di C_2

$$C_{2a} = w_{2a} = 9,755 \text{ m/s} \quad C_{2u} = u + w_{2u} = 0,281 \text{ m/s}$$

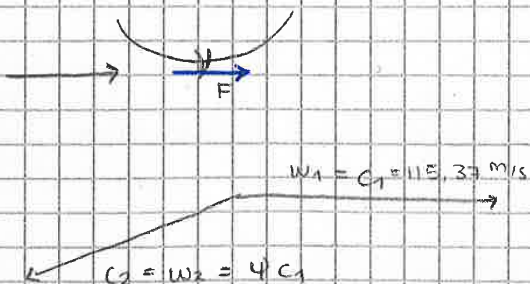
C_2 è praticamente anulare perché componente tang molto piccola

$$C_2 = 9,759 \text{ m/s}$$

$$L = u (C_{1t} - C_{2t}) = 6400 \text{ J/kg}$$

$P_u = \dots$ → simile a quello dichiarato dal costruttore

Calcolo la coppia: vedo come come si modificano i triangoli di velocità all'avviamento. Il getto esercita una forza sulla pala, corrispondente alla propria quantità di moto ⇒ c'è 1 forza diretta lungo la direz. tang. che è scambiata dal getto diretta verso dx, per reazione F determina sul vincolo 1 Forza uguale ed opposta. Queste 2 mi danno la coppia. Valuto i triang. di velocità.



Solo all'avviamento

C_1 non dipende da u .

$$P_{i,o} = \dot{m} L_{i,o} = \rho Q L_{i,o} = 26790218 \text{ W}$$

$$P_{m,o} = P_{u,o} - P_{i,o} = 790218 \text{ W} = k u_o^3$$

$$\Rightarrow k = P_{m,o} / u_o^3 = 4,4757 \text{ W} / (\text{m/s})^3$$

Posso scrivere il lavoro come :

$$L_i = u (c_1 - u) (1 - \psi \cos \beta_2) = f(u) \rightarrow 1,93902$$

Nell'hp di dire che $c_1, \psi, \beta_2 = \text{cost}$ & u incunata dello stesso angolo
l'unica variabile da cui dipende L_i è u .

$$u_f \Rightarrow P_{i,f} = P_{m,f}$$

$$k u_f^3 = \rho Q u_f (c_1 - u_f) (1 + \psi \cos \beta_2)$$

$$k u_f^2 + 1,93902 \cdot \rho Q u_f - 1,93902 \rho Q c_1 = 0$$

$$u_f \begin{cases} < 0 \\ 110,61 \text{ m/s} \end{cases}$$

$$n_f = \frac{60 u_f}{\pi D} = 845 \text{ giri/min}$$

Esercizio 4 (Registrazione da 35:00 \Rightarrow in caso di bisogno)

Possiamo dire che il pt di funzionamento sia dentro alla curva piccola
(max rendimento)

max rendimento : $\eta_e = 0,89$
 $Q_s \approx 250 \text{ l/s}$
 $n_s \approx 61 \text{ giri/min}$ } \rightarrow letti sul diag collinare

$$Q = Q_s \sqrt{H_u} \quad D^2 = 14142 \text{ l/s} = 14,142 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P_u = \eta_e \rho Q H_u = 24,695 \approx 24,70 \text{ MW} \rightarrow \text{devo portarla a } 13,3 \text{ MW}$$

$\eta = \text{cost} \Rightarrow n_s = \text{cost}$ (caratteristica tracciata a parità di H_u)

$$P_u' = 13,3 \text{ MW} = \eta_e' \rho Q' H_u$$

$H_u \approx \text{costante} \Rightarrow$ nella caratteristica mi muovo lungo 1 retta verticale.
la Francis ha il diffusore \Rightarrow si recupera gran parte dell'en. cinetica di scorcio $\Rightarrow E_c$ è piccola (si può trascurare la variazione). Le perdite nella condotta le possiamo considerare \approx costanti

$$\text{1 tent. } \eta_e \approx \text{cost} \quad \frac{P_u'}{P_u} = \frac{13,3}{24,695} = \frac{Q'}{Q} = \frac{Q_s'}{Q_s}$$

$$(Q_s')_o = 134,6 \text{ l/s}$$

$$(Q)_o = 7,616 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$(P_u')_o = 13,43 \text{ MW}$$

$$\rightarrow (\eta_e')_o \approx 0,765$$

MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

Macchine volumetriche, non sono più sistemi che lavorano a flusso continuo (sistemi aperti) in cui si può considerare il moto stazionario, ma sono macchine che basano il loro funzionamento su un volume opportunamente isolato dall'esterno che cambia nel tempo: ci sono valvole che si aprono e si chiudono, il fluido si rinnova nella camera di combustione e la macchina compie un ciclo di lavoro. La macchina funziona in modo di ciclo. All'interno del motore avviene la combustione che sostituisce la fase di introduzione del calore (ad esempio negli impianti a vapore).

La combustione porta vantaggi e svantaggi.

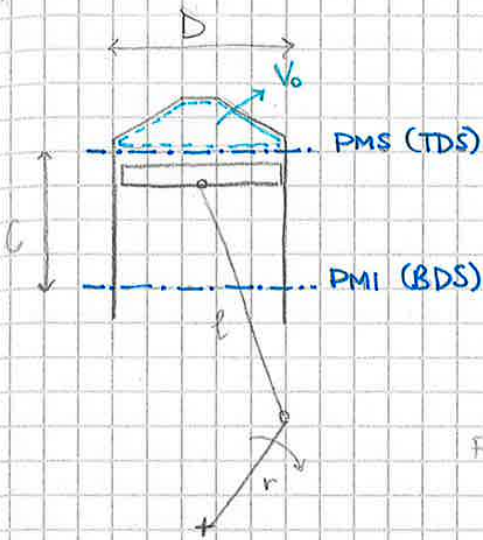
Vantaggi:

- macchina semplificata tutto avviene in quel volume, non esistono compressori, combustori. Un unico elemento attua l'intero ciclo di lavoro. È una macchina compatta, ad elevata potenza specifica, cioè pot. macchina riferita al peso del motore [kW/kg]
- Piccolo ingombro, potenza alta

Svantaggi:

- Progettare la camera di combustione che effettua la combustione e produce anche lavoro è molto complicato perché entrambi i compiti (combust. e produrre lavoro) hanno delle esigenze. La combustione è delicata perché bisogna ottenere un'adeguata miscelazione tra aria e combustibile in pochissimo tempo (giri motore: 3000 giri \Rightarrow 50 giri/s \Rightarrow motore 4 tempi: 25 cicli/s, un ciclo dura 4 corse \Rightarrow 100 corse al secondo e 1 corsa dura 1/100 di secondo. La combustione deve avvenire in 1 frazione di quel centesimo di secondo (3-4 ms)).
- Requisiti del combustibile: compatibile con il motore, non deve essere troppo aggressivo con i componenti con cui va a contatto e deve avere opportune proprietà fisiche e chimiche.

I combustibili adatti per questi motori alternativi sono 3: benzina, gasolio e gas naturale. Negli ultimi anni si sono sviluppati i biocombustibili che derivano dalla macerazione (?) di sostanze vegetali (letame): impatto CO₂ nell'atmosfera è pari a 0. Sono promettenti ma hanno la composizione ≠ a seconda della materia 1° o del processo \Rightarrow è difficile usarli al 100% in un motore. Quello che si fa è miscelare i vari combustibili.



Variazione del volume avviene per il movimento alternativo di 1 stantuffo all'interno di un cilindro opportuno. Cinematismo biella - manovella. Il movimento avviene tra 2 posizioni estreme: PT morto superiore e PT morto inferiore.
 V_0 = volume di spazio morto
 C = corsa (distanza tra PMS e PMI)
 PMS e PMI vengono individuati dall'allineam. di biella e manovella.



1 corsa dello stantuffo corrisponde a mezzo giro della manovella.
 "Manovellismo centrato": asse allineato rispetto alla testa di biella (perno dello stantuffo). Di solito non è proprio centrato in modo da non far girare al contrario il motore. Nel man. centrato $C = 2 \cdot r$, D = diametro cilindro, prende il nome di alesaggio. Del C identificano la dimensione del motore perché da questi dipende il volume (prende il nome di cilindrata unitaria):

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot C$$

mi riferisco al singolo cilindro

la cilindrata dipende anche dal rapporto tra C e D :

- $C/D \approx 1$ (motori di produzione → per autoveettura "normale")
- $C/D < 1$ (" di competizione) → gira + forte
- $C/D > 1$ (" diesel grandi → $\approx 1,5$) → propulsione navale

Ultimo parametro: rapporto di compressione geometrico (ϵ):

$$\epsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{(V_0 + V)}{V_0}$$

volume PMI
volume PMS

Quantifica il livello di compressione che facciamo sulla carica aspirata (aria o aria + benzina) nella corsa di risalita dello stantuffo.

la compressione effettiva dipende anche da altri fattori: quando apriamo/chiodiamo la comunicazione della CC con l'esterno. Una prima stima è proprio ϵ : quando ϵ + grande comprimiamo di + la carica.
 I valori tipici:

- $\epsilon = 9-11$ motore a ciclo otto
- $\epsilon = 17-20$ motore a ciclo diesel (bisogna comprimere di più. "aspirato")
- $\epsilon = 15-17$ motore a ciclo diesel ("sovralimentato")

Ciclo di lavoro (motore a 4 tempi)

Rappresentato su un piano non termodinamico, che rappresenta l'evoluzione all'interno della CC. Sulle ascisse ho il volume totale di CC e in ordinata le pressioni. Si possono individuare alcuni valori di riferimento: V_{\min} e V_{\max} della CC e P_{amb} .

⊖ ciclo di ricambio fluido (ciclo di pompaggio)

- Fasi:
- 1-2 = compressione
 - 2-3 = combustione
 - 3-4 = espansione
 - 4-5 = scarico spontaneo
 - 5-6s = espulsione / scarico forzato
 - 6a-1 = aspirazione da 6 a perché si apre l'aspirazione
 - 6a-6s = angolo di incrocio

la valvola non si può aprire istantaneamente \Rightarrow si inizia ad aprire un po' prima per garantire un'apertura accettabile (ordine del millimetro), allo stesso modo per evitare di avere sezioni di scarico troppo piccole, si ritarda leggermente la chiusura della valvola di scarico.

Le fasi sono 6, mentre le corse sono 4:

	-	corsa di aspirazione
	-	" " compressione
	-	" " espansione
	-	" " scarico

non confondersi con le fasi \leftarrow

Per quanto riguarda la fase inferiore del ciclo e gli angoli di apertura e chiusura, si fa riferimento al diagramma polare che deve essere letto sui giri dell'albero motore e rappresenta la durata ^{angolare} delle singole fasi con indicazione angolare di quando iniziano e finiscono e si chiama diagramma di distribuzione (vedi appunti vglj per la foto)

L'inizio della fase di intake è da 6a con un anticipo che va dai 10 ai 25° di manovella. la fase di aspirazione dura fino a (1) e ha un posticipo di chiusura alto (da 40 ai 70°C). Si fa questo perché si vuole sfruttare l'inerzia del fluido durante la fase di aspirazione (vel. motore \approx 3000 giri, la vel del fluido nei conotti arriva a 80 m/s \Rightarrow la colonna di aria che si muove ha una certa inerzia: quando lo stantuffo arriva al PMI, l'aria ha un'inerzia e non conviene chiuderla \Rightarrow si attua un posticipo in modo che l'aria venga rallentata dalla pressione che sta risalendo (chiudo quando l'aria esaurisce la sua inerzia e sta per tornare indietro)). I valori + elevati sono tipici dei motori sportivi perché privilegiano la potenza ma questo penalizza le prestazioni ai bassi giri. la compressione dura fino alla combustione e l'anticipo angolare del pt 2 rispetto al PMI vale tra 25-50°C (anticipo di accensione, iniezione va dai 5-20°C). la combustione ha una durata complessiva che va dai 60-90°C. la fase di espansione termina quando apriamo la valvola di scarico che si apre con un anticipo grande perché abbiamo bisogno di tempo per abbassare la pressione prima di iniziare la fase di risalita ($\downarrow p \downarrow$ lavoro ricambio del fluido ecco perché c'è un anticipo così grande) (siamo ancora nella fase di scarico spontaneo). Non va bene anticipare troppo perché perdiamo molto lavoro di espansione (perdo lavoro utile)

Motore a 2 tempi

Garantisce un ciclo per ogni giro dell'angolo di manovella \Rightarrow vengono soppresse delle corse rispetto al motore a 4 tempi. Questo concentra il ricambio del fluido in corrispondenza dell'intorno del PMI attraverso la geometria particolare che prevede, invece di valvole, delle luci ricavate nella camicia del

Vedi figura dagli appunti del prof:
 lo stantuffo presenta il deflettore per deviare il flume che entra nel cilindro attraverso la luce di lavaggio e evitare che vada direttamente nello scarico.
 lo stantuffo influenza l'efficacia del lavaggio.
 Nel motore a 2 tempi, la luce di lavaggio ha 1 certa sovrapposizione che è fornita da 1 apposita pompa di lavaggio.

Nei motori + semplici, la pompa di lavaggio è costituita dal carter del motore (ambiente che si comprime quando la cc si espande e viceversa) → motori a carter-pompa
 la luce di lavaggio prende il nome di travaso (travasa il fluido dal carter alla camera di espansione)

Calcolo delle prestazioni dei motori C.I.

Introduco 1 certa quantità di combust. per ciclo e per ogni cilindro (m_b) e i una portata di comb. complessiva con m_b [g/s]
 Sono legate dalla relazione:

$$m_b = m_b \cdot i \cdot \frac{n}{m}$$

$m = 1$ (2 tempi)
 $m = 2$ (4 tempi)

n : giri dell'albero motore
 m : numero per effettuare un ciclo per ogni cilindro

$\frac{n}{m}$ = num. cicli al secondo

la quantità di combustibile esprime la quantità d'energia che introduciamo nel cilindro

$$m_b H_i = \text{en. introdotta per unità di tempo}$$

Non tutta può diventare poi utile, ma solo una frazione, identificata dal rend. utile del motore

$$P_u = \eta_u m_b H_i \quad \eta_u = P_u / m_b H_i$$

Questa formula definisce il η utile. η_u tiene conto di un sacco di fattori, relativi al ciclo termodinamico di riferimento, agli aspetti fluido-dinamici (perdite di carico del motore), scambio termico

Per esprimere le prestazioni:

Si parla di lavoro utile, per ciclo e per cilindro (L_u)

$$P_u = L_u i \frac{n}{m} \Rightarrow L_u = \eta_u m_b H_i$$

In ciascun cilindro faccio entrare 1 quantità di energia ($m_b H_i$), 1 parte di questa sarà convertita in lavoro.
 È un lavoro al ciclo

Si può descrivere il L_u in modo migliore, introducendo dei parametri caratteristici di cui sappiamo l'ordine di grandezza

Dosatura:

$$\alpha = \frac{m_a}{m_b} = \frac{m_a}{m_b}$$

→ aria

→ combustib.

$\lambda_v \approx 0,9$ (pieno carico, alta velocità di coppia massima)

In realtà, λ_v dipende fortemente dalla vel. del motore. Tornando alla formula di L_u :

$$L_u = \eta_u \lambda_v p_a V \frac{H_i}{\alpha}$$

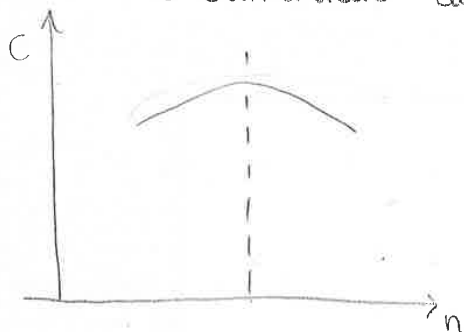
Per aumentare il lavoro al ciclo, conta la cilindrata, l'ottimizzazione del η_u (riduzione di tutte le perdite) ma soprattutto ottimizzare tutti gli aspetti che determinano la quantità di aria che entra nel cilindro (ottimizzare il coeff. di riempimento)

∃ un parametro legato alla taglia del motore ed è la pressione media effettiva ed è il lavoro fatto per ciclo, per cilindro e per unità di cilindrata. confronto il lavoro fatto rispetto alla cilindrata. In questo modo posso fare il confronto tra motori a taglie ≠.



Pressione media effettiva: $P_{me} = \frac{L_u}{V} = \eta_u \lambda_v p_a \frac{H_i}{\alpha} = \eta_u \lambda_v \frac{H_i}{\alpha V}$
 ↳ volume massico dell'aria nelle condiz. di aspirazione

Il max può essere spostato a seconda del tipo di motore: motore sportivo è ottimizzato ad ↑ giri (Pmax maggiore ma è meno guidabile). Motore diesel ha un max di coppia abbastanza



in basso (↓ Pmax ma ↑ guidabilità, meno uso del cambio).

Pme:
 Non è 1 vera pressione anche se dimensionalmente vengono dei Pascal (" " è 1 pressione, poi no)

Vediamo qualche numero:

$$P_{me} = \eta_u \lambda_v \frac{H_i}{\alpha V}$$

$\alpha = \alpha_{SE}$

motore otto aspirato: $P_{me} \approx 0,3 \cdot 0,9 \cdot \frac{44 \cdot 10^6}{14,6} \cdot 1,2 \approx 10 \text{ bar}$

motore diesel " : $P_{me} \approx 0,32 \cdot 0,9 \cdot \frac{42 \cdot 10^6}{1,2 \cdot 14,6} \cdot 1,2 \approx 8 \text{ bar}$

" " sovralimentato: $P_{me} \approx 25 \text{ bar}$ → si può spingere molto

$\eta_u = 0,38$
 $p_a \approx 2,5 \text{ bar}$
 $t_a \approx 50^\circ\text{C}$ ⇒ $p_a = 2,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$L_{i,lim} =$ lavoro del "ciclo limite" (ciclo di lavoro corrispondente al funzionamento del motore senza perdite)
↳ realizzabile nel motore → ciclo di lavoro

$L_i / L_{i,lim} = \eta_{oi} \rightarrow$ rendimento termodinamico interno

↳ lavoro migliore che si può effettuare

↳ grado di imperfezione del motore

$L_{i,lim} / (m \Delta h_s) = \eta_{lim} \rightarrow$ rendimento limite

Si può dire che :

$$\eta_{lim} = \frac{\eta_{lim}}{\eta_{id}} \cdot \eta_{id}$$

η_{id} siamo in grado di calcolarlo a seconda del ciclo in cui ci troviamo. η_{lim} è inferiore $\Rightarrow \eta_{lim} / \eta_{id} < 1$
 η_{id} è 1 prima stima del η_{lim} .

Esercizio 2)

In questo esercizio si studiano le prestazioni del motore e l'influenza delle condiz. ambiente sulle prestaz. Stesse. Motore benzina (simile a quello della vecchia "uno" o della punto). La quantità di combustibile consumata si stima andando a contare gli impulsi che lancia 1 strumento specifico.

Condizione di prova:

$$P_u = C \cdot \omega = C \cdot \frac{2\pi n}{60} = 41,314 \approx 41,3 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_b = (P_b \cdot V_b) / t = 3,460 \text{ g/s} \quad \rightarrow \text{massa consumata}$$

$$q_b = \dot{m}_b / P_u = 3,460 \cdot 3600 / 41,314 = 301,5 \text{ g/kWh}$$

$$P_u = p_{me} i V \eta / m \quad \Rightarrow \quad p_{me} = P_u / i V \eta / m = 834,6 \text{ kPa} \approx 8,35 \text{ bar}$$

le condizioni ambiente influiscono sul motore (prestazioni motore)

$$P_u = \eta_u \dot{m}_b H_i = \dots = \eta_u \lambda_v i V \frac{\eta}{m} \frac{H_i}{\alpha V}$$

$$\frac{P_u}{P_{u,0}} = \frac{\eta_u \lambda_v i V \frac{\eta}{m} \frac{H_i}{\alpha V}}{\eta_{u,0} \lambda_{v,0} i V \frac{\eta}{m} \frac{H_i}{\alpha V_0}} = \frac{\eta_u}{\eta_{u,0}} \frac{\lambda_v}{\lambda_{v,0}} \frac{V_0}{V}$$

↳ cond. ambiente standard
 ↳ continua a essere a 4 tempi
 ↳ Qui è contenuta la massa d'aria
 ↳ dipende in misura diretta dalle condiz. ambiente

Le condizioni amb. compaiono direttam. nella formula della pot e influiscono ($p \uparrow$, $T \downarrow$ aspiro aria + densa e a parità di λ_v sono in grado di immagaz. + aria, quindi + combustibile, quindi + potenza). H_i = la temperatura lo influenza, però le condizioni amb. possono variare da 0 a 40°C $\Rightarrow H_i$ non cambierà così tanto. Si può trascurare la sua variazione.

$\alpha \rightarrow$ può cambiare nei motori diesel, in quelli ad accensione comand. è fissata (dipende dalle esigenze legate all'uso della marmitta catalitica). Il controllo dell'iniezione di benzina garantisce il cost.

Per η_u , l'esperienza dimostra, per un calcolo di prima appross., che si può trascurare la sua variazione.

H_p $\eta_u \approx \eta_{u,0}$. Questa H_p si può rimuovere con delle formule di 2 approssimazione.

λ_v dipende dalle condizioni ambiente, in particolare dagli scambi termici (scambio tra aria fredda e pareti dei condotti). Aria si scalda e diminuisce la densità (penalizzazione):

$$\lambda_v \propto \sqrt{T} \quad (\text{effetto scambio termico}) \quad (\text{radice è un'evidenza sperimentale})$$

λ_v migliora all'aumentare della T_{amb} perché c'è meno scambio termico.

Riprendendo la formula:

$$\frac{P_u}{P_{u,0}} = \sqrt{\frac{T}{T_0}} \cdot \frac{R T_0}{P_0 R T} \cdot \frac{P}{P_0} = \frac{P}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{T}}$$

Invertendo il rapporto:

$$P_{me} = \eta_u \lambda_v H_i / \Delta v = \eta_{id} \frac{\eta_{em}}{\eta_{id}} \eta_{oi} \eta_o \lambda_v H_i / \Delta v$$

η_u

η_{oi} = tiene conto di tutte le irreversibilità (ciclo termod. si discosta dal ciclo limite che non ha " " .)
 P_{me} mi dà le prestazioni del motore per unità di cilindrata.

$\frac{\eta_{em}}{\eta_{id}}$ è influenzato da tutti quei fattori che differenziano il ciclo limite da quello ideale. Esempio: combustione.
 Fattori: - variazione c_p, c_v con T (1)
 - dissociazione (2) (connesso alla combustione)
 - variazione da R a R' (3) ($R \rightarrow$ prima della combustione, $R' \rightarrow$ dei gas combusti).

η_{oi} è influenzato dalle non idealità:
 - combustione imperfetta
 - scambi termici \rightarrow perdita di energia
 - fughe \rightarrow soprattutto se è aria + combustibile e non solo aria
 - laminazione (Δp) durante la sostituzione del fluido motore

η_o ci sono attriti (hanno \neq cause) e accessori

- attrito dovuto alle p dei gas
- " " " forze di inerzia xk lo stantuffo e i punte della biella sono dotate di moto alternato.
- attrito generico (contatto tra canna e punteria, tutto quello che non accade nelle prime 2) + accessori

λ_v
 - laminazioni all'aspirazione e allo scarico
 - scambi termici durante l'aspirazione
 - rifiuto oppure reflusso
 - pulsazioni della corrente \rightarrow effetti d'onda (generano risonanza)

↓
 effetti gas-dinamici, risolvibili dalla periodicità del moto

Cicli ideali

Cicli termodinamici, ogni macchina ne ha 1 in funzione del suo funzionamento. Il ciclo di riferimento è quello di Carnot (η_{max}). Con i motori risulta difficile fare un confronto con il ciclo di Carnot perché manca un riferimento alla T_{max} del ciclo: nel motore non fornisco calore (la combustione avviene nel motore stesso) e poi funziona in modo ciclico con fluidi caldi e freddi \Rightarrow il motore si porta ad 1 temperatura intermedia (la T_{max} avviene per 1 istante in ogni ciclo).

Quindi non ho limiti sulla temperatura max. Ho 2 limiti che si traducono in combustione a $v = \text{cost}$ o a $p = \text{cost}$. A seconda del motore

Motore ad accensione comandata

Rappresento sul diagramma T-s: Parto dalle cond. ambiente, poi ho 1 compressione adiabatica - reversibile, quindi isoentropica (1-2). Il principio di questo motore è quello di comprimere

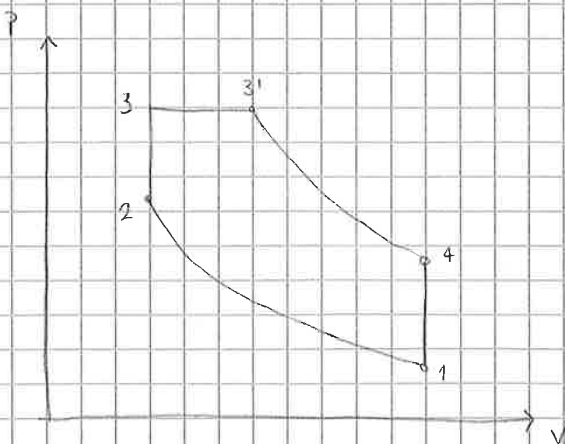
Ciclo di riferimento per i motori ad accensione comandata
 Bisogna chiudere il ciclo in modo \neq . Partiamo sul diagramma p-v.
 Se consideriamo 1 massa costante V è proporz. al volume della camera di combustione.
 Faccio il ciclo otto
 L'espansione avviene fino a T_1 ;
 il pt 4v si trova a T_1 ma ad 1 pressione + bassa.
 Per trovare 4v traccio l'isoterma dal pt 1. È sempre 1 curva del tipo pV elevato a qualcosa = cost, con esponente = 1 invece che uguale a k , \Rightarrow si ha un cambiamento di pendenza \rightarrow diventa più orizzontale.

Dal pt di vista termodinamico, la trasformazione 4v-1, è ottima perché cede calore alla temp. minima possibile, dal pt di vista pratico non è percorribile per 2 motivi: il pt 4v è molto + a dx del punto 1 e ciò vuol dire realizzare 1 corsa molto lunga (\uparrow lavoro e perdo tutto il guadagno di lavoro che ho in forze di attrito) - complicazione di natura cinematica: devo realizzare una corsa di compressione (1-2) più corta di quella di espansione (3-4v) e non è tanto pratico.

\Rightarrow si limita la trasformazione inferiore, sia nel ciclo otto che in quello diesel, realizzando 1 fase di scarico (cessione di calore) a volume costante per realizzare una uguaglianza cinematica tra corsa di compressione e corsa espansione. Si perde 1 quota significativa di lavoro ma si guadagna in perdite organiche.

Tenendo conto di tutto si è arrivati a definire il ciclo otto e il ciclo diesel formati da 2 fasi isentropiche (compres e espans), da 1 fase di cessione del calore a $V = \text{cost}$ e da 1 fase di introduzione del calore a $p = \text{cost}$ nel diesel e $V = \text{cost}$ nell'otto.

Ciclo ideale Sabatke



Ciclo termodinamico, preso come riferimento per i diesel veloci perché presenta 1 parte di combustione a $p = \text{cost}$ e 1 parte a $V = \text{cost}$

Calcolo il rendimento ideale

$$\eta_{id} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_3 - T_2)}$$

Rapporto η_{lim}/η_{id} : dobbiamo capire perché $\eta_{lim} < \eta_{id}$. Il ciclo lim è un ciclo di lavoro del motore, quello ideale è un ciclo di riferimento per il motore.

(1) variazione di c_p, c_v con T . Possono essere rappresentati da 1 funzione lineare a tratti.

B

$$c_p = c_{p,0} + D \cdot T$$

$D =$ costante moltiplicata della T

$$c_v = c_{v,0} + D \cdot T$$

$$\frac{c_p - c_v}{c_p - c_v} = \text{cost} = R = R/M \rightarrow \text{ciclo limite}$$

$D =$ in modo che $c_p - c_v$ sia costante e pari a R (non dipende dalla T), c_p e c_v crescono con $T \Rightarrow$

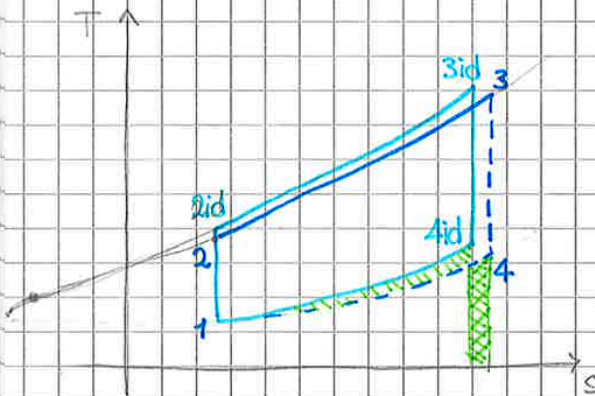
$$k = c_p/c_v = 1 + R/c_v \downarrow \text{ se } T \uparrow$$

Se $k \downarrow$ con la T , posso scrivere un k medio tale che il η_{lim} possa essere scritto come:

$$\eta_{lim} \approx 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$$

$$\bar{k} < k_{\text{ciclo ideale}}$$

Ragionando in maniera più rigorosa: prendo il diagramma $T-s$ e considero il ciclo ideale. Disegno il ciclo limite, prescindendo dalla dissociazione e dalla variazione di R , tenendo in conto solo la variazione di c_v e c_p con la temper.



1-4 = parte da T_{amb} e va a c_v costante (la pendenza della curva individua 1 tangente, questa individua 1 sottotang, che è un segmento costante in tutti i pt della trasformazione)

Il ciclo ideale è stato fatto considerando aria a T_{amb} (c_v e c_p costanti)

Il ciclo limite ha c_p e c_v variabili: in 1 ho la stessa pendenza dell'isoc, aumentando la temperatura, $c_v \uparrow$ e la curva "abbassa" (diminuisce la pendenza \rightarrow aumenta la sottotangente)

Isocora 2-3: non ho punti a T_{amb} quindi trovo + difficoltà per trovare la corrispondenza e usare il trucco della sottotang. Devo arrivare alla temperatura ambiente: 2-id corrisponde al pt di fine compressione, cerco di fare $\downarrow T$ a parità di volume totale della CC, che significa parità di volume specifico del pt 2 (scendo da 2-id-3-id fino a T_{amb}). Adesso posso fare lo stesso ragionamento di prima, con la stessa tangente del punto 1.

$T_2 < T_{2id}$ perché $c_v \neq$. Il confronto lo faccio sempre a parità di calore introdotta \Rightarrow 3 sarà + a dx di 3-id in modo tale da compensare ciò che perdo. Il pt 4 sarà + a dx e + in basso di 4-id

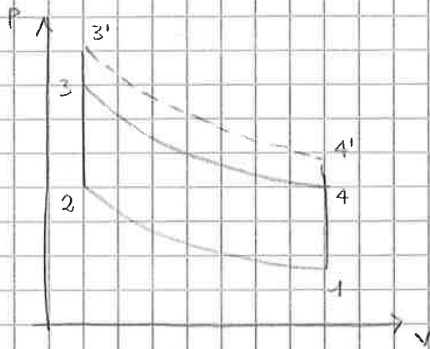
$$\Rightarrow Q_{id} = Q_{lim}$$

$$Q_{lim} = Q_{id} - \text{||||} + \text{|||||}$$

Dato il piccolo tratto, si nota che $\text{|||||} > \text{||||} \Rightarrow Q_{lim} > Q_{id}$ e

$\eta_{lim} < \eta_{id} \rightarrow$ per le capacità termiche

(2) dissociazione: fenomeno nel quale la combustione è 1 reazione



Se si vedono le reazioni di combustione degli idrocarburi, tranne del metano puro (in commercio non è) si nota che il num di moli dei prodotti è > di quello dei reag.

$$N_p > N_R$$

(Se bruciamo 1 mole di ottano C_8H_{18} facciamo almeno 8 moli di CO_2)

⇒ la massa molare media dei prodotti M' è minore di M (dei reagenti)

$$M_p = M' < M = M_R \Rightarrow R' > R$$

Se considero a parità di temperatura T_3 , per isolare questo effetto, posso scrivere

$$p_3 v_3 = R T_3$$

$$p_3' v_3' = R' T_3$$

Limitatamente al contributo del cambiamento di specie chimica, p_3' si troverà spostata + in alto ⇒ la fase di espansione sarà + in alto.

Questa causa agisce in controtendenza e fa aumentare il rend. limite perché, a parità di calore introdotto, il cambio di costante elastica mi genera un aumento del lavoro.

$$\eta_{im} \uparrow$$

Mettendo assieme i 3 effetti e considerando che (3) è abbastanza marginale rispetto a (1) e (2), il

$$\eta_{im} < \eta_{id}$$

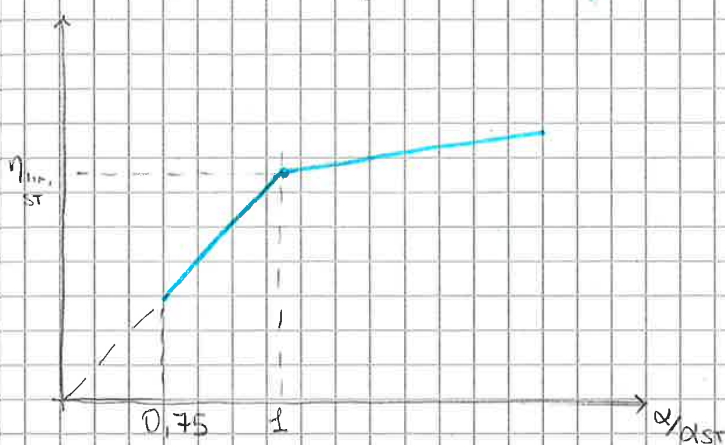
In particolare η_{im} dipende da c_v e c_p e dalla dissociazione. Tanto + alta sarà T_3 , tanto più basso sarà η_{im} perché ho + dissociazione e un maggiore effetto della variazione delle capacità termiche.

Posso diagrammare il η_{im} in funzione della dosatura perché questa influenza sicuramente la T_{max} del ciclo.

Prendo come valore di riferimento il valore

$$\frac{\alpha}{\alpha_{ST}} = 1$$

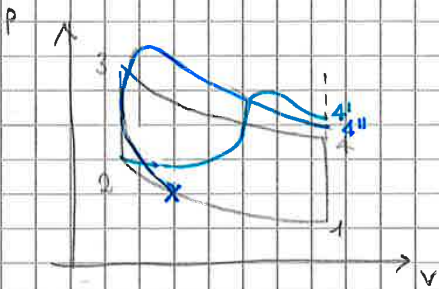
ho un certo η_{im} in condizioni stechiometriche. Se ↑ la dosatura = lavoriamo con eccesso d'aria, il η_{im} ↑ leggermente perché l'effetto di diluizione dell'aria porta ad una riduzione



della T_{max} e quindi un minore effetto della dissociazione e della variabilità di c_p e c_v con la temperatura. Nel campo delle dosature ricche devo cambiare la definizione.

Nell'accensione comandata possono esserci zone che rimangono troppo grasse o troppo magre (dosature ricche o povere). In entrambi i casi, se localmente la dosatura è ai di fuori dei limiti entro i quali la fiamma si propaga bene, si può avere lo spegnimento in seno al fluido. Nel motore diesel la combustione non è uniforme e ci può essere un insufficiente miscelamento tra aria e combustibile (causa dell'iniettore o del moto dell'aria).

→ Intemperatività: ci rifacciamo all'andamento del ciclo di lavoro nel piano $P-v$ e partiamo da un ciclo che non presenta imperfezioni. Confronto col ciclo limite.



Per semplicità grafica rappresento il motore ad accensione comandata.

1-2 comprimono

2-3 comb. tempestiva a volume costante la combustione è completa

Nel ciclo reale, ho un'accensione in un certo pt., ad esempio nel PMS, solo che accendendo lì la combustione non è istantanea: la combustione ha

bisogno di un tempo finito per completarsi: di solito corrisponde ad un intervallo di angolo di manovella dai 60° agli 80° di manovella. La parte più lenta è proprio quella iniziale, perché la massa coinvolta nella combustione è poca.

Sui diagramma $P-v$: per un certo intervallo di tempo, lo stantuffo sta scendendo ma a livello di combustione non vediamo nulla (la massa è troppo poca → no risultati apprezzabili in termini di pressione). Per vedere un ipotetico andamento di pressione, dovremmo ripercorrere all'indietro un pezzo di compressione. Quando la massa è considerevole si distacca, con tangente corrispondente a quella della curva 1-2, da questo andamento, la combustione raggiunge un max e poi concede in 4'.

Supponendo che la combustione sia completa sia nel ciclo limite che in quello reale, l'energia messa in gioco è la stessa, ma si ha che

$$T4' > T4 \rightarrow \text{gas surriscaldati a temp. maggiore.}$$

la curva \curvearrowright da origine a un lavoro del ciclo inferiore rispetto alla curva tracciata con la matita e poiché mettiamo in gioco lo stesso Q_1 con un lavoro minore abbiamo un calore Q_2 più grande rispetto al ciclo limite.

✓ curva della combustione per intemper. con anticipo di accensione pari a 0 e noi non facciamo nulla (NO BUONO)

Per tenere conto che la combustione non è istantanea, si anticipa l'accensione rispetto al PMS X (l'anticipo, in un motore ad accensione comand., varia tra i 20 e i 50 gradi: valore ragionevole sono 30° prima del PMS)

✓ inizialmente ripercorro il tratto di compressione a causa della piccola massa (stesso di prima, anche il distacco con tangente). Appena raggiunga il PMS, si è bruciato $\approx 40\%$ del combustibile complessivo, \Rightarrow la pressione continua ad aumentare perché prevale l'effetto della combustione sull'aumento del volume (caso inverso rispetto a prima). Viene