



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

NUMERO: 1185

DATA: 22/10/2014

A P P U N T I

STUDENTE: Pitruzzella

MATERIA: Macchine + Eserc.

Prof. Mittica

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

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

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

MACCHINE

- TEORIA

COMPRESSORI

- 1) Caratteristiche dei turbocompressori.
- 2) Rendimenti dei turbocompressori.
- 3) Stabilità di funzionamento.
- 4) Regolazione dei turbocompressori.
- 5) Ciclo di lavoro di un compressore volumetrico alternativo.
- 6) Lavoro al ciclo γ_c .
- 7) Calcolo delle portate di aria mandata.
- 8) Calcolo delle masse d'aria aspirate dall'ambiente esterno m_a .
- 9) Coefficiente di riempimento λ_v .
- 10) Potenze assorbite P_{ass} .
- 11) Distribuzione.
- 12) Calcolo delle temperature di mandata. T_2 + compressore a più stadi.
- 13) Regolazione dei compressori volumetrici alternativi.
- 14) Compressore rotativo a palette.
- 15) Compressore ad ingranaggi (Roots).

TURBINE

- 16) Turbine idrauliche.
- 17) Similitudine nelle macchine idrauliche.
- 18) Curve caratteristiche turbine idrauliche.
- 19) Turbine Pelton.
- 20) Turbine Francis.
- 21) Turbine Kaplan.
- 22) Protezione contro il colpo di ariete.
- 23) Caratterizzazione delle turbine idrauliche.

POMPE

- 24) Generalità turbopompe.
- 25) Pompe centrifughe (radiali).
- 26) Pompe elicoidali.

- 27) Caratteristiche morfometriche turbopompe ~ configurazione in serie e in parallelo
- 28) Caratterizzazione turbopompe.
- 29) Pompe volumetriche e stentuffo
- 30) Pompe ~ turbine.

TRASMISSIONI

- 31) Trasmissioni idrostatiche
- 32) Giunto idrodinamico
- 33) Accoppiamento motore di comando e combustione insieme con giunto idrodinamico
- 34) Convertitori di coppia.

TURBINE FUORI PROGETTO

- 35) Funzionamento di una palettettiera in condizioni diverse da quelle di progetto
- 36) Perdite per urto all'ingresso
- 37) Palettettiera fuori progetto post-esplorazione
- 38) Parametri adimensionali che caratterizzano il flusso in una turbomacchina.
- 39) Diagramma caratteristico di una turbina.
- 40) Prestazioni di una turbina fuori progetto ~ Corso dei consumi.
- 41) Formule approssimate per il calcolo del rendimento
- 42) Comportamento di una turbina al varco del numero di giri.

REGOLAZIONE IMPIANTI A VAPORE

- 43) Regolazione per la variazione
- 44) Regolazione per la posizione
- 45) Regolazione per l'alimentazione intermedia
- 46) Altri metodi di regolazione.
- 47) Regolazione impianti con turbine a contropressione
- 48) Regolazione impianti con turbine ad estensione
- 49) Problemi funzionali nella regolazione delle turbine a vapore.

COMBUSTIONE

- 50) Combustione in volume chiuso e volume costante
- 51) Combustione in volume chiuso e pressione costante
- 52) Combustione in condizioni di flusso permanente

TURBINE A GAS

- 53) Turbine a gas ciclo chiuso ideale
- 54) Turbine a gas ciclo semplice reale
- 55) Turbine a gas ~ compressione interrefrigerata.
- 56) Turbine a gas ~ ricombustione
- 57) Turbine a gas ~ rigenerazione ~ caso ideale
- 58) Turbine a gas ~ rigenerazione - caso reale
- 59) Regolazione turbine a gas
- 60) Regolazione Bi-Brucce
- 61) Cicli combinati

MOTORI

- 62) Introduzione ~ motori a combustione interna.
- 63) Prestazioni dei motori ad accensione per compressione 4T ~ Diesel
- 64) Prestazioni dei motori ad accensione comandata ~ Benzina.
- 65) Analisi della pressione media effettiva P_{me}
- 66) Rendimenti organici η_o
- 67) Analisi del coefficiente di riempimento λ_v
- 68) Influenza delle condizioni ambientali sulle prestazioni.
- 69) Regolazione dei motori a combustione interna.
- 70) Caratteristiche meccaniche.
- 71) Sovralimentazione.
- 72) Combustione nei motori ad accensione comandata.
- 73) Combustione nei motori ad accensione per compressione
- 74) Sistemi di iniezione per motori Diesel
- 75) Common Rail
- 76) Elettronica.

(1) CARATTERISTICHE DEI TURBOCOMPRESSORI

1

I compressori sono macchine operatrici che trasformano il gas trattato e l'energia necessaria per un cambiamento della sua velocità e/o della sua pressione.

Nei turbocompressori il lavoro sul fluido viene compiuto dalle forze aerodinamiche dovute al movimento delle palette in moto relativo rispetto al fluido.

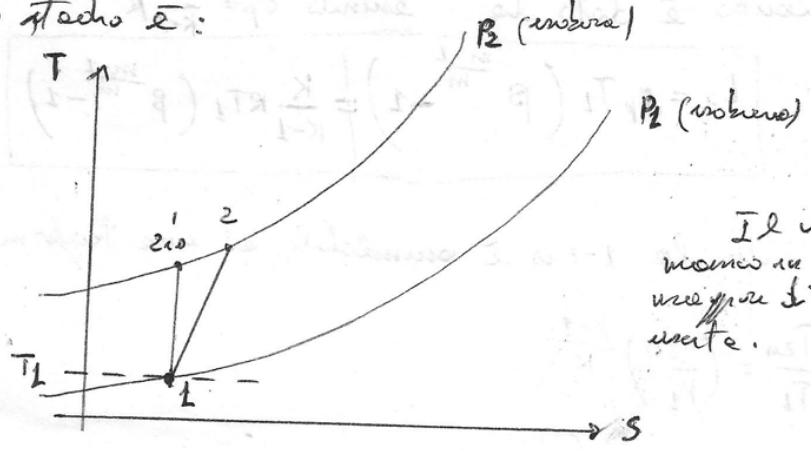
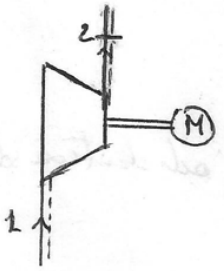
Ogni stadio di compressione è costituito:

- da un organo mobile, GIRANTE (o ROTORE) munito di palette che compiono lavoro sul gas.
- da un organo fisso, DIFFUSORE che raccoglie il gas sconvolto dalla girante e converte in energia di pressione la maggior parte dell'energia cinetica posseduta dal gas.
- la girante può essere preceduta da una palette fissa, PREDISTRIBUTORE svolta il compito di imprimere al gas la velocità necessaria (in direzione e modulo) anche facendogli subire un'espansione.
- Il diffusore, in alcuni casi, può essere sostituito o seguito da uno o più RADDRIZZATORI svolta il compito di ridurre la direzione della velocità assoluta del gas aumentando il modulo quasi inalterato.

I turbocompressori si suddividono in COMPRESSORI RADIALI o CENTRIFUGHI, ASSIALI e MISTI e secondo che le traiettorie del gas nelle girante si svolgono su piani normali all'asse di rotazione.

I turbocompressori possono essere ad un solo stadio (COMPRESSORI MONOSTADIO) o a più stadi (COMPRESSORI PLURISTADIO). Di solito i compressori centrifughi sono monostadio, quelli assiali sono pluristadio e sono usati negli impianti di turbine a gas.

Lo stadio può essere considerato ADIABATICO
lo schema del singolo stadio è:



Il volume -
massico in uscita è
maggiore di quello in
entrata.

Essendo in regime stazionario si applica il principio dell'energia in forma ² algebraica.

$$Q + L_i = \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_p$$

$E_p \approx 0 \Rightarrow$ se il compressore è sufficientemente piccolo, la variazione di energia potenziale dovuta all'azione delle gravità si può considerare trascurabile.

$\Delta E_c \approx 0 \Rightarrow$ nel passaggio tra i due stati si suppone che la variazione di energia cinetica è trascurabile.

$Q = 0 \Rightarrow$ Per elevatori nuovi di Reynolds e le relative moderate temperature delle correnti si assume che non vi siano scambi di calore tra le pareti della macchina ed il fluido.

Quindi l'eq. si riduce a:

$$L_i = \Delta i$$

Per i GAS PERFETTI si ha che $\Delta i = c_p \Delta T$ quindi:

$$L_i = c_p (T_2 - T_1) = c_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$

considerando che la trasformazione 1-2 può essere considerata una politermica equivalente di esponente m :

$$\frac{T}{P^{\frac{m-1}{m}}} = \text{costante} \Rightarrow \frac{T_1}{P_1^{\frac{m-1}{m}}} = \frac{T_2}{P_2^{\frac{m-1}{m}}} \Rightarrow \boxed{\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}}}$$

andichiamo con $\beta = \frac{P_2}{P_1} \Rightarrow$ RAPPORTO DI COMPRESSIONE

quindi il lavoro è dato da: essendo $c_p = \frac{K}{K-1} R$

$$L_i = c_p T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) = \frac{K}{K-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)$$

osservando che la 1-2 è assimilabile ad una trasformazione adiabatica di esponente K :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}}$$

essendo:

$$L_i = c_p T_2 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} R T_2 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)$$

4

possiamo scrivere i due rendimenti:

$$\eta_c = \frac{L_{i,u}}{L_i} = \frac{c_p T_2 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{c_p T_2 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)} = \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1} \Rightarrow \text{Rendimento isentropico}$$

$$\eta_{\gamma c} = \frac{L_{i,pol}}{L_i} = \frac{\frac{m}{m-1} R T_2 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)}{\frac{k}{k-1} R T_2 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)} = \frac{m}{m-1} \frac{k-1}{k} \Rightarrow \text{Rendimento politropico}$$

A meno che il valore di m non cambi col rapporto di compressione β , il rendimento politropico è indipendente da esso.

Quindi se si hanno a disposizione i due rendimenti, si può scrivere il lavoro L_i in relazione al loro valore:

• Se si ha η_c possiamo scrivere:

$$L_i = \frac{1}{\eta_c} L_{i,u} = \frac{1}{\eta_c} c_p T_2 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

• Se si ha $\eta_{\gamma c}$ possiamo scrivere:

$$L_i = c_p T_2 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)$$

essendo: $\frac{m}{m-1} \frac{k-1}{k} = \eta_{\gamma c}$

$$\frac{m-1}{m} = \frac{k-1}{k} \frac{1}{\eta_{\gamma c}}$$

essendo: $c_p = \frac{k}{k-1} R$

$$\frac{k-1}{k} = \frac{R}{c_p}$$

quindi:

$$\left(\frac{m-1}{m} \right) = \frac{R}{c_p} \frac{1}{\eta_{\gamma c}}$$

ostituendo si ottiene:

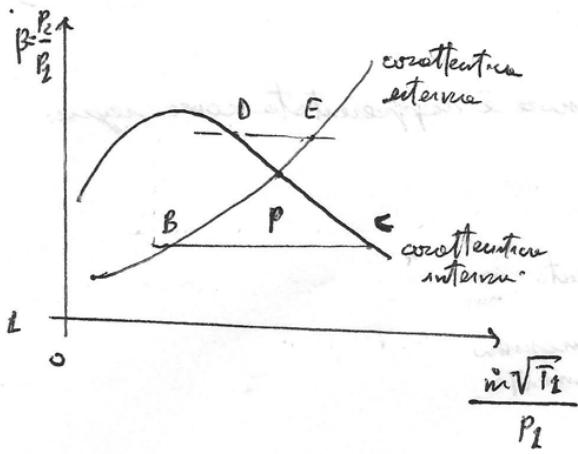
$$L_i = c_p T_2 \left(\beta^{\left(\frac{R}{c_p} \frac{1}{\eta_{\gamma c}} \right)} - 1 \right)$$

In termini di potenze possiamo definire:

→ Potenza interna $P_i = m L_i$

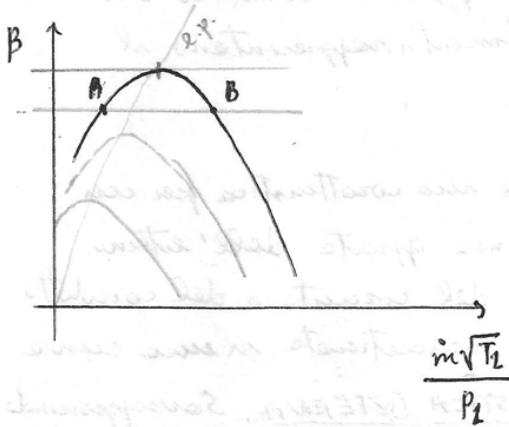
→ Potenza assorbita $P_{ass} = \frac{P_i}{\eta_m}$ dove il rendimento meccanico $\eta_m = 0,96$

→ Potenza meccanica $P_m = P_{ass} - P_i$



Il problema di una curva perturbata fa cadere diminuisce la pressione nell'ambiente di mandata del compressore, questo si potrebbe a far passare nel punto C, mentre il punto caratteristico del funzionamento del sistema esterno diventa B. In tali condizioni la portata richiesta dall'impianto risulta minore di quella elaborata dal compressore, per cui l'accumulo di massa alle mandate tenderebbe a far aumentare la pressione di mandata fino a riportare il punto di funzionamento in P.

Una diminuzione della pressione di mandata (P_2) porta il compressore nel punto D e a far elaborare una portata minore di quella richiesta dal sistema (E), la pressione tenderà quindi a diminuire, riportando il sistema nuovamente nel punto P di funzionamento. Considerando una caratteristica esterna molto piatta, al limite orizzontale (tipica di una grande capacità) si dimostra che due punti e quindi il massimo delle caratteristiche del compressore sono punti di equilibrio instabile.



Se infatti si considera il punto A il completamento del sistema è tale che evolve ogni curva di perturbazione. Ecco perché un certo grado di stabilità può essere dato dal confronto della severità delle due caratteristiche (interne ed esterne) calcolate rispetto alla portata (pendenze delle curve): se la pendenza della caratteristica esterna è maggiore di quella della caratteristica interna allora il punto è stabile.

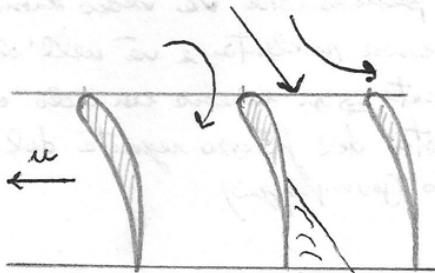
Se, come spesso accade, la caratteristica esterna è orizzontale, allora questo detto equivoche e dice che i punti e uniche del massimo delle caratteristiche del turbocompressore sono punti instabili.

Le linee che unisce tutti i massimi delle caratteristiche mono o bitemale tracciate si dicono linee di pompaggio: tale linea separa i punti di funzionamento stabile (verso discendente), da quello di funzionamento instabile (verso ascendente).

→ Il POMPAGGIO è un fenomeno d'INSTABILITÀ GLOBALE, cioè dell'intero sistema compressore-caricamento esterno: in certe condizioni di funzionamento una perturbazione occasionale, anche senza mercato, viene amplificata dal sistema. Questo fenomeno si presenta solo per i compressori centrifughi, ma per quelli su elica

Si riduce la velocità angolare ω diventando ω' e quindi si riduce la portata, avendo quest'ultima definita come $m = \rho c A$; si rimane lo stesso e quindi si modifica aumentando l'angolo d'incidenza.

A causa delle imperfezioni di montaggio e inclinazione delle palette, lo stallo non si verifica su tutte le pale, ma si verifica in un punto per proporzioni pari verso le altre pale. Il distacco delle vortici fluide, infatti, riduce la reazione del canale interpolare che precede, e la portata che non viene a fornire si ripartisce tra il canale interpolare che precede e quello successivo \Rightarrow lo stallo pertanto si propaga in senso opposto alla velocità angolare ω delle palette.



Le reazioni in cui si ha stallo si ripartiscono quindi progressivamente, risultando, in direzione opposta a quelle di rotazione ma con velocità inferiore. Il moto indotto è concorde con quello del rotore.

Lo stallo è un fenomeno d'INSTABILITÀ LOCALE riguarda cioè solo la macchina (alcune zone di essa) e non coinvolge l'intero circuito-compressore. Interessa infatti solo le palette della girante del compressore, ed assume generalmente la forma di uno stallo rotante.

Generalmente lo stallo si manifesta nelle zone di funzionamento del compressore già esistenti dall'uso per il verificarsi del pompaggio, e volte può apparire anche nelle zone di funzionamento stabile per il pompaggio.

È un fenomeno molto sgradevole dal punto di vista strutturale, in quanto comporta una sollecitazione periodica delle palette e può portare a rotture e fatica.

$$\frac{P_i}{P_i^*} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} \frac{L_i}{L_i^*}$$

$$\boxed{L_i^* < L_i}$$

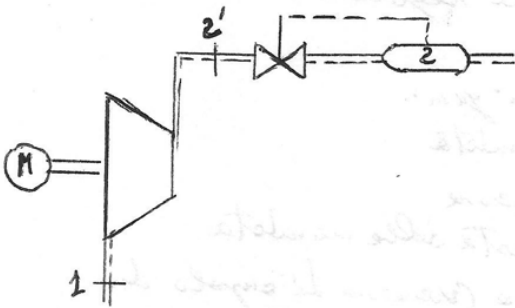
Ciò che si vuole sapere è il rapporto \dot{m}/\dot{m}^* che può non fornire la forma delle relazioni che invece è fornite dal rapporto dei lavori. In questo il lavoro dipende che come con il rendimento isentropico η_c . Infatti si ha che:

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

Nelle pratica si considerano le condizioni del punto 2 di pressione e si vuole mantenere costante tale valore di pressione (quindi β). Per far ciò si può aumentare il numero di giri del motore, mantenendo costante T_1 generando una variazione delle caratteristiche interne e quindi una variazione di portata. Allontanandosi però dal punto di progetto scelto (indicato con P) si diminuisce il rendimento η_c . Spostandosi dal punto P di funzionamento il rendimento η diminuisce e si ha un aumento di lavoro che il compressore deve compiere. Le relazioni non è quindi convenienti in termini energetici.

→ Le mandate alle mandate

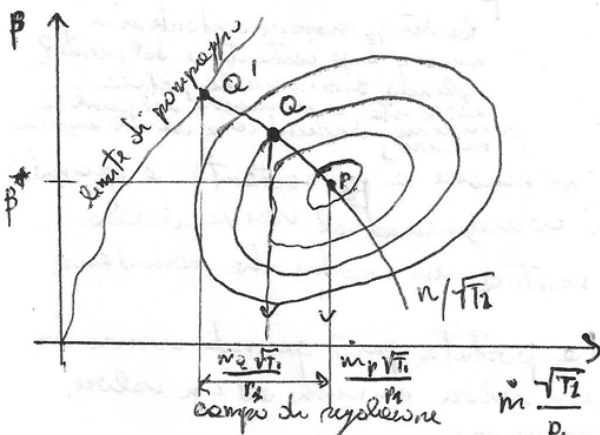
Le P_2 di mandata richiesta dall'utenza deve essere mantenuta costante.



L'introduzione delle valvole produce una caduta di pressione tra monte e valle per cui si avrà $P_{2'} > P_2$

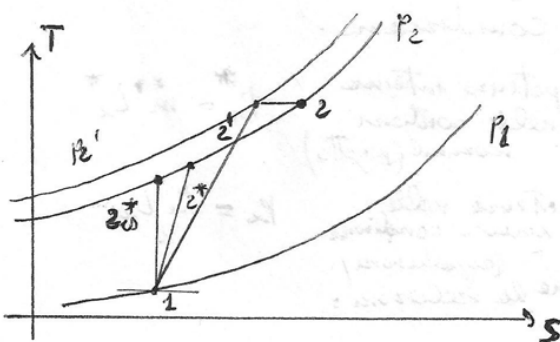
Si cercano quindi dei coefficienti di compressione $\beta = \frac{P_2}{P_1}$ maggiori rispetto alle condizioni di progetto (rappresentate dal punto P)

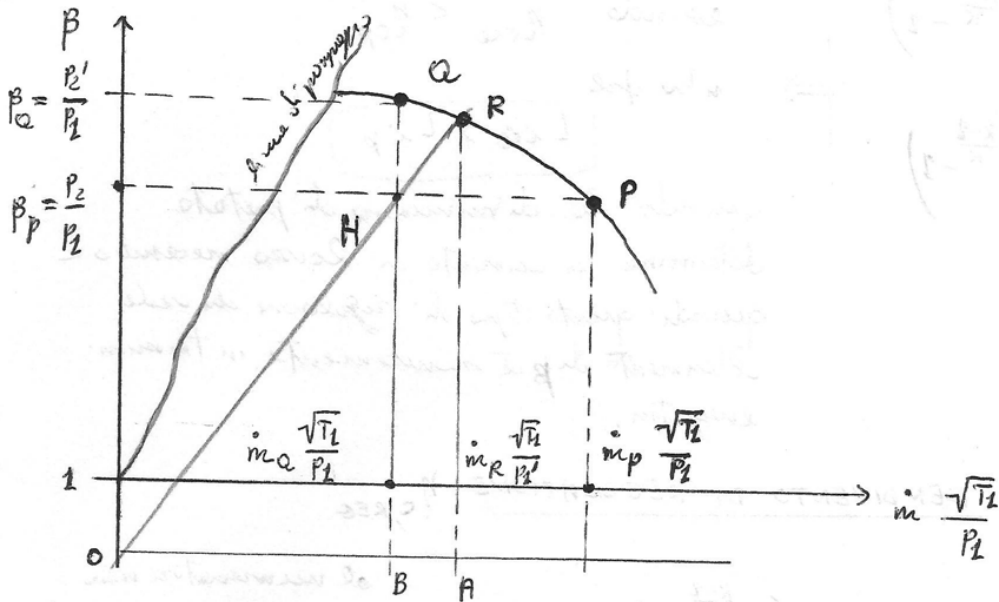
Il punto Q di funzionamento avrà quindi una portata minore (in alcune vce portate più piccole rispetto chi intendono parzialmente le valvole con meno portata). Però si ha una diminuzione del rendimento η



Vi sarà però un limite nel campo di regimazione (punto Q') dovuto al limite di pompaggio.

Considerando come avviene nel diagramma T-s si osserva che una diminuzione di β dovuta alle regolazioni (e η e il rendimento isentropico) modica la pendenza delle curve 1-2* ottenendo 1-2'. Il compressore vede 2' mentre l'utenza è 2. Considerando i lavori calcolati per il punto P e Q si ottiene:





La costruzione per ottenere il punto R si effettua come segue: la posizione di Q (ottenuta per la emissione delle mandate) e di P (punto nominale) sono note, come sono note le loro coordinate.

Traueno la parallela all'asse verticale del punto Q e la parallela all'asse orizzontale del punto P si ottiene il punto H.

Traueno la retta che parte dall'origine e passa per il punto H che intersecherà la caratteristica interna nel punto R che è il punto di funzionamento in rapporto alle emissioni dell'espressione.

Si vede quindi che il rendimento in rapporto ad una emissione dell'espressione η_{CR} è maggiore del rendimento η_{CA} che si ottiene con una emissione alle mandate:

$$L_{iQ} = \frac{1}{\eta_{CA}} c_p T_1 \left(\beta_Q^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

$$L_{iR} = \frac{1}{\eta_{CR}} c_p T_1 \left(\beta_R^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

si ha da $\eta_{CR} > \eta_{CA}$

$$\beta_Q > \beta_R$$

$$\Downarrow$$

$$L_{iR} < L_{iQ} \Rightarrow$$

in termini energetici è quindi più conveniente una regolazione all'espressione piuttosto che la regolazione alle mandate.

Inoltre un altro vantaggio rispetto alla regolazione alle mandate è la portata massima \Rightarrow si ha un range di regolazione più ampio.

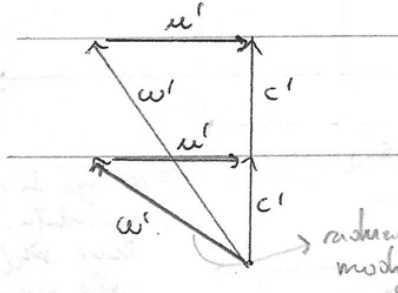
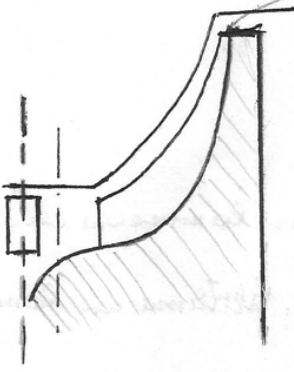
Ciò può essere visualizzato graficamente:

→ Variazione delle geometrie

Si basa sul fatto che ogni angolo di collettamento determina una direzione caratteristica meridionale.

Queste regolazioni viene utilizzate solo se la macchina lavora verso in regolazione in quanto è un investimento molto oneroso.

La presenza di una PREGIRANTE permette di avere una regolazione sulla portata.

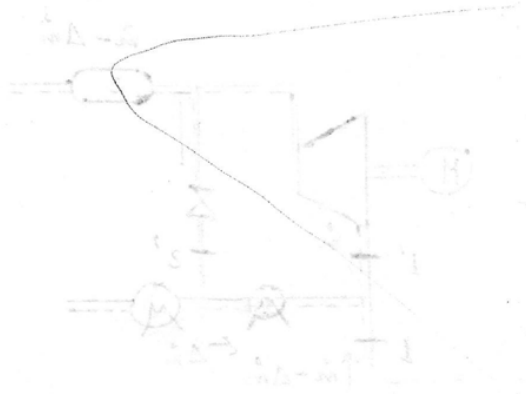
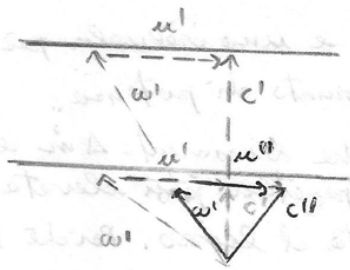


si ha una diminuzione di c e quindi avendo $n_i = p/c$ anche delle portate.

riduzione delle portate che modifica le direzioni di ω'

Riducendo la portata si modifica la direzione delle ω' (e numero di giri costante) da cambiare rispetto a quella di progetto (pendente di vertice)

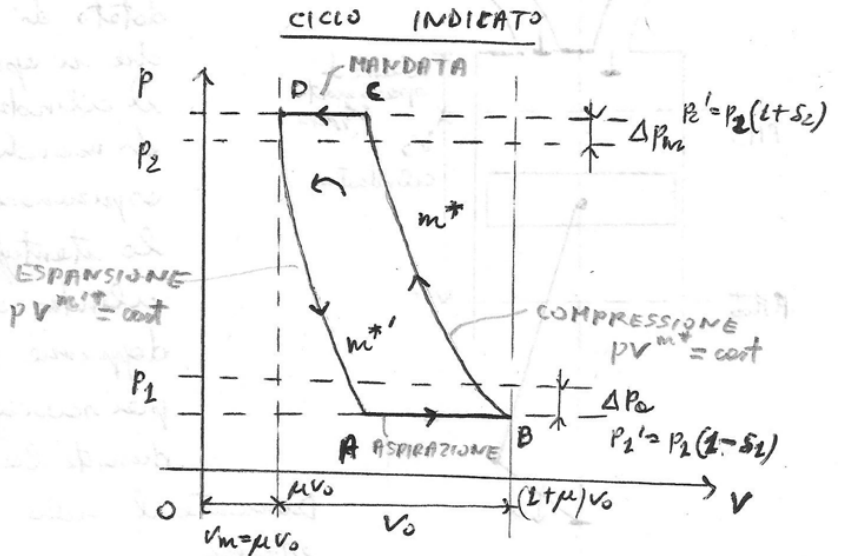
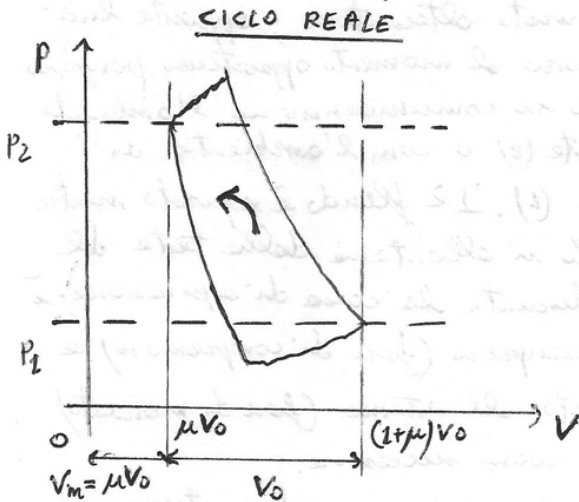
Modificando la direzione di c' con la pregirante, è possibile ottenere alla ω' di progetto.



$$\Delta p_e = p_2 - p_2' \quad ; \quad \Delta p_m = p_2' - p_2$$

In tale ciclo l'esponente m^* delle linee di compressione BC del gas aspirato nella fase AB differisce dall'esponente m delle poliotropiche (è ammessa l'evoluzione poliotropica all'interno del ciclo T/p^{m-2}) in quanto si tiene conto delle fughe di gas all'esterno.

Analogamente m^* delle linee di espansione DA del gas rimasto nello spazio morto al termine della fase CD di mandata.



Se considero il ciclo a partire dal punto morto inferiore PHI (B), inizia la compressione del gas e si suppone che tutto il volume di gas è alla pressione di aspirazione. Inizia la compressione e si assume p_2 per aprire la valvola (C). Lo stentuffo tende a fermarsi ed il flessibile per invece tende ad essere. Nella corsa di espansione si supera la pressione p_1 per garantire l'apertura della valvola.

Nel ciclo indicato si considerano la mandata e l'espansione a pressione costante ed $m^* \neq m^{*'}$. Durante l'aspirazione si ha $p_2' < p_2$ e durante la mandata $p_2' > p_2$. Si definiscono:

$$s_1 = \frac{p_2 - p_2'}{p_2} = \frac{\Delta p_e}{p_2} \Rightarrow \text{Coefficiente di perdita nella valvola di aspirazione.}$$

$$s_2 = \frac{p_2' - p_2}{p_2} = \frac{\Delta p_m}{p_2} \Rightarrow \text{Coefficiente di perdita nella valvola di mandata}$$

Più s_1 e s_2 sono prossime a zero e più le valvole sono realizzate bene. Le aree dei due cicli (reale e indicato) sono uguali e rappresentano il lavoro al ciclo l_c .

Oppure si ha:

$$s_1 p_2 = p_2 - p_2' \Rightarrow p_2' = p_2 - s_1 p_2 = p_2 (1 - s_1)$$

$$s_2 p_2 = p_2' - p_2 \Rightarrow p_2' = p_2 + s_2 p_2 = p_2 (1 + s_2)$$

dove: essendo $p_2' = p_D = p_C$ e $p_1' = p_A = p_B$

$$\beta_r = \frac{p_2'}{p_1'} = \frac{p_2}{p_1} \frac{(1+s_2)}{(1-s_1)} \rightarrow \text{RAPPORTO DI COMPRESIONE INTERNO}$$

possiamo scrivere $\beta_r = \beta \frac{1+s_2}{1-s_1}$ dove β è il rapporto di compressore della macchina reale e reale reale.

Osserviamo che:

$$V_D = V_m = \mu V_0$$

$$V_B = V_m + V_0 = V_0 + \mu V_0 = V_0 (1 + \mu)$$

quindi sviluppando i termini:

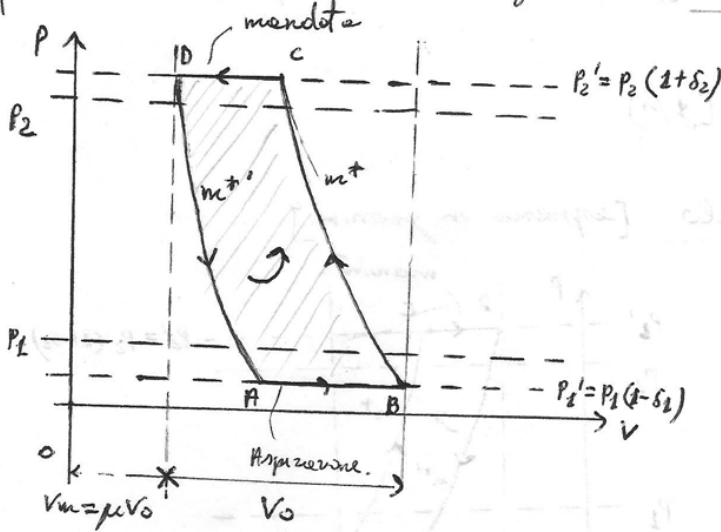
$$P_c = \frac{m^*}{m^{*'}-1} \left[p_1 (1-s_1) \cdot (1+\mu) V_0 \right] \left[\left(\frac{p_2 (1+s_2)}{p_1 (1-s_1)} \right)^{\frac{m^{*'}-1}{m^*}} - 1 \right] - \frac{m^{*'}}{m^{*'}-1} \left[p_2 (1+s_2) \cdot \mu V_0 \right] \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2 (1+s_2)}{p_1 (1-s_1)} \right)^{\frac{m^{*'}-1}{m^{*'}}}} \right]$$

espresso in [J/cal] —

8) CALCOLO DELLA MASSA D'ARIA ASPIRATA DALL'AMBIENTE ESTERNO m_e

20

Per risolvere il problema si considera il I° principio della termodinamica in quanto si dovrà tenere conto degli scambi.



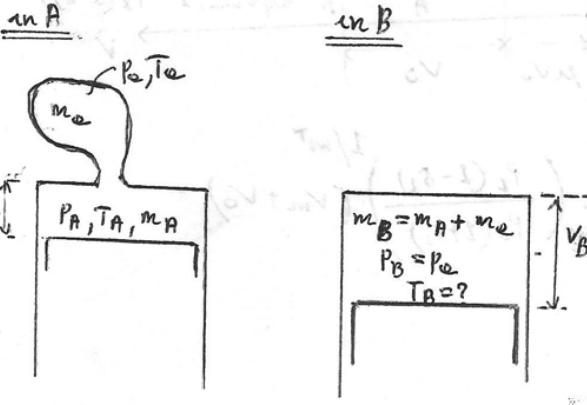
Lo si considera in forma lagrangiana perché il sistema non è stazionario. Per il principio di conservazione della massa nel processo di aspirazione $A \rightarrow B$ si può scrivere:

$$m_B = m_A + m_e$$

dove m_B è la massa che riempie il cilindro al PMI (punto morto superiore) T_B sarà la media ponderata tra T_e e T_a diminuite degli scambi termici. Applichiamo il I° principio in forma lagrangiana:

$$Q + L = \Delta U + \Delta E_c + \Delta E_y + \Delta E_w$$

↳ calore completamente ceduto dalle pareti all'aria.
 ↳ $\Delta E_c = 0$ non ci sono sistemi inerciali.
 ↳ $\Delta E_y = 0$ trascurabili per i flussi incompressibili.
 ↳ $\Delta E_w = 0$ trascurabile $c = 20 \text{ m/s}$ uguali a quelle dello stantuffo.



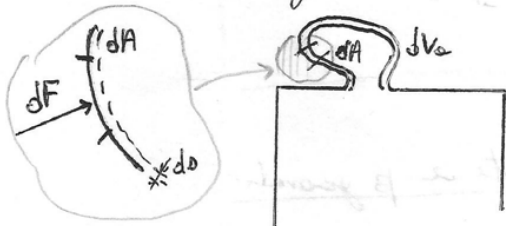
quindi:

$$Q + L = \Delta U$$

Col calcoliamo i vari termini che costituiscono l'espressione.

→ lavoro fatto dall'esterno sul sistema L

Consideriamo il lavoro esterno. Le forze che esercitano tale lavoro sono le forze di superficie, si trascurano le forze di taglio (effetto delle viscosità del fluido al contorno). Consideriamo le forze di pressione lungo tutto il tratto di contorno, si ottiene:



$$dF = p_e dA$$

se il palloncino si sposta, poiché sta venendo aspirata dall'aria, e livello locale si deforma uno spostamento ds , per cui:

$$d^2 L = p_e dA ds = p_e d^2 V_e$$

estendendo all'intera superficie

risolvendo rispetto alle massa m_e espulsa dall'ambiente esterno si ottiene:

$$m_e = \frac{P_B V_B \frac{K}{K-1} - P_A V_A \frac{K}{K-1} - Q}{\frac{K}{K-1} \cdot T_A \cdot R}$$

massa d'aria espulsa m_e dall'ambiente esterno.

dove $V_B = V_0 + V_m = V_0 + \mu V_0 = V_0 (1 + \mu)$

→ Determinare la temperatura T_B dell'aria contenuta nel cilindro alle fine della corsa di espansione.

Dall'equazione dei gas perfetti si ha:

$$P_B V_B = m_B R T_B \quad \longrightarrow \quad T_B = \frac{P_B V_B}{m_B R}$$

dove $m_B = m_A + m_e$

essendo $m_A = \frac{P_A V_A}{R T_A}$

si ottiene:

$$T_B = \frac{P_B V_B}{\left(\frac{P_A V_A}{R T_A} + m_e \right) R}$$

quindi la massa aspirata può essere scritta come:

$$m_1 = \rho_1 V_1 = \frac{\rho_1 V_0 \lambda v}{\eta_e}$$

dove il volume nelle cond. esterne è dato da $V_1 = (\lambda v V_0 / \eta_e)$

Nell'ipotesi che tutta l'energia cinetica acquisita dal gas nell'attraversamento della luce di aspirazione si sia convertita in energia interna al termine dell'aspirazione e applicando il principio di conservazione dell'energia tra i punti A e B si ha:

$$\textcircled{1} \quad Q + \mathcal{L} = \Delta U \quad (\text{tale principio si applica in forme lagrangiana perché non è conservativo})$$

Supponendo la pressione all'interno del cilindro costante durante l'aspirazione ($P_A = P_B$) considerando il ciclo indicato, il lavoro che le forze esterne compiono sulle masse ($V_2 P_A + V_A P_A$) è dato da:

$$\mathcal{L} = P_1 V_1 - P_A (V_B - V_A)$$

↳ lavoro compiuto dalle pressioni esterne nel fluido da parte di V_1 e 0.

↳ Gas che fa lavoro sulle stentuffi

La variazione di energia cinetica è data da:

$$\Delta U = U_B - (U_A + U_1) = P_B V_B U_B - (P_A V_A U_A + P_1 V_1 U_1)$$

ostituendo nelle $\textcircled{1}$ si ottiene:

$$Q + P_1 V_1 - P_B V_B + P_A V_A = P_B V_B U_B - P_A V_A U_A - P_1 V_1 U_1$$

considerando che: $P_1 V_1 + P_1 V_1 U_1 = \underbrace{(P_1 V_1 + U_1)}_{\lambda_1} P_1 V_1 = \lambda_1 P_1 V_1$

quindi:

$$Q + (P_1 V_1 + P_1 V_1 U_1) = (P_B V_B + P_B V_B U_B) - (P_A V_A + P_A V_A U_A)$$

$$Q + \lambda_1 P_1 V_1 + \lambda_A P_A V_A = \lambda_B P_B V_B$$

ponendo nuove:

$$Q + P_1 V_1 \lambda_1 = P_B V_B \lambda_B - P_A V_A \lambda_A$$

$$P_1 V_1 \lambda_1 + P_A V_A \lambda_A = P_B V_B \lambda_B - Q$$

$$\eta_e P_B V_B \lambda_B$$

osserviamo da:
 $P_1 V_1 P_1 V_1$
 essendo $P_1 = \frac{m_1}{V_1}$
 nell'unità di massa
 $P_1 V_1 P_1 V_1 = P_1 V_1$

Colore che si forma al fluido (le pareti sono più calde quindi Q è positivo)

Tenendo presente che:

$$V_B = (1 + \mu)V_0 \quad ; \quad V_A = V_D \left(\frac{P_D}{P_A} \right)^{1/m^*} = \mu V_0 \left(\frac{P_D}{P_A} \right)^{1/m^*}$$

e da : $P_A = P_B = P_1 (1 - \delta_1) \quad ; \quad P_D = P_2 (1 + \delta_2)$

in che:

$$\lambda_V = \eta_\varphi (1 - \delta_1) \left[\eta_z (1 + \mu) - \mu \beta^{\frac{1}{m^*}} \left(\frac{1 + \delta_2}{1 - \delta_1} \right)^{1/m^*} \right]$$

Trastrandendo le fughe di gas ($\eta_\varphi = 1$) e gli scambi termici con le pareti ($\eta_z = 1$) e i trasferimenti nelle luci ($\delta_1 = \delta_2 = 0$) si ottiene:

$$\lambda_V = 1 - \mu \left(\beta^{\frac{1}{m^*}} - 1 \right) = \frac{V_B - V_A}{V_0}$$

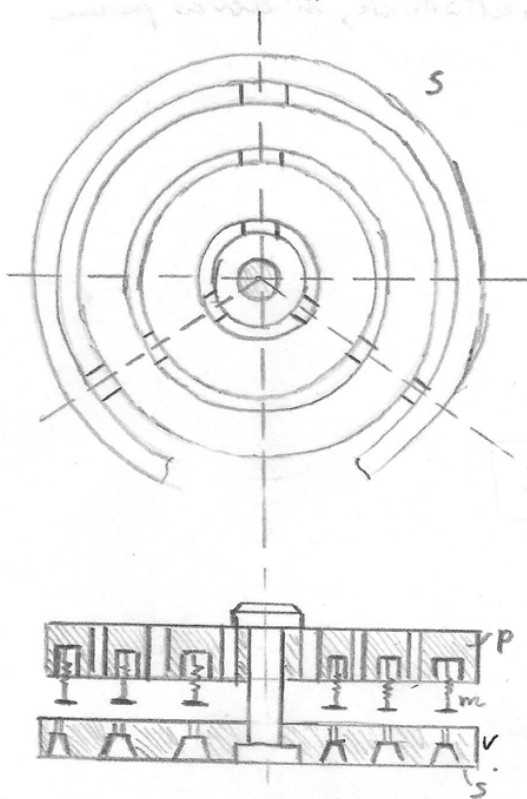
(11) DISTRIBUZIONE

28

Nella maggior parte dei casi, la distribuzione è realizzata attraverso VALVOLE AUTOMATICHE che si aprono per effetto della differenza di pressione fra l'interno del cilindro e l'ambiente in cui esse lo pongono in comunicazione. Di conseguenza, la durata delle fasi di compressione e di espansione si adeguano automaticamente alle variazioni di pressione.

Le luci di aspirazione si devono aprire quando la pressione nel cilindro è la minima del ciclo, mentre quelle di mandata devono stare aperte quando la pressione nel cilindro raggiunge o supera la pressione dell'ambiente di mandata, che è la minima del ciclo.

Il vantaggio è l'adeguamento automatico in base alle condizioni degli ambienti di aspirazione e mandata; tale pregio è però accompagnato dalle limitazioni delle velocità medie dello stantuffo necessarie per evitare eccessive perdite di carico.



Le valvole automatiche devono essere leggere.

Le valvole sono richiuse in sede attraverso il peso proprio oppure, come spesso avviene, attraverso piccole molle ed eliche in ruota nel capocilindro della valvola.

È necessario limitare la corsa delle valvole per cui si piccole distanze si trova un petto *p* contro cui vanno ad appoggiarsi le lemmelle quando sono staccate dalla sede. Il petto è munito di fessure (spalate rispetto a quelle delle sedi) per lavorare libero dopo si gon...

Non è possibile dare un'espressione generale di T_2 (come per L_1) per cui si considerano due casi particolari:

→ Mecchine adiabatiche.

Il gas è compresso fino alla temperatura $T_c = T_B \beta_c^{\frac{m-1}{m}}$.

Se non negli scambi termici con le pareti:

$$T_B = T_1$$

$$m = K \quad (L_{ov} \approx 0)$$

$$T_c = T_1 \beta_c^{\frac{K-1}{K}}$$

Durante le fasi di mandata $T = T_c = \text{cost}$

$$\Rightarrow T_2 = T_1 \beta_c^{\frac{K-1}{K}}$$

Nel caso particolare: $S_2 = S_1 = 0$
 si ha:

$$T_2 = T_1 \beta_c^{\frac{K-1}{K}}$$

→ ASSENZA DI FUGHE

Il lavoro per unità di massa mandata è dato da:

$$L_1 = c_p (T_2 - T_1) - \dot{Q}_e$$

Calore completamente sottratto all'unità di massa nelle fasi di espansione, compressione e mandata.

essendo $L_1 = \frac{\dot{Q}_c}{M_m}$ si ottiene:

$$\dot{Q}_c = M_m c_p (T_2 - T_1) - \dot{Q}_e M_m =$$

$$= M_m c_p (T_2 - T_1) - \dot{Q}_c$$

Calore completamente sottratto al gas in un ciclo

essendo: $\dot{Q}_c = \frac{P_i}{\eta}$ ed $P_{oss} = \frac{n \dot{Q}_c}{M_m} = \frac{P_i}{\eta_m}$, inoltre $\dot{m} = n M_m$, si ottiene:

$$\frac{P_i}{\eta_m} = \dot{m} c_p (T_2 - T_1) - \dot{Q}_e$$

L_1 potenza termica sottratta

le tre relazioni:

$$L_1 = c_p (T_2 - T_1) - \dot{Q}_e$$

$$\dot{Q}_c = M_m c_p (T_2 - T_1) - \dot{Q}_c$$

$$\frac{P_i}{\eta_m} = \dot{m} c_p (T_2 - T_1) - \dot{Q}_e$$

possiamo avere utilitate per il calcolo della T_2 quando il compressore e refrigeratori, noto il calore sottratto e conoscendo le fughe di gas.

o uguali gradi di spreco $\mu = \mu'$ e rapporti di compressione $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_2'}{p_1'}$ 32

o ha: $\lambda v = \lambda v'$

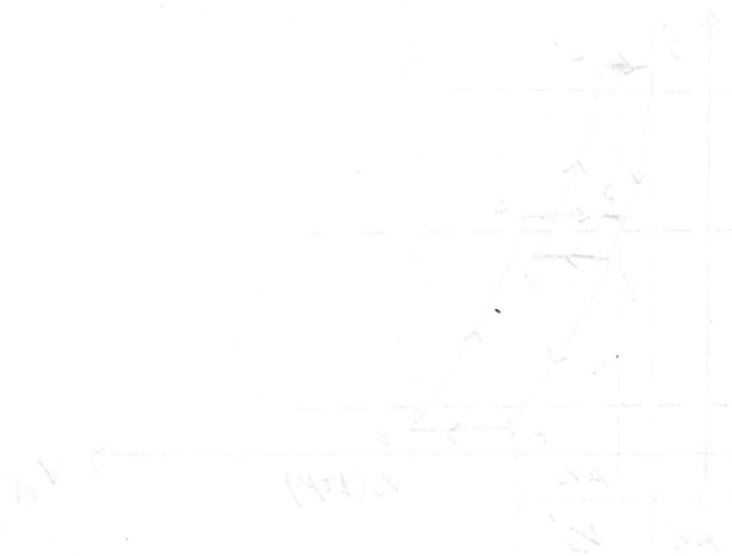
Inoltre se il refrigerante intermedio riparte la temperatura $T_2 = T_2'$ al valore T_2 dell'ambiente di espansione ed i compressori funzionano con lo stesso numero di giri $n = n'$ o ha:

$$\frac{v_0'}{v_0} = \frac{p_2}{p_2'} = \frac{p_1}{p_1'}$$

La potenza erogata dai due stadi:

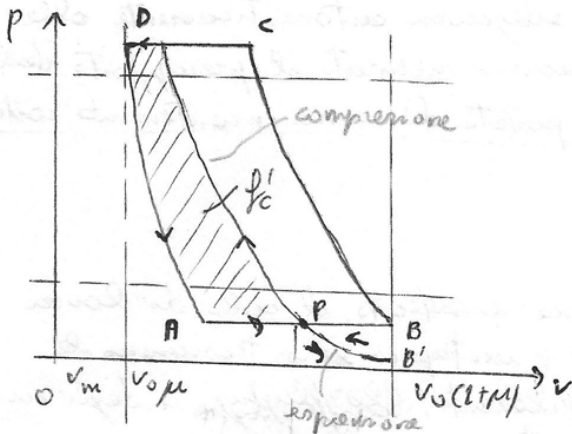
$$P_{gen} = \frac{L_c n}{\eta_m} + \frac{L_c' n'}{\eta_m'}$$

Notevolmente nelle condizioni indicate $L_c = L_c'$



$$\frac{L_c n}{\eta_m} = \frac{L_c' n'}{\eta_m'}$$

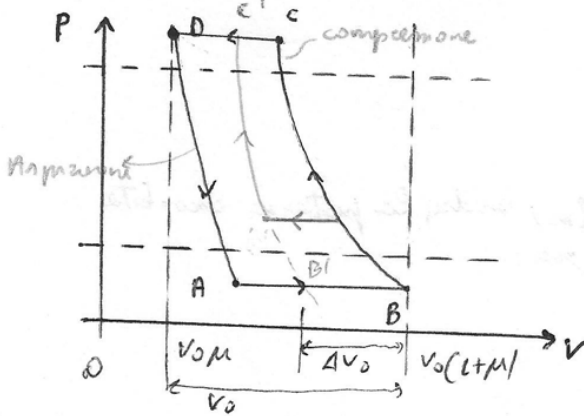
(2) LIMITAZIONE VOLUME UTILE DI ASPIRAZIONE



Si suppone che la valvola di aspirazione sia controllata in chiusura (valvola comandata). Si decide di chiuderla in P.
 Dopo la chiusura si ha un determinato volume e lo stantuffo continua a scendere per cui la pressione all'interno della camera continua a scendere. Si ha un'espansione e si apre la polotropica P-B'.

In compressione si ripercorre la stessa linea ed il ciclo diventa quello evidenziato. Sulle P_0 che φ_c diminuiscono.

Nelle realtà ciò è difficile da realizzare e si realizza il seguente ciclo:

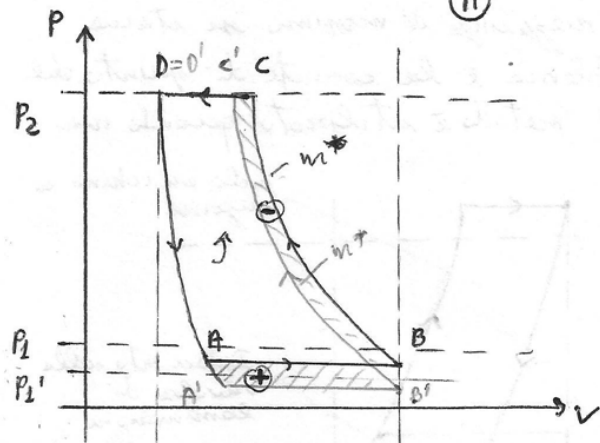
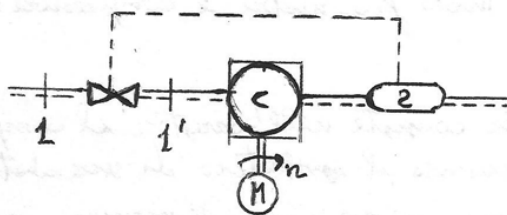


Si realizza una valvola automatica di tipo aerodinamica che rimane aperta nelle prime fasi di compressione e poi si chiude. Si posticipa quindi la chiusura della valvola di aspirazione in modo che esca un volume all'interno della camera superiore e quello massimo possibile. In tal caso la portata mantenta e la potenza costante dalle macchine viene allungata dello stesso rapporto:

$$\frac{v_B - v_A - \Delta v_0}{v_B - v_A}$$

(3) LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE

$P_1' < P_1$



Le valvole di laminazione abbassa la pressione che vede il compressore da P_1 a P_1' , si comprime fino a c', la fase di iniezione è $D=D'$ e si espande sino ad A'.
 Il numero di giri rimane costante $n = costante$ e la potenza meccanica presa rimane costante $\eta_m = cost.$
 La portata si riduce secondo il rapporto:

$$\frac{m'}{m} = \frac{\lambda v' P_1' v_0 n}{\lambda v P_1 v_0 n} = \frac{\lambda v' P_1'}{\lambda v P_1}$$

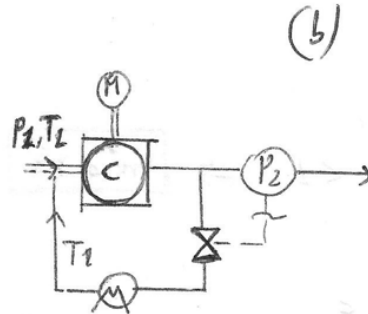
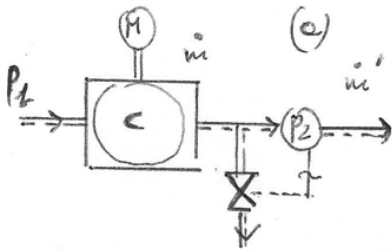
Si ha un doppio effetto dipendente da v_A' che fa variare P_1' ma anche $\lambda v'$ essendo:

$$\lambda v' = \eta_v (1 - \delta_1) \frac{v_0 \eta_c - v_A'}{v_0}$$

Aumento v_A' ma con diminuzione di P_1

→ Riflusso di parte delle mandate

Si fa rifluire parte delle mandate all'esterno (a) o tramite refrigeratore al condotto di espansione (b)



Il ciclo di lavoro rimane invariato $f_c = \text{costante}$ e anche la potenza rimane costante.

Il lavoro per unite di massa mandata al gettatore di valle aumenta nel rapporto tra la massa m scaricata dal compressore e quella m' utilizzata.

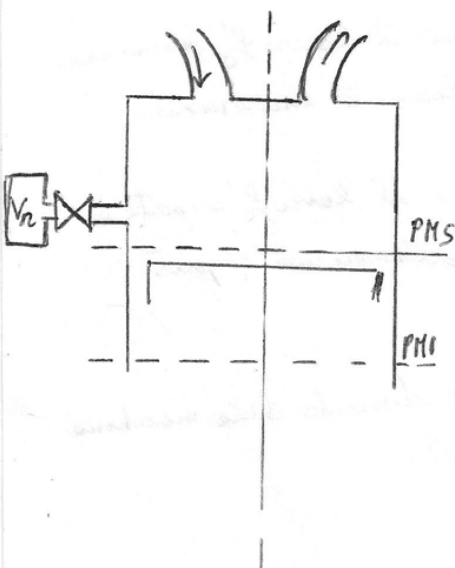
$$\frac{L_i'}{L_i} = \frac{m}{m'}$$

Se il gas che rifluisce aumenta la temperatura dell'ambiente di espansione dal valore T_2 al valore T_2' il ciclo di lavoro resta sempre invariato e la portata scaricata dal gas diminuisce nel rapporto T_2/T_2' e la temperatura alla mandata aumenta all'incirca nel rapporto T_2'/T_2

Questo metodo è più conveniente se $\beta < \beta_d$

→ Addizione di coperte supplementari allo spazio morto

Consiste nel mettere in comunicazione mediante una valvola una coperta V_2 con l'interno del cilindro.



Tale metodo modifica il coefficiente di riempimento β .

Aprendo la valvola si ha il passaggio da un volume di spazio morto μV_0 al volume $(\mu V_0 + V_2)$. Graficamente si sposta l'ora p verso sinistra di una quantità V_2 .

Ovviamente che graficamente si ha:

$$\begin{matrix} B = B' \\ D = D' \end{matrix}$$

gli esponenti della trasformazione di espansione e compressione rimangono invariati: n^* ed $n^{*'}$

Osserviamo da anche la forza di spazzatura in acciaio e quindi:

3d

$$\lambda v' = \eta_e (1 - s_2) \frac{v_B' \eta_2 - v_A'}{v_0} \Rightarrow \lambda v' \text{ diminuisce rispetto a } \lambda v$$

Aumenta

Potremo allora scrivere:

$$\dot{m} = \lambda v \rho_1 v_0 n = M_m n$$

$$\dot{m}' = \lambda v' \rho_1 v_0 n = M_m' n$$

$$\Rightarrow \left[\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{\lambda v'}{\lambda v} \right] \Rightarrow \boxed{\dot{m}' < \dot{m}} \quad \text{La portata in massa si riduce}$$

Tale metodo lascia inalterato il lavoro per unità di massa mandata L_i e quindi il rendimento del compressore η_m quindi:

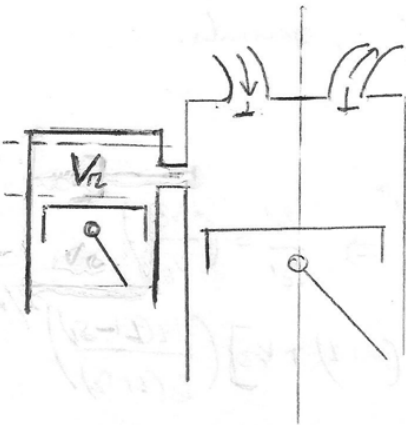
$$P_{oss} = \frac{L_i \cdot \dot{m}}{\eta_m = \text{costante}}$$

quindi:

$$\boxed{\frac{P_{oss}'}{P_{oss}} = \frac{\dot{m}'}{\dot{m}}}$$

La portata in massa e la potenza assorbita variano all'incubo dello stesso rapporto

Il metodo è valido in quanto v_2 è fissato, ma v_2 lo si può rendere variabile (realizzando una regolazione continua) mantenendo invariato il volume v_2 la cui posizione viene e secondo della portata richiesta.

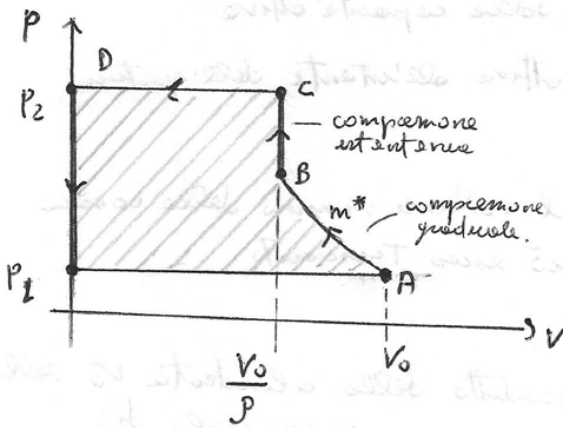


La luce di aspirazione deve essere più grande possibile per ridurre le perdite ϕ per la compressione. Il rapporto volumetrico di compressione è uguale al rapporto delle aree $ABDC$ e $A'B'D'C'$. Tale rapporto γ viene all'aumentare del numero di palette n , o con l'aumentare dell'angolo α che definisce la posizione del punto iniziale della mandata.

Tale meccanismo per aumentare γ non esiste in modo limitato in quanto:

- aumentando n aumentano le perdite di sfregamento e quindi si deve diminuire la velocità delle macchine;
- diminuendo α si riduce l'empiezza delle luci di mandata e quindi aumentano i trofamenti del gas in esse.

Si consideri il seguente CICLO DI CAVORSO



Si ha una compressione graduale dal volume $V_A (=V_0)$ al volume $V_B (=V_0/\gamma)$. La compressione nel tratto $A \rightarrow B$ avviene secondo la legge:

$$pV^{m^*} = \text{cost}$$

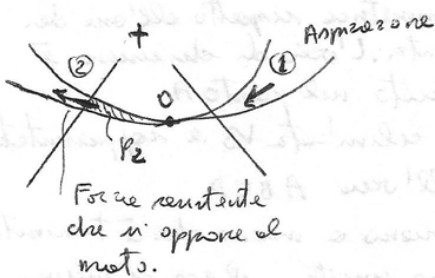
La p di tale compressione non è uguale alle p_2 di mandata perché dipende dal compressore e non dall'utenza.

m^* è l'esponente di compressione.

L'ulteriore compressione BC è dovuta al requisito di gas dell'ambiente di mandata nella camera ed è una compressione istantanea.

In B si mette in comunicazione il volume nuovo con l'ambiente di mandata e la p aumenta fino al punto C .

Se la pala A divide la luce di mandata, il volume si annulla e si trova al punto D .



In quanto vi è un gioco nel punto di contatto tra stator e rotore, non mancherà il volume T che col annullarsi p cede, ma serve un forza del gas. Se p cresce si genera una forza risultante (2) che si oppone al moto e quindi è necessario dare più potenza al sistema. Inoltre vi sarà un aumento di volume e la p sarà minore di quella ambiente e si attrarrà un'altra forza risultante (1).

Si fa allora in modo di non avere un punto O di contatto ma un gioco costante che non cambia il ciclo e crea un volume di spazio morto.

Si ha inoltre da:

42

$$L_i = \frac{p_c i n}{i} = \frac{p_c i n}{\lambda v i n v_0 p_1} = \frac{p_c}{\lambda v v_0 p_1}$$

I compressori a palette trovano largo impiego per rapporti di compressione β fino a circa 6, e volte circa 8 con due stadi interrefrigerati. per portate fino a $3 \text{ m}^3/\text{s}$ nel caso in cui la presenza di olio lubrificante e contatto con el gas compresso non ha importanza. Tali compressori richiedono però la presenza di olio nell'aria aspirata che può non può poi essere rimosso e quindi il suo impiego dipende molto dalle qualità dell'aria aspirata \Rightarrow non necessaria dei filtri.

REGOLAZIONE

La regolazione può essere ottenuta variando l'eccentricità del rotore rispetto alle cavità. Inoltre può essere ottenuta con uno dei seguenti metodi:

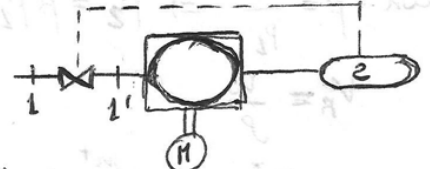
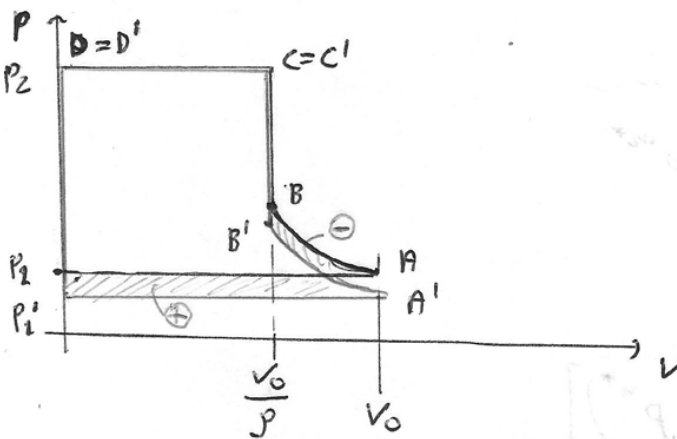
1. Variatione del numero di giri n ~ tale metodo è applicabile ed è il migliore, la portata dipende infatti in maniera proporzionale ed è secondo la formula:

$$i = \lambda v i v_0 p_1 n$$

2. Laminazione delle mandate ~ Non ha alcun particolare effetto sulla regolazione perché si aspira una quantità che non dipende dalla p alla mandata.

3. Riflusso di parte delle portate della mandata all'ambiente di aspirazione.
 È una regolazione conveniente.

4. Laminazione all'aspirazione
 Laminando il gas all'aspirazione, il ciclo di lavoro diventa come segue:



È significativa perché si deve operare ad una pressione $p < p_1$. All'aumentare di p_2 , diminuisce v_0/p e quindi aumenta l'area che sottende. Quindi tale regolazione conviene per rapporti di compressione elevati.

$$f_c = p_1 V_0 \left[\frac{m^*}{m^*-1} (p^{m^*-1} - 1) + \frac{1}{p} (\beta - p^{m^*}) \right]$$

dove $\beta = \frac{p_2}{p_1}$

quindi è possibile calcolare P_m .

• nelle condizioni e vuoto si ha:

$$P_m = P_m'$$

(col pedice' si indicano le grandezze nelle condizioni e vuoto)

essendo:

$$P_m' = P_{m1}' - P_{i1}'$$

in ottiene:

$$P_{m1}' = P_m + P_{i1}' = P_m + f_c' n' i'$$

si ha che il numero di giri non cambia $n = n'$ [giri/s]

quindi:

$$P_{m1}' = P_m + f_c' n i'$$

se n è in [giri/min]
 si ha che $\frac{n}{60}$ è [giri/s]

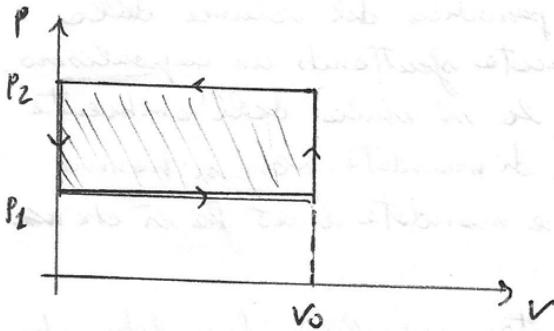
si ha che il lavoro-ol fatto nelle condizioni e vuoto è dato da:

$$\begin{aligned} f_c' &= \int_A^B V dp - (P_c - P_a) \cdot V_c = \\ &= \frac{m^*}{m^*-1} \frac{p_2}{p_1} \cdot V_B (p^{m^*-1} - 1) - \frac{\lambda V_B}{p} (P_c - P_a) \end{aligned}$$

dove

$$P_c = p_1 p^{m^*}$$

IL CICLO DI LAVORO è il seguente:



IL LAVORO AL CICLO è pari a:

$$f_c = v_0 (p_2 - p_1) = p_1 v_0 (\beta - 1)$$

con $\beta = \frac{p_2}{p_1}$

La POTENZA ASSORBITA è data da:

$$P_{ass} = \frac{f_c i n}{\eta_m} = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{L_i \dot{m}}{\eta_m}$$

con $i \Rightarrow$ numero dei lobi completivo dei due rotori.
 $z \Rightarrow$ è il numero di rotori.

La PORTATA DI MASSA è data da: $\dot{m} = \lambda v p_1 i v_0 n$

se si trascurano le dimensioni dell'espansione e delle mandate e gli scambi termici con le pareti dell'espansione si ha da $\lambda v \approx \eta_p$

Dalle espressioni di potenza erogata e potenze in mano si determina:

$$L_i \dot{m} = f_c i n$$

$$L_i \lambda v p_1 i v_0 n = f_c i n$$

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

$$L_i = \frac{f_c}{\lambda v p_1 v_0} = \frac{f_c}{M_m} = \frac{p_1 v_0 (\beta - 1)}{\lambda v p_1 v_0} = \frac{p_1 (\beta - 1)}{\lambda v p_1} = \frac{RT_1}{\lambda v} (\beta - 1)$$

(corso all'unità di massa)

dove $M_m = \lambda v p_1 v_0$ è la massa mandata al ciclo

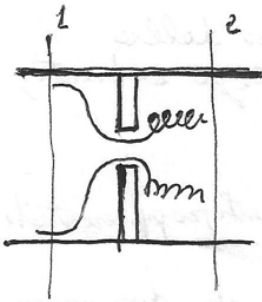
Le performance del compressore si valutano considerando il RENDIMENTO ISENTROPICO $\eta_{i,s}$:

$$\eta_{i,s} = \frac{L_{i,s}}{L_i} = \frac{c_p T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\frac{RT_1}{\lambda v} (\beta - 1)} = \lambda v \frac{k}{k-1} \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\beta - 1}$$

con $c_p = \frac{k}{k-1}$

Il valore di $\eta_{i,s}$ diminuisce rapidamente al crescere del rapporto di compressione β

Applicando il principio di conservazione dell'energia in un condotto con una stenosi si ha una caduta di p legata al quadrato della velocità, il fluido tende ad assumere la forma di un uccello



$$L_i = \int v dp + \Delta E_c + \Delta E_j + L_w$$

$L_i = 0$
non ci sono
organi mobili.

$= 0$ se si tratta di
un gas.

se $p = \text{costante}$, indicando le sezioni intatte col pedice 1 e gli ostacoli:

$$\frac{\Delta p}{p} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = 0 \rightarrow \underbrace{|\Delta p|}_{\text{cadute di pressione}} \propto \underbrace{c^2}_{\text{velocità del fluido}}$$

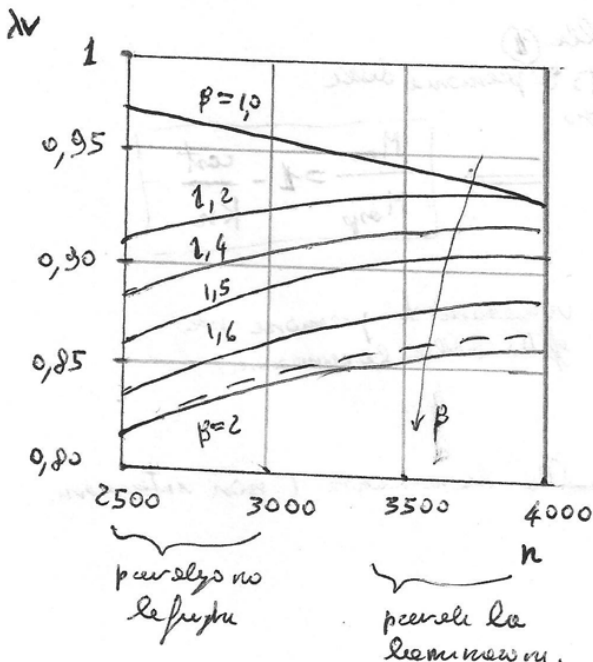
per cui il secondo termine:

$$\frac{M_{ost}}{\rho_1 V_0} = 1 - Hn^2$$

mettendo insieme i due termini si ottiene:

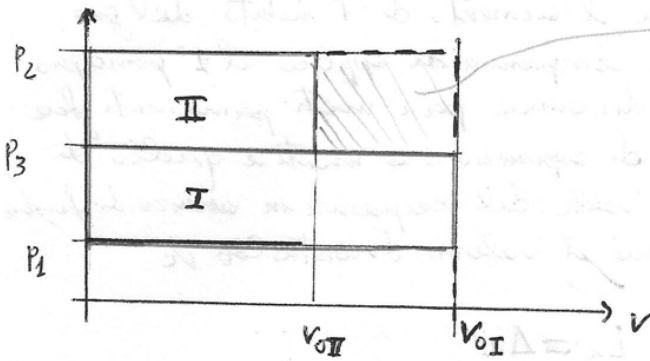
$$\lambda_v = \underbrace{\left(1 - \frac{K}{12}\right)}_{\text{fujiu}} \underbrace{(1 - Hn^2)}_{\text{leominazione}}$$

L'andamento qualitativo di λ_v in funzione del numero di Reyn:



- Per valori di β ridotti si ha una piccola influenza della fujiu e λ_v è molto sensibile alle leominazione all'aumentare di n . Infatti:
 $\left(1 - \frac{c_{ost}}{K n}\right) \Rightarrow \text{trascurabile} \Rightarrow \lambda_v \approx (1 - Hn^2)$
- Per β elevati le fujiu esercitano la maggiore influenza e con l'importante diminuire all'aumentare di n . Hanno maggiore influenza le fujiu e il termine $\left(1 - \frac{c_{ost}}{K n}\right)$ è più rilevante rispetto al termine $(1 - Hn^2)$ e quindi λ_v cresce al crescere di n .

Il ciclo di lavoro è il seguente:



Area rappresentata in funzione del livello di p scelta per il livello intermedio.

Essendo uguali le potenze mandate nei due compressori si ha:

$$\dot{m} = \lambda v_I p_1 \cdot v_{0I} \cdot \eta_I = \lambda v_{II} p_2 \cdot v_{0II} \cdot \eta_{II} \quad \text{essendo } \eta_I = \eta_{II}$$

quindi la cilindrata del secondo compressore v_{0II} è uguale a:

$$v_{0II} = v_{0I} \frac{p_1}{p_2} \frac{\lambda v_I}{\lambda v_{II}}$$

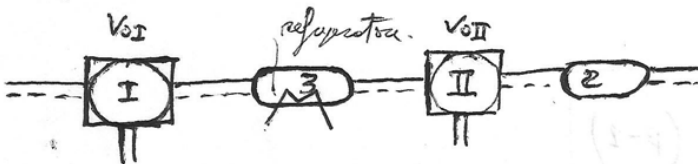
con $\frac{\lambda v_I}{\lambda v_{II}} \approx 1$

$p_3 > p_2$ altrimenti non si avrebbe un compressore.

quindi.

$$v_{0II} < v_{0I}$$

Se in 3 si inserisce un refrigeratore, si ottiene la T, si aumenta p_3 e la v_{0II} diminuisce facendo evaporatore più scuro.



$$L_i = \frac{P_1 - P_2}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) - L_{ov}$$

$\underbrace{\hspace{10em}}_{\text{Lavoro ottenuto}}$
 $\underbrace{\hspace{10em}}_{\text{in turbine}}$
 $\underbrace{\hspace{10em}}_{\text{in turbine}}$

in turbine
l'energia cinetica in uscita
nel distributore.

Si ha unidimensionalmente con $H = z + \frac{P}{\rho g}$ le quote piezometriche si ottiene che:
 $\frac{P}{\rho g}$ \rightarrow Altezza piezometrica
 z \rightarrow Altezza geometrica.

$$L_i = \Delta H$$

Applicando l'equazione dell'energia tra sezione d'ingresso nella girante e quella di uscite del distributore si ha:

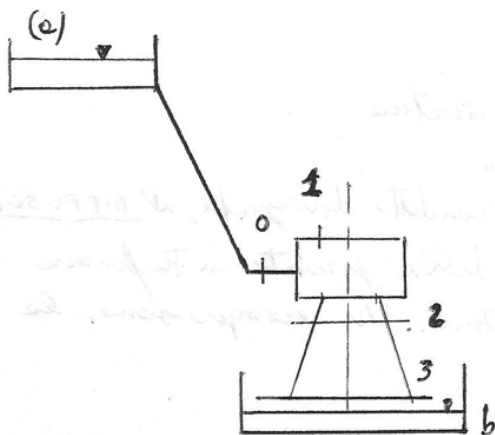
$$\Delta H' = L_i - \frac{c_1^2}{2}$$

il grado di reazione sarà quindi:

$$X = \frac{L_i - \frac{c_1^2}{2}}{L_i}$$

Nelle turbine ad azione $X=0$ e l'energia cinetica in uscite del distributore si converte interamente in lavoro, ma ciò non avviene quindi $X < 0$. Comunque si usa $X=0$.

Consideriamo un impianto in cui è presente una turbina idraulica:



- Se ha $0 \Rightarrow$ ingesso distributore.
- 1 \Rightarrow uscite distributore-ingresso girante
- 2 \Rightarrow uscite girante.
- 3 \Rightarrow uscite sifone.

Osserviamo che il sifone non è sempre presente ed esempio manca nella Pelton.
 Lo STADIO è formato da distributore e girante.

Si consideri il tratto 0-2 (ingresso distributore-uscita girante) ed il liquido in moto permanente. Applichiamo il principio di conservazione dell'energia:

$$-L_i = \frac{\Delta P}{\rho} + \Delta E_p + \Delta E_c + L_{ov}$$

Si tratta di una macchina motrice

$$L_i = \frac{P_0 - P_2}{\rho} + \frac{c_0^2 - c_2^2}{2} + g(z_0 - z_2) - L_{ov}$$

$\underbrace{\hspace{10em}}_{\text{Altezza piezometrica}}$
 $\underbrace{\hspace{10em}}_{\text{Altezza cinetica}}$
 $\underbrace{\hspace{10em}}_{\text{Altezza geometrica}}$

quindi: $L_i = \rho g H_u - L_w$

Possiamo definire il RENDIMENTO IDRAULICO η_y

$$\eta_y = \frac{H_u - H_w}{H_u} = \frac{\frac{L_i + L_w}{\rho} - H_w}{\frac{L_i + L_w}{\rho}} = \frac{L_i + L_w - \rho H_w}{L_i + L_w} = \frac{L_i}{L_i + L_w}$$

Non tutte le portate di massa \dot{m} che attraversano la turbina compie lavoro sugli organi mobili (pale mobili) della macchina ma una frazione $\dot{m} \eta_y$ attraversa i piedi. Possiamo quindi definire il RENDIMENTO VOLUMETRICO η_v

$$\eta_v = \frac{\dot{m} - \dot{m}_s}{\dot{m}}$$

Tenendo conto delle perdite dovute alle fughe la POTENZA INTERNA è pari a:

$$P_i = (\dot{m} - \dot{m}_s) L_i = \eta_v \dot{m} L_i = \eta_v \eta_y \dot{m} \rho g H_u$$

dove $L_i = \dot{m} g H_u$

con $\dot{m} = \rho Q \Rightarrow$ essendo ρ costante si parla di portata in volume [m^3/s]

Non tutte le potenze interne della macchina è utilizzabile e alcune delle potenze perse per attrito tra gli organi in moto relativi e delle potenze spese per fenomeni simili.

Si definisce quindi una POTENZA UTILE P_u data dal prodotto della potenza interna per il RENDIMENTO ORGANICO (η_o) che tiene conto delle perdite meccaniche ($\eta_o = \eta_m$)

$$P_u = \eta_o P_i = \eta_o \eta_v \eta_y \rho Q g H_u$$

osserviamo che $\eta_t = \eta_o \eta_v \eta_y$ dove $\eta_y = 0,90$
 $\eta_o = 0,98$
 $\eta_v = 1$

si osserva: $\eta_t = 0,85 \div 0,90$

$$\eta_v = 0,98 \div 0,99$$

$$\eta_o = \eta_m = 0,98 \div 0,99$$

RENDIMENTO TOTALE DELLA TURBINA

molta $\rho g = \gamma$ peso specifico.

Il RENDIMENTO DELLA CONDOTTA η_c :

$$\eta_c = \frac{H_u}{H_d}$$

Il LAVORO UTILE si può scrivere come:

$$L_u = \eta_o \eta_v \eta_y \rho g H_u = \eta_t \eta_c \rho g H_d = \eta_y \rho g H_d$$

(17) SIMILITUDINE NELLE MACCHINE IDRAULICHE

I sistemi fluidodinamici di due turbomacchine percorse da una corrente fluida in condizioni assegnate si dicono meccanicamente o fluidodinamicamente simili quando sussiste una SIMILITUDINE GEOMETRICA delle macchine e delle linee di flusso. Si parla di similitudine geometrica quando tutti i rapporti di dimensioni stanno nello stesso rapporto. E' difficile comunque fare tutto in scala per via delle rugosità. La SIMILITUDINE FLUIDODINAMICA implica quella geometrica.

Per descrivere il comportamento di una turbomacchina nelle condizioni di funzionamento realizzabili si usano PARAMETRI ADIMENSIONALI che permettono di comprendere in un unico diagramma tutte le possibili condizioni di funzionamento della macchina e di estenderlo entro certi limiti ad un'altra macchina che ne sia in similitudine fluidodinamica con essa.

La similitudine fluidodinamica implica triangoli di velocità simili.

Potenza scassa:

$$L_1 = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} = \left[\frac{c_{u1}}{u_1} - \frac{c_{u2}}{u_2} \cdot \frac{u_2}{u_1} \right] u_1^2 \approx u_1^2 \Rightarrow |L_1 \approx u_1^2|$$

Considerando la relazione del grado di reazione χ :

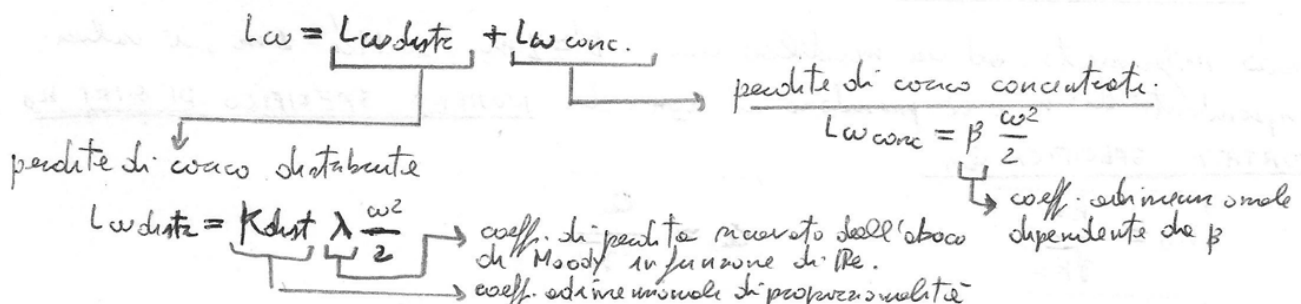
$$\chi = \frac{L_1 - \frac{Q^2}{2}}{L_1} = \frac{\frac{c_{u1}}{u_1} - \frac{c_{u2}}{u_2} \cdot \frac{u_2}{u_1} - \frac{1}{2} \left(\frac{c_1}{u_1}\right)^2}{\frac{c_{u1}}{u_1} - \frac{c_{u2}}{u_2} \cdot \frac{u_2}{u_1}} = \text{costante}$$

Così in condizioni di similitudine fluidodinamica il grado di reazione rimane costante.

Se anche le perdite idrauliche L_w nella turbina sono proporzionali ad u_1^2 (tranne quando cambia il numero di Reynolds), in base alle relazioni:

$$\eta_V = \frac{L_1}{L_1 + L_w} \quad \text{si può dire che } \eta_V \text{ non muta nel caso di similitudine fluidodinamica.}$$

Ciò si vede dal fatto che il lavoro delle reattori pompa è dato da due contributi:

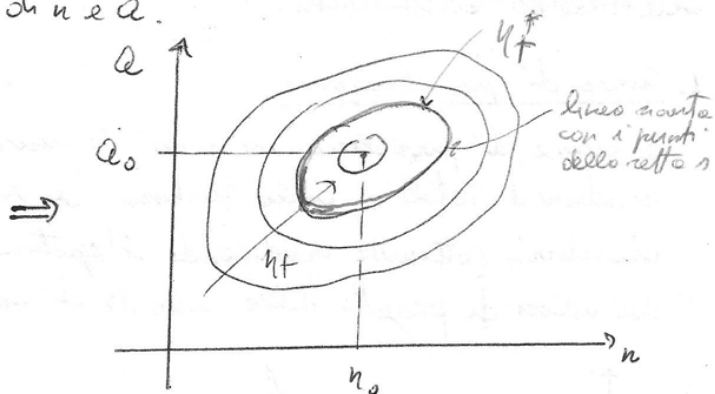
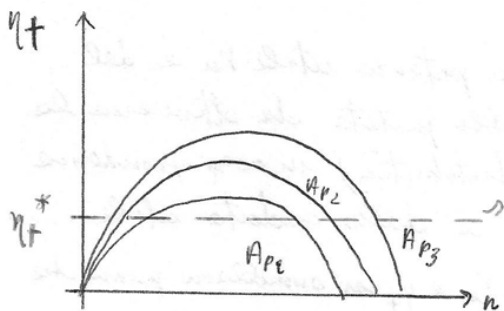


Per le turbine idrauliche si ha:

	n_c [giri/min]	$(n_c)_{adm.}$
Pelton	5 ÷ 60	0,026 ÷ 0,31
Francis lente	60 ÷ 100	0,31 ÷ 0,52
Francis normale	100 ÷ 200	0,52 ÷ 1,03
Francis veloce	200 ÷ 450	1,03 ÷ 2,3
Ellice o Kaplan	450 ÷ 1000	2,3 ÷ 5,2

3. Diagrammi Collinoci

Per individuare il comportamento di una turbina al variare del numero di giri occorre conoscere un certo numero di diagrammi ad apertura costante del distributore a ciascuna corrispondente ad un determinato valore di apertura A_p . Consideriamo i diagrammi di η_f per diverse aperture di A_p . Su tale piano tracciamo una retta orizzontale s e cui corrisponde un valore η_f^* . L'intersezione di tale retta con le curve degli η_f individua una serie di punti corrispondenti alle coppie di valori di n e Ω .



Riportiamo tali coppie di valori (n, Ω) in un diagramma n, Ω ; marcando i punti in corrispondenza delle linee di curva ad uguale rendimento.

Ripetendo il procedimento per diversi valori di η_f^* si ottiene il diagramma collinoci. In corrispondenza delle coppie di valori (Ω_0, n_0) si ha il rendimento massimo η_{max} .

I diagrammi collinoci possono essere di due tipi:

- η in funzione di H_u e Ω - se la turbina ruota a velocità costante. Le curve con lo stesso η si dicono isorendimenti.
- n, Ω, η_f - per turbina a rotto costante.

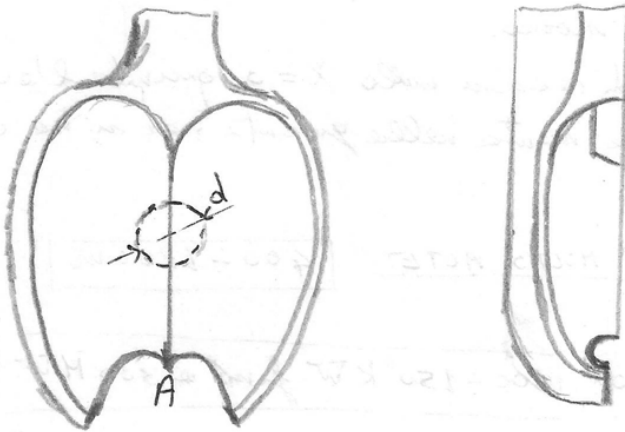
Da i diagrammi collinoci è possibile ricavare Ω, H_u ed η conoscendo n .
 Da tali valori si ricava P_u .
 Da P_u ed n si ricava la coppia C .

L'andamento delle curve di rendimento è diverso a seconda che la turbina è di tipo lento, normale o veloce.

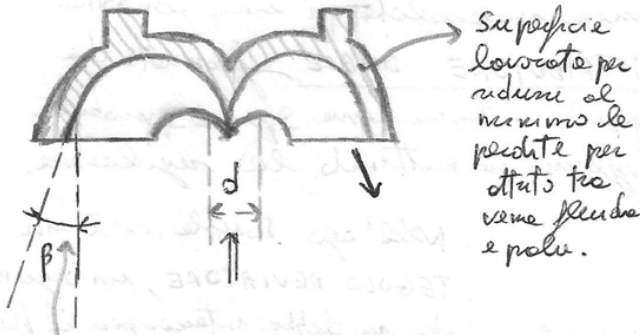
Per le turbine lente le curve a forma di ellisse hanno l'asse maggiore quasi verticale.

meccanica. Le pale danno la corrente e la variazione della quantità di moto
 imporre una forza alla pala che viene quindi mantenute in rotazione.

Le pale delle turbine Pelton è a doppio curvatura divise in mezzine da uno
 spigolo vivo che ha il compito di ripetere il getto incidente di diametro d .



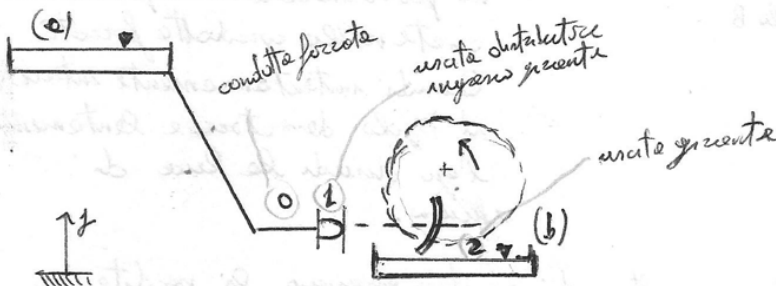
Il TAGLIO A ha lo scopo
 di permettere al getto di
 lavorare in una pala senza
 essere disturbato dall'orizzonte
 delle pale seguenti e di
 fare trascinare il getto sempre
 un intervallo di arco spaziale
 che potrebbe frenare le pale
 sottostanti con l'effetto di
 ridurre la potenza erogabile.



Superficie
 lavorate per
 ridurre al
 minimo le
 perdite per
 attrito tra
 vane fluide
 e pale.

Il flusso non esce verticalmente in
 maniera da evitare che il getto
 vada a colpire le pale
 successive.

→ Calcoliamo la velocità c_1 che possiede il getto all'uscita del bocchello



Per trovare velocità c_1
 applicando il principio
 dell'energia tra l'ingresso
 del distributore (a) ed una
 qualunque sezione del getto (2)
 trascurando le perdite $L_{a \rightarrow b}$.

$$H_0 = H_1$$

il carico totale in corso

quindi:

$$\frac{P_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} + g z_0 = \frac{P_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + g z_1$$

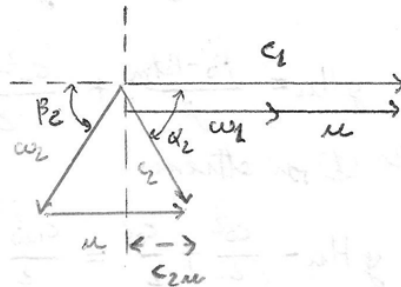
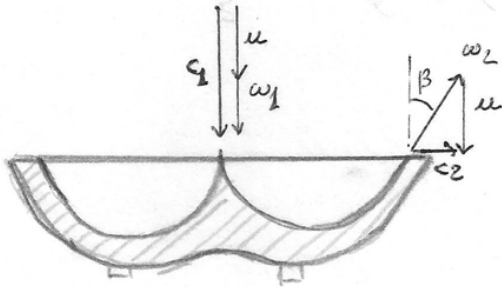
osservando che dallo stesso $z_0 = z_1 = z_2 = z_b$; $P_1 = P_2 = P_{amb}$

Se l'alternativa matrice all'unità dello scavo $\frac{c_1^2}{2g}$ è trascurabile rispetto al 65 molto utile Hu : $Hu \gg \frac{c_1^2}{2g}$ si ottiene:

$$c_1 = \varphi \sqrt{2gHu}$$

con $\varphi = 0,94$

⇒ Prendiamo quindi traccia del triangolo delle velocità.



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

\vec{u} è la velocità periferica al diametro medio, per cui

$$u = \frac{\pi D n}{60}$$

\vec{c}_1 è la velocità di uscita del getto dal distributore:

$$c_1 = \varphi \sqrt{2gHu}$$

\vec{w}_1 è la velocità relativa

$$w_1 = c_1 - u$$

u è sempre concorde in direzione e verso alle c_1 in quanto per la teoria unidimensionale si suppone che la pala sia disposta sempre in posizione ortogonale rispetto alla direzione del getto.

Le w_2 è deviate rispetto ad w_1 di un angolo $(\pi - \beta_2)$.

Si usa un angolo $\beta_2 = 150^\circ$ di uscita periferica della corrente relativa della pala rispetto alla direzione periferica in modo che l'acqua lasci la pala con una componente di velocità diretta verso l'ore delle ruote in modo da allontanare le particelle d'acqua dalle frangenti della pala ricevente.

Applichiamo il principio di conservazione dell'energia fra 1 e 2 ottenendo:

$$\frac{L_1}{\rho} = -\frac{\Delta p}{\rho} - \Delta E_c - \Delta E_p - \Delta E_w - L_w \quad \gamma = 0 \text{ Assenza di perdite}$$

$$0 = \frac{p_1/p_2}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + g(z_1 - z_2)$$

o perché $p_1 = p_2$ o perché $u_1 = u_2 = u$ o perché $z_1 = z_2$

quindi

$$w_2 u = w_1^2$$

quindi:

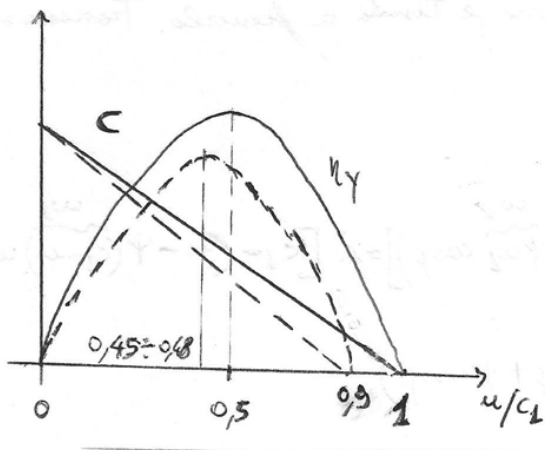
$$\eta_y = 2\varphi^2 (1 - \gamma \cos \beta) \frac{u}{c_1} \left(1 - \frac{u}{c_1}\right)$$

osserviamo che φ e γ non dipendono da u/c_1 . Riproponendo η_y in funzione di u/c_1 si ottiene un andamento parabolico in cui η_y si annulla per $u/c_1 = 0$ e $u/c_1 = 1$ ed è massimo per $u/c_1 = 0,5$.

Trotereyato viene riportato anche l'andamento in presenza di perdite.

Si ha che:

$$\eta_{y \max} = \frac{\varphi^2}{2} (1 + \gamma \cos \beta)$$



⇒ Possiamo definire la COPPIA C

Esempio:

$$C\omega = P_i$$

si ottiene:

$$C = \frac{P_i}{\omega} = \frac{m \dot{\omega}}{\omega} = \frac{m (r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2})}{\omega}$$

ricordiamo che $\omega = \frac{2u}{D}$ dove D è il diametro delle ruote, quindi.

$$C = \frac{m (u (c_1 - u) (1 + \gamma \cos \beta))}{\frac{2u}{D}} = \frac{m \dot{\omega} D}{2} (c_1 - u) (1 + \gamma \cos \beta)$$

quindi possiamo mettere la coppia C in funzione di u/c_1 :

$$C = \frac{m \dot{\omega} D}{2} c_1 \left[\left(1 - \frac{u}{c_1}\right) (1 + \gamma \cos \beta) \right]$$

La coppia varia linearmente con il rapporto u/c_1

Quindi:

$C = 0$ se $u/c_1 = 1$

$C = \max$ se $u/c_1 = 0$

$C = \max$ se $u/c_1 = 0,5$

coppie di spunto

coppie e regime per valore di $\eta_{y \max}$

quindi:

$$P_u = \eta_t \cdot \rho \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \psi \sqrt{2} (g H u)^{3/2} \quad \text{espresso in [W]}$$

69

la potenza utile ha potenza espressa in cavalle [CV]

$$(P_u)_{CV} = \frac{\pi}{8 \rho^2} \frac{\eta_t}{735} \rho d^2 c_1^3 = 0,57 \rho d^2 c_1^3 \eta_t$$

con $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ e $\eta = 0,97$

⇒ Definiamo il NUMERO DI GIRI CARATTERISTICO n_c
Sapendo che:

$$n_c = \frac{u}{\pi D} = \frac{u}{c_1} \frac{\psi \sqrt{2g H u}}{\pi D}$$

Dalle espressioni di P_u si ottiene che:

$$n_c \propto \frac{u}{c_1} \eta_t^{1/2} \frac{d}{D} \sqrt{u} \propto \frac{d}{D} \sqrt{u}$$

con:

$$\frac{d}{D} = \frac{1}{50} \div \frac{1}{8}$$

$$u = 1 \div 6$$

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

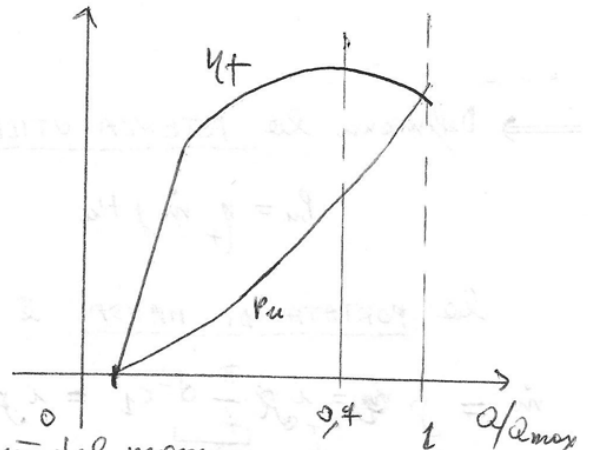
Cadute grandi e portate piccole comportano turbine con geometrie di grandi diametri e piccole pale.
Cadute basse e portate elevate richiedono ruote di piccolo diametro con grandi pale e più distributori.

⇒ La REGOLAZIONE delle Pelton si effettua spostando semplicemente l'AGO DOUBLE in modo che esso vari l'area della sezione di passaggio dell'acqua, ma non variandone la velocità, la portata varia proporzionalmente all'area.

Facendo le considerazioni:

- $\eta_v = \text{cost}$ al variare della portata.
- ψ, ψ variabili.
- maggiori portate per contenzione ed diminuzione della portata e dello potenza.

Si ha il seguente andamento di η_t e P_u .



• per Q/Q_{max} pari a zero le perdite per contenzione.

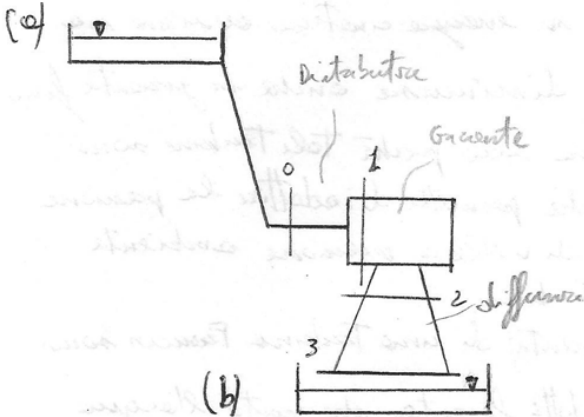
• per Q/Q_{max} elevato aumentano le perdite ψ e ψ

L'andamento di η_t diminuisce al di là e al di qua del massimo, ma presenta una zona di rendimento elevato estesa su ampio per le scarse influenze delle variazioni di ψ e ψ nell'intervallo del massimo. La potenza utile è proporzionale al rendimento totale e alla portata.

È necessario recuperare l'energia cinetica che scivola via verso le condotte piccole e quindi tale energia rappresenta una frazione non trascurabile delle condotte utili e disponibili.

Definiamo il **LAVORO OTTENUTO L_1** .

Il lavoro ottenuto dipende dall'entità delle perdite ed è indipendente dalle perdite delle turbine rispetto ai peli liberi. Sei architetture (le turbine possono essere in parallelo e in serie, orizzontali o verticali).



→ Applichiamo il primo principio in forma estesa nell'ipotesi di moto unidimensionale tra il bacino di polierso e l'ingresso del distributore (0).

$$\frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} + g z_0 = \frac{p_0}{\rho} - \frac{c_0^2}{2} - g z_0 - g \frac{V_c}{V_0} = 0$$

quindi:

$$\frac{c_0^2}{2} = \frac{p_0}{\rho} + g z_0 - \left(\frac{p_0}{\rho} + g z_0 \right) - g V_c$$

$\underbrace{\hspace{10em}}_{g H_0} \qquad \underbrace{\hspace{10em}}_{g H_0}$

quindi:

$$\textcircled{1} \quad \frac{c_0^2}{2} = g (H_0 - H_0) - g V_c$$

→ Applichiamo il primo principio tra (0 e 1) ingresso e uscita del distributore:

$$\frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} + g z_0 = \frac{p_1}{\rho} - \frac{c_1^2}{2} + g z_1 - L_{w, diste} = 0$$

" $L_{w, diste}$ "

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = \frac{p_0}{\rho} + g z_0 - \left(\frac{p_1}{\rho} + g z_1 \right) - L_{w, diste}$$

$\underbrace{\hspace{10em}}_{g H_0} \qquad \underbrace{\hspace{10em}}_{g H_1}$

quindi:

$$\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = g (H_0 - H_1) - L_{w, diste} \quad \textcircled{2}$$

Al posto di $L_{w, diste}$ possiamo utilizzare il coefficiente φ di riduzione delle velocità c_1 rispetto al caso privo di perdite c_{1us} :

$$\frac{c_1^2}{2\varphi} - \frac{c_0^2}{2} = g (H_0 - H_1)$$

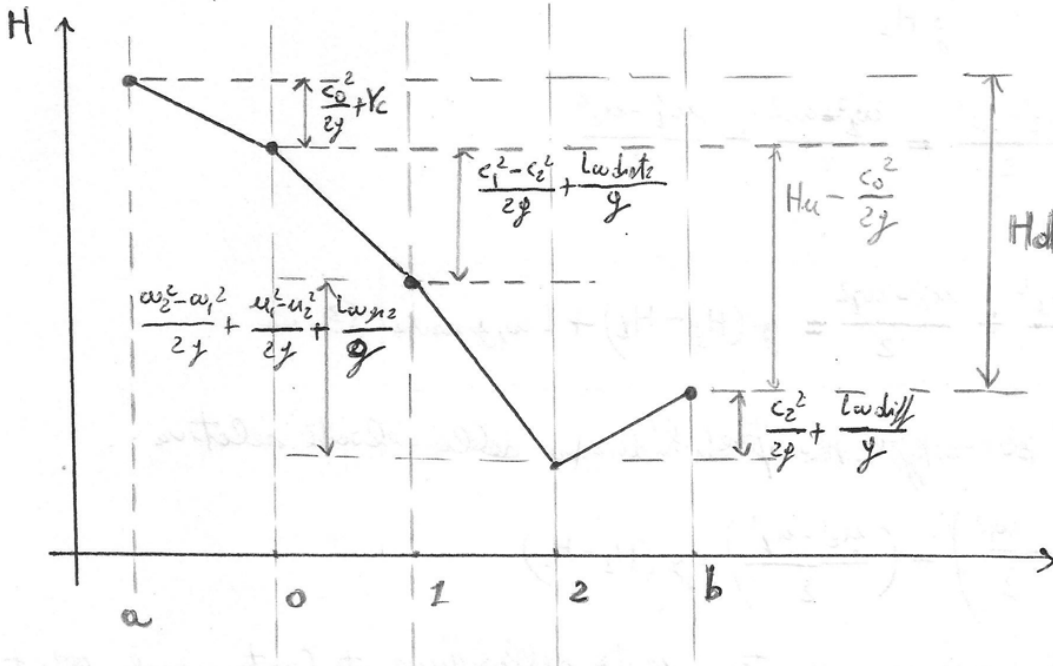
Se il termine cinetico di scavo è trascurabile per la presenza del diffusore si ha:

73

$$L_i = \gamma H u - (L_{w, \text{scavo}} + L_{w, \text{gronda}} + L_{w, \text{diff}})$$

Tale espressione mette in evidenza che la diffusione del termine $\gamma H u$ anche per le perdite nel diffusore.

In base a tale formula possiamo tracciare il diagramma che descrive la linea delle quote piezometriche.

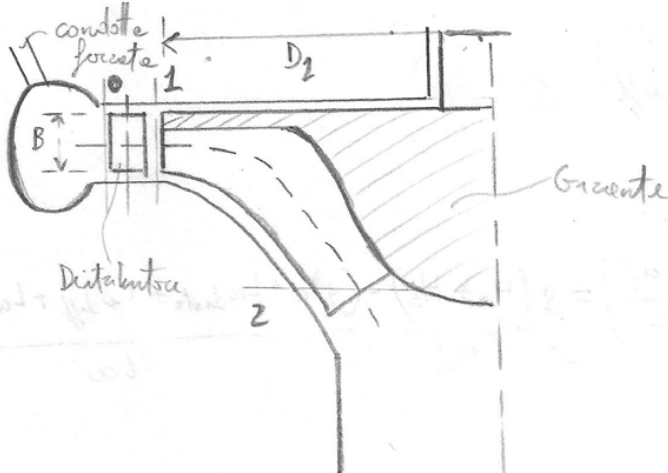


Inoltre si ha:

$$L_{w, \text{scavo}} = \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = \frac{c_1^2}{2} \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right)$$

$$L_{w, \text{gronda}} = \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_3^2}{2} = \frac{c_2^2}{2} \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right)$$

$$L_{w, \text{diff}} = \frac{c_3^2}{2} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{dipende dalle quantità di energia che} \\ \text{vengono recuperate nella gronda.} \end{array} \right.$$



quindi:

$$K = \frac{u_1}{\sqrt{2gHu}} = \frac{\sqrt{u_{x1}} \cdot \sqrt{u_{y1}}}{\sqrt{2gHu}} = \sqrt{\frac{u_{x1}^2}{2gHu}} = \sqrt{\frac{u_{x1}^2}{2} \frac{\eta_y}{u_{x1} c_1 \cos \alpha_1}} = \sqrt{\frac{u_{x1}}{c_1} \frac{\eta_y}{2 \cos \alpha_1}} =$$

$$= \sqrt{\frac{\eta_y}{2} \frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin \beta_1 \cos \alpha_1}}$$

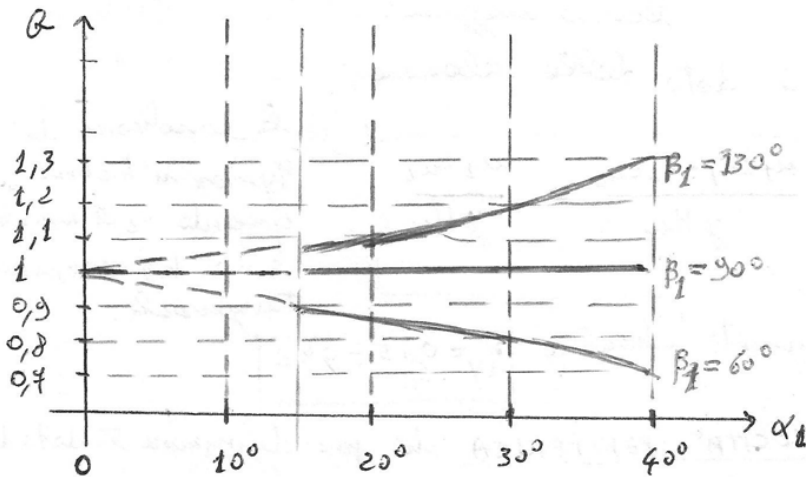
quindi:

$$K = \sqrt{\frac{\eta_y}{2}} \cdot Q(\alpha_1, \beta_1)$$

Delle formule risulta che la conoscenza di K richiede che sia noto η_y , α_1 e β_1 .

Oramai β_1 ed α_1 sono generalmente noti, ed η_y non varia molto quindi, è possibile valutare il coefficiente K di mezzo rendimento.

La funzione Q che compare è generalmente disgiunta per campi di valori di $\alpha_1 = 15^\circ \div 40^\circ$ e $\beta_1 = 60^\circ \div 130^\circ$



Per $\eta_y = 0,9$ si hanno i seguenti valori:

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_{1, \min} = 15^\circ \\ \beta_{1, \min} = 60^\circ \end{array} \right\} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} K = 0,62 \\ B/D_1 = 0,04 \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_{1, \max} = 40^\circ \\ \beta_{1, \max} = 130^\circ \end{array} \right\} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} K = 0,88 \\ B/D_1 = 0,5 \end{array} \right.$$

⇒ Numero di giri caratteristici n_c

La formula generica del numero di giri caratteristici è:

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

con $n = \frac{u_1}{\pi D_1}$ dove D_1 è il diametro delle giranti.

La portata in massa è data da:

$$\dot{m} = \zeta \pi B D_1 \rho c_1 \sin \alpha_1$$

dove $B \Rightarrow$ altezza omale del distributore
 $\zeta \Rightarrow$ coefficiente d'ingombro.

avendo la potenza utile:

$$P_u = \dot{m} L u = \dot{m} \eta_f g H_u$$

Poiché n_c ha molta influenza anche nel PROFILLO DELLA PACA si desidera 77 che l'oscillazione delle variazioni di n_c sia quasi uguale a quella di uscita dal distributore. Deve essere soddisfatte le condizioni:

$$\pi B D_1 c_{r1} = \pi D_2 l_2 c_{m2} = \frac{\pi}{4} (D_{e2}^2 - D_{i2}^2) c_{o2}$$

quindi per bassi n_c essendo $\frac{B}{D_2}$ piccolo deve essere $D_2 < D_1$

per elevati n_c essendo $\frac{B}{D_1} \approx 0,5$ deve essere $D_2 \geq D_1$

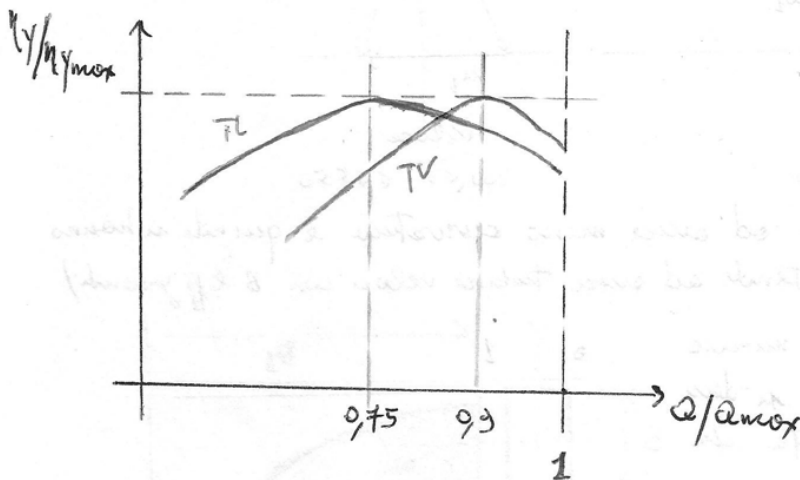
⇒ Regolazione

La regolazione delle Francis viene fatta varcando la portata che attraversa la macchina. Ciò è ottenuto varcando il collettamento delle pale fine che possono avvicinarsi tra loro fino a chiudere il passaggio d'acqua.

Con lo spostamento delle pale si ha una variazione dell'angolo di uscita del distributore α_1 e dell'angolo anemotico di ingresso β_1 dell'acqua nelle guide.

Poiché la guida è disposta in base alle maggiori portate si può avere il distacco delle vortici nel disco da più essere eliminato mediante l'azione di pale mobili anche nella guida ma ciò non è praticabile nelle turbine Francis.

La regolazione comporta quindi una notevole diminuzione del rendimento idraulico η_y si avrà di minor. Per le turbine lente tale diminuzione è piccola mentre è più accentuata nelle turbine veloci.



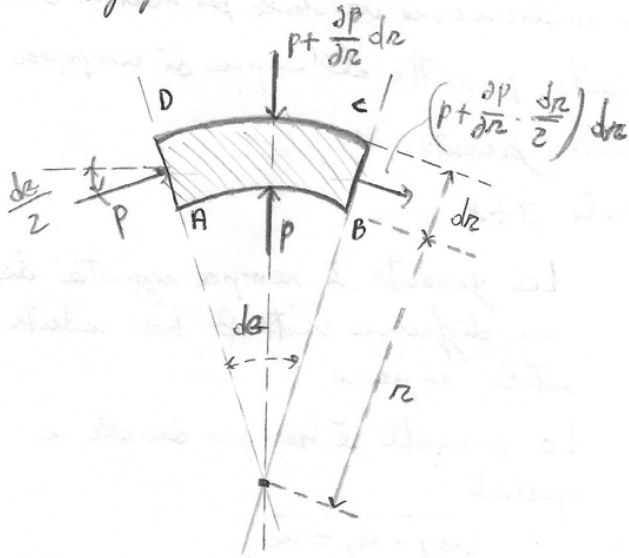
La portata di massimo rendimento è solitamente del 75% delle maxime per una turbine lenta e vale il 95%-90% per una turbine veloce, onde evitare che em' eccessiva riduzione di rendimento comporta rendimenti idraulici in condizioni di progetto troppo bassi.

quindi:

$$c_1 r_1' = c_1' \cos \alpha_1' r_2'$$

Questa relazione implica l'esistenza di un **VORTICE LIBERO** tra il canale di distribuzione e l'ingress delle girante.

L'esistenza del vortice libero comporta l'esistenza di un **CAMPO DI PRESSIONI RADIALE**. Quindi un elemento di filetto di corrente dovrà essere in equilibrio sotto l'effetto combinato del campo radiale di pressioni e delle forze centrifughe dovute alle sue componenti tangenziale di velocità.



Applichiamo il teorema delle quantità di moto lungo la direzione radiale all'elemento di filetto di corrente si ottiene:

$$(p r dr \cdot 1) + \left[- \left(p + \frac{\partial p}{\partial r} dr \right) (r + dr) dr \cdot 1 \right] + \left[2 \left(p + \frac{\partial p}{\partial r} \frac{dr}{2} \right) dr \sin \frac{dr}{2} \right] +$$

Forze agenti sulle facce AB dove z indica l'altezza minima del tronco di filetto considerato

Forze agenti sulle facce DC

Forze agenti sulle facce AD e CB

$$+ p r dr dr \cdot 1 \cdot \frac{c_u^2}{r} = 0$$

Forze centrifughe.

semplificando si ottiene (ponendo $\sin \frac{dr}{2} \approx \frac{dr}{2}$)

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

dove il simbolo di derivata parziale serve dal fatto che p dipende anche dalla quota.

Integriamo quest'ultima relazione tra due punti A e B allo stesso quota.

Quindi si costruisce la relazione:

$$P_B - P_A = \frac{P}{2} (c_{uA}^2 - c_{uB}^2)$$

⇒ Definiamo il lavoro L_i al raggio r_A

Abbiamo le costanti delle componenti omole delle velocità in tutti i punti di una sezione normale all'asse di rotazione:

$$c_{oA} = c_{oB} = \text{cost}$$

quindi anche nella sezione d'ingombro delle giranti.

Se la pala mobile è regolata in modo che anche in uscita si abbia velocità libera, la distribuzione del lavoro ottenuto è costante su vari raggi.

Si dimostra da:

$$L_i r_A = u_{1A} c_{u1A} - u_{2A} c_{u2A}$$

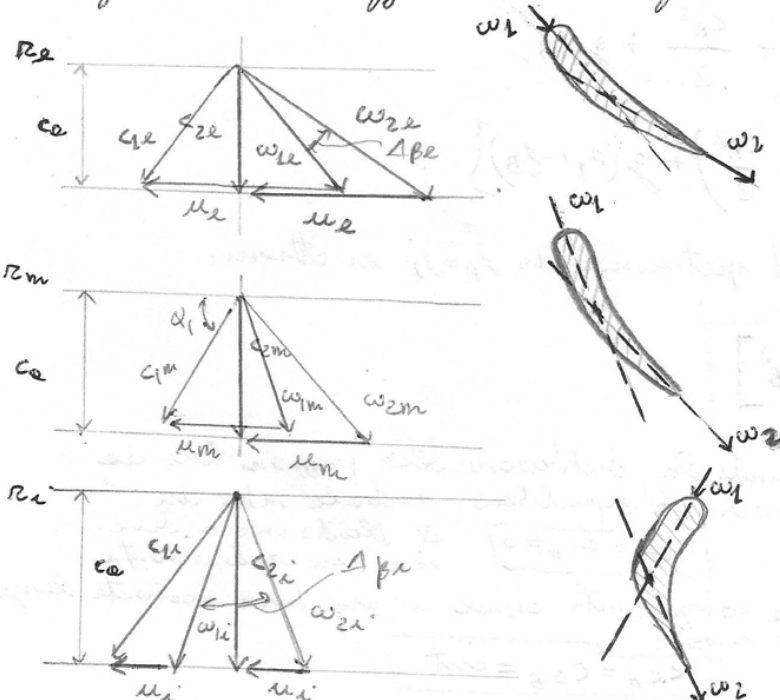
appreso $u = \omega r$ e $c_{ur} = \text{costante} = c$ in h.e.:

$$L_i r_A = \omega r_A c_1 c_{u1A} - \omega r_A c_2 c_{u2A} = \omega (c_1 - c_2)$$

⇒ Triangoli di velocità

Il campo di moto è non unidimensionale, ma l'esistenza del vertice libero e quindi le costanze di L_i su vari raggi e le costanze delle componenti omole permettono di applicare la teoria unidimensionale.

I triangoli ai vari raggi hanno la seguente configurazione:



$$c_{u2} = c_{um} \left(\frac{r_m}{r_2} \right)$$

c_2

Le portate si conserva per cui c_2 è completamente omole:

$$c_{u1} r_1 = c_{u2m} r_m$$

$$c_{u1} = c_{u2m} \left(\frac{r_m}{r_1} \right)$$

$\rightarrow 1$

Il NUMERO DI GIRI CARATTERISTICO n_c è:

$$n_c \propto \sqrt{K \frac{l}{D_e} \left(1 - \frac{l}{D_e}\right) f_g \alpha_s}$$

con $l = \frac{D_e - D_i}{2}$

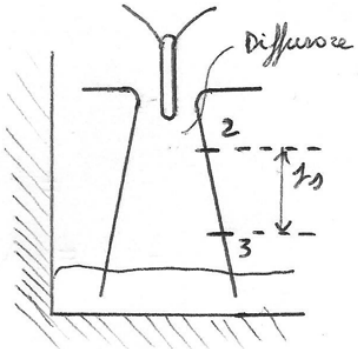
calcolato in funzione dell'estremità e non del raggio medio,

Assumendo da:

$\alpha_s = 60 \div 75^\circ$	\Rightarrow aumentano con n_c	\Rightarrow	$450 \leq n_c \leq 1000$
$l/D_e = 0,2 \div 0,32$			

(23) CAVITAZIONE DELLE TURBINE IDRAULICHE

Se la turbina si trova ad una quota più alta del pelo libero del canale di scavo la pressione allo scavo della girante è inferiore a quella atmosferica.



Se la pressione a cui si trova l'acqua scende al di sotto della tensione di vapore per l'acqua evapora sviluppando delle bolle di vapore sviluppando il fenomeno della CAVITAZIONE che abbassa il rendimento della turbina e provoca danni strutturali alle pale.

Per evitare la cavitazione si deve avere:

①

$$P_2 \geq P_v + \Delta p$$

Assumiamo che la pressione ambiente non si ha all'uscita ma all'entrata della pala

↳ valore medio della pressione

Applichiamo il principio dell'energia tra 2 e 3:

$$\frac{P_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + g z_2 - \frac{P_3}{\rho} - \frac{c_3^2}{2} - g z_3 - L_{w, diff} = 0$$

$P_3 = P_{atm}$

quindi:

$$\frac{P_2}{\rho} = \frac{P_{atm}}{\rho} - \frac{c_2^2}{2} - g(z_2 - z_3) + L_{w, diff}$$

ostituendo nelle ① si ottiene:

$$\boxed{\frac{P_{atm}}{\rho} - \frac{c_2^2}{2} - g(z_2 - z_3) + L_{w, diff} \geq (P_v + \Delta p) / \rho}$$

Permette quindi calcolare l'altezza massima $z_0 = (z_2 - z_3)$ alla quale è possibile collocare la turbina sopra il pelo libero del canale di scavo affinché non si verifichi cavitazione:

$$z_0 = (z_2 - z_3) \leq \frac{P_{atm} - P_v}{\rho g} - \underbrace{\left(\frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} \right)}_{h_0} + \underbrace{\frac{L_{w, diff}}{g}}_{Y_{diff}}$$

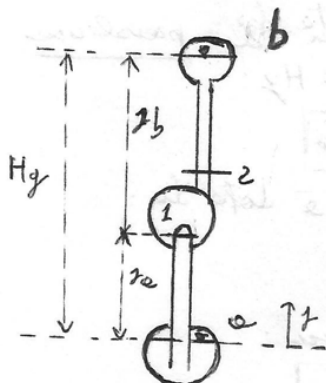
quindi:

$$\boxed{z_0 \leq \frac{P_{atm} - P_v}{\rho g} - h_0 + Y_{diff}}$$

(24) GENERALITÀ TURBOPOMPE

ff

Si consideri una pompa che aspira da un serbatoio (a) e manda ad un serbatoio (b) più elevato.



Nell'ipotesi di moto irrotazionale e di flusso stazionario, si scrive il principio di conservazione dell'energia tra a e b:

$$L_x = \frac{p_b - p_a}{\rho} + \frac{c_b^2 - c_a^2}{2} + g(z_b - z_a) + L_{w,p} + gY =$$

$$= g(H_b^o - H_a^o) + gY + L_{w,p}$$

indicando con:

Y = perdite di carico totale nei condotti di aspirazione e mandate

$H_f = H_b^o - H_a^o \Rightarrow$ prevalenza totale del circuito

$L_{w,p}/g \Rightarrow$ perdite di carico totale dovute alle resistenze proprie nella pompa

Si ha da le medesime forme al fluido un lavoro L_x per unità di volume:

$$\textcircled{1} \quad L_x = g(H_f + Y) + L_{w,p}$$

Applichiamo il principio di conservazione dell'energia tra la bocca di aspirazione 1 e quella di mandata 2 ottenendo:

$$L_x = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + L_{w,p} =$$

$$= g(H_2^o - H_1^o) + L_{w,p}$$

indicando con $H_u = H_2^o - H_1^o \Rightarrow$ la prevalenza manometrica della turbopompa si ottiene:

$$\textcircled{2} \quad L_x = gH_u + L_{w,p}$$

Dalle ① e dalle ② si ottiene che:

$$\boxed{H_u = H_f + Y}$$

la prevalenza totale H_f fornita al fluido è pari alla prevalenza della turbopompa H_u meno le perdite di carico che si hanno nei condotti di aspirazione e di mandata.

Per fornire al fluido la potenza P_i , il motore che comanda la pompa deve erogare una potenza P_e superiore per le perdite per attrito nei supporti e per le perdite eventuali ausiliarie.

Potremmo introdurre il RENDIMENTO ORGANICO η_o dato da:

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

quindi:

$$P_e = \frac{P_i}{\eta_o} = \frac{1}{\eta_o \eta_v \eta_y} \gamma \text{ in } H_u$$

Il rendimento organico $\eta_o = \eta_m$ è pari al rendimento meccanico.

Potremmo introdurre il rendimento totale della pompa $\eta_p = \eta_o \eta_v \eta_y$

I valori che ci interessano sono:

$$\eta_p \approx 0,90$$

$$\eta_m \approx 0,98 \div 0,99$$

Introduciamo il RENDIMENTO TOTALE DELLA CONDOTTA η_c dato dal rapporto tra la prevalenza totale H_t e la prevalenza della pompa H_u

$$\eta_c = \frac{H_t}{H_u}$$

Il rendimento globale dell'impianto è dato da:

$$\eta_g = \eta_p \eta_c = \eta_o \eta_v \eta_y \eta_c$$

NUMERO DI GIRI CARATTERISTICO PER LE POMPE

La relazione usata è:

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

Le relazioni nelle pompe non sono molto usate in quanto non mette in evidenza la portata in modo o in volume Q.

Viene quindi utilizzata la relazione:

$$n_c = \frac{n \sqrt{\frac{P_e}{735,4}}}{H_u^{5/4}} = \frac{n \sqrt{\frac{1}{735,4} \rho g n^2 H_u}}{H_u^{5/4}}$$

esempio $\eta_p = \eta_o \eta_v \eta_\gamma = 1$ si ottiene:

$$n_c \approx 3,65 \cdot \frac{n \sqrt{Q}}{H_u^{3/4}}$$

Il numero di giri caratteristico adimensionato $(n_c)_e$ è definito come:

$$(n_c)_e = \frac{\omega \sqrt{P_e}}{\sqrt{\rho} (g H_u)^{5/4}}$$

n_c indice per le pompe il parametro che caratterizza le condizioni di funzionamento con rendimenti massimi, in modo da permettere una correlazione tra famiglie di pompe geometricamente simili.

POMPA	n_c [giri/min]	$(n_c)_e$	$H_{u \max}$ [m]
radiale lente	60 ÷ 100	0,3 ÷ 0,5	200 ÷ 120
radiale normale	100 ÷ 200	0,5 ÷ 1,0	120 ÷ 40
radiale veloce	200 ÷ 350	1,0 ÷ 1,8	40 ÷ 17
a flusso misto	300 ÷ 500	1,5 ÷ 2,6	20 ÷ 10
assiale ed elica.	450 ÷ 1300	2,3 ÷ 6,7	14 ÷ 7

$$X = \frac{L_i - \frac{c''^2 - c^2}{2}}{\varphi H_u}$$

93

poiché:

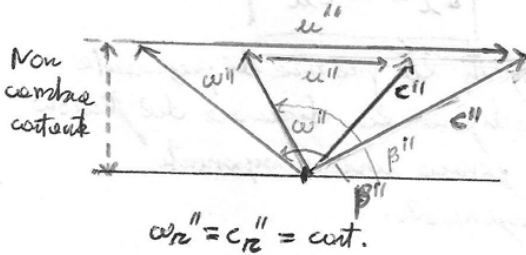
$$\eta_y = \frac{L_i - L_p}{L_i} = \frac{\varphi H_u}{L_i} \Rightarrow \varphi H_u = \eta_y L_i$$

quindi:

$$X = \frac{L_i - \frac{c''^2 - c^2}{2}}{\eta_y L_i}$$

→ Si consideri una serie di palette con lo stesso profilo in un punto per l'asse di rotazione. Se si suppone che c' (velocità tangenziale) rimane costante risulta che c'' per le varie palette non cambia.

Manteniamo $L_i = \text{costante}$.



$$\begin{aligned} L_i &= u'' c'' = \\ &= c'' (c'' - w'' \cos \beta'') = \\ &= c'' (c'' - \omega'' \cot \beta'') \end{aligned}$$

osserviamo che al diminuire di β'' (che di solito è circa 180°) cresce $\cos \beta''$ ed essendo L_i costante c'' cresce perciò e quindi u'' deve diminuire.

Poiché c'' rimane costante e c'' aumenta, allora u'' aumenta. Quindi se η_y non varia anche che X diminuisce.

Al diminuire di β'' diminuisce X e ciò comporta un aumento delle velocità dell'acqua nel diffusore che provoca un aumento delle perdite, contemporaneamente la dimensione dell'acqua nelle girante cresce e ciò può portare a distacchi della vena delle pale mobile.

Questo è il motivo per cui si scelgono valori di β'' molto grandi nelle pompe centrifughe:

$$\begin{aligned} \beta'' &= 130^\circ \div 165^\circ \\ \alpha'' &= 10^\circ \div 40^\circ \end{aligned}$$

Con β'' elevato, X tende all'unità e quindi nel diffusore è necessario recuperare poche energie cinetiche ed il diffusore può essere non palette.

Se l'energia cinetica è molto elevata, è necessario un diffusore palette che due problemi in caso di utilizzo fuori progetto perché in tale caso la dimensione

coefficiente di perdita: $\Psi = \frac{L_u}{u''^2/2}$

essendo il lavoro: $L_u = u'' c_u''$ allora che:

$$\Psi = 2 \frac{L_u}{u''^2} = 2 \frac{u'' c_u''}{u''^2} = 2 \frac{c_u''}{u''}$$

essendo $L_u = c_u'' (c_u'' - \omega_2'' \cot \beta'')$

Definendo il parametro adimensionale: coefficiente di portata
possiamo scrivere:

$$\varphi = \frac{\omega_2''}{u''}$$

$$\Psi = 2 \frac{c_u''^2 - c_u'' \omega_2'' \cot \beta''}{u''^2} =$$

$$= 2 \left[\left(\frac{c_u''}{u''} \right)^2 - \left(\frac{c_u''}{u''} \frac{\omega_2''}{u''} \cot \beta'' \right) \right] = 2 \left[\left(\frac{\Psi}{2} \right)^2 - \left(\frac{\Psi}{2} \varphi \cot \beta'' \right) \right] =$$

$$= 2 \left[\frac{\Psi^2}{4} - \frac{\Psi}{2} \varphi \cot \beta'' \right] = \frac{\Psi^2}{2} - \Psi \varphi \cot \beta''$$

quindi:

$$\Psi = \frac{\Psi^2}{2} - \Psi \varphi \cot \beta''$$

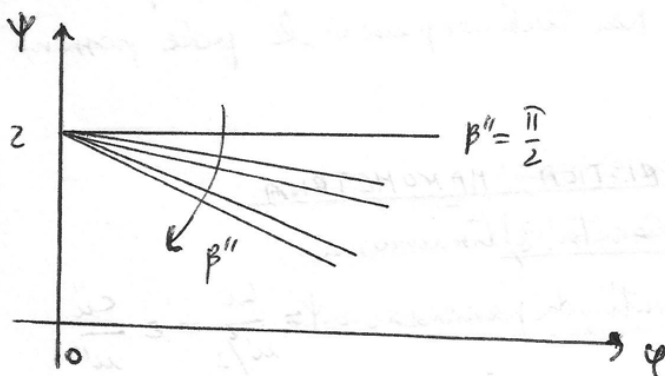
$$1 = \frac{\Psi}{2} - \varphi \cot \beta''$$

da cui segue:

$$2 = \Psi - 2 \varphi \cot \beta''$$

$$\Psi = 2 [1 + \varphi \cot \beta'']$$

Il rispetto di diagramma diventa:



da cui segue che la prevalenza della turbopompa risulta essere proporzionale al numero di giri:

$$H_u \propto (\gamma - \zeta) n^2$$

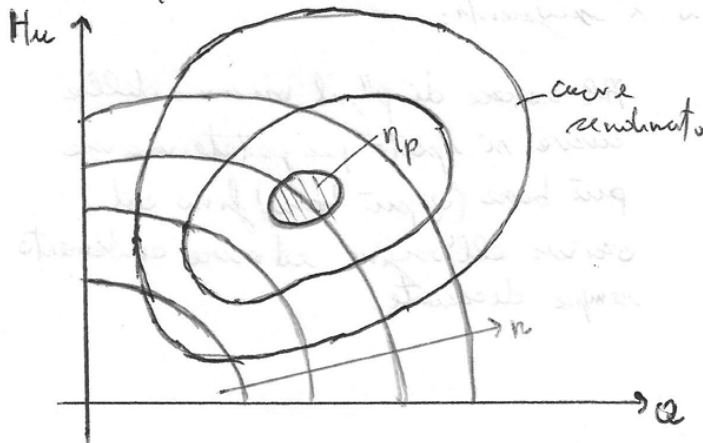
mentre la portata:

$$Q = \zeta \pi d'' l'' \omega n'' = \zeta \pi d'' \frac{l''}{d''} \zeta n''$$

da cui segue essendo $\zeta = \omega n'' / \omega''$:

$$Q \propto \zeta n$$

Per ζ fissato, al variare di n , la portata cresce proporzionalmente ad n , mentre la prevalenza ad n^2 . Le curve $\zeta = \text{cost}$ nel piano H_u, Q sono quindi delle parabole ad asse verticale e coincidono con linee a $\eta_\gamma = \text{costante}$. Possiamo quindi tracciare il **DIAGRAMMA COLLIMARE** delle pompe.



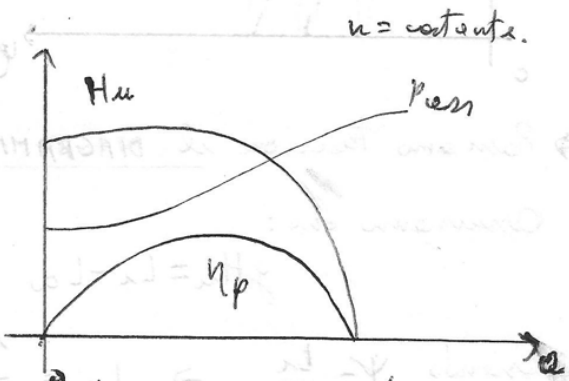
Le curve rappresentate nel diagramma si distaccano in quanto mentre le linee paraboliche sono quelle a cui $\eta_\gamma = \text{costante}$, il rendimento η_p delle pompe varia al variare di n anche se $\zeta = \text{costante}$ in quanto variano il rendimento meccanico e volumetrico.

osserviamo che:

$$\eta_\gamma = 0,70 \div 0,93$$

$$\eta_v = 0,92 \div 0,99$$

I costruttori forniscono invece le curve di H_u, P_e ed η_p in funzione di Q (portata volumetrica). Le potenze risultano crescenti al crescere di Q in quanto l'aumento di Q e la riduzione di η_γ prevalgono sulle riduzioni di H_u al crescere della portata.



⇒ Possiamo a firma il **NUMERO DI GIRI** di una pompa centrifuga

Si introduce a tal proposito il **COEFFICIENTE DI VELOCITÀ PERIFERICA**

$$K = \frac{u''}{\sqrt{g H_u}}$$

con $K = f(\eta_\gamma, \alpha'', \beta'') = 0,93 \div 1,56$ e cresce all'aumentare di α'' e β'' ed η_γ fissato

[Nota 1]

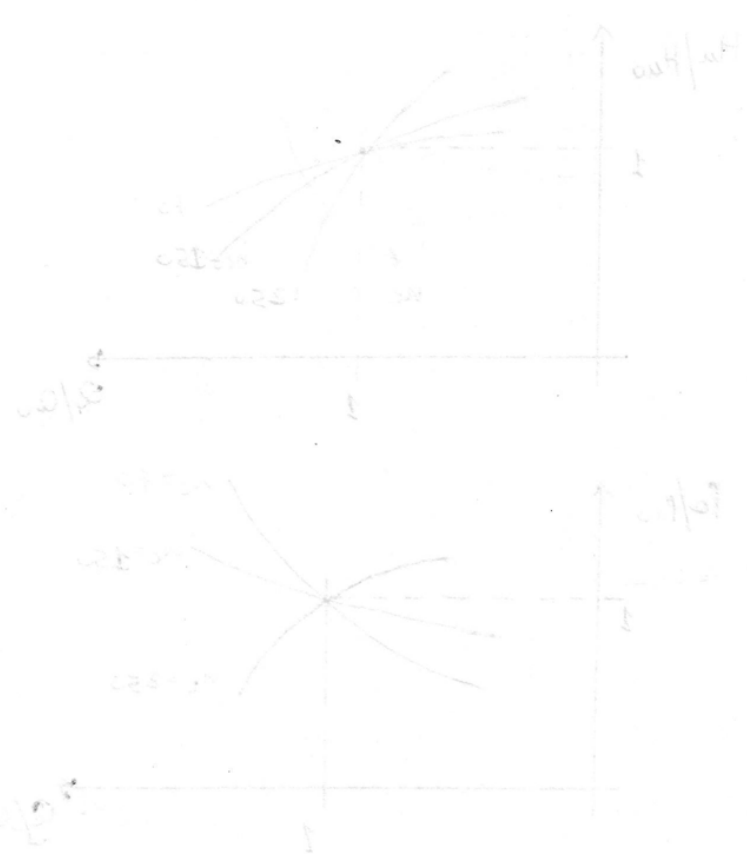
99

Le pompe radiali sono sempre centrifughe e $u'' > u'$ perché non necessano velocità minima per ottenere lo stesso prevalenza, ciò si dimostra con la relazione:

$$L_1 = \frac{c''^2 - c'^2}{2} + \frac{\omega'^2 - \omega''^2}{2} + \frac{u''^2 - u'^2}{2}$$

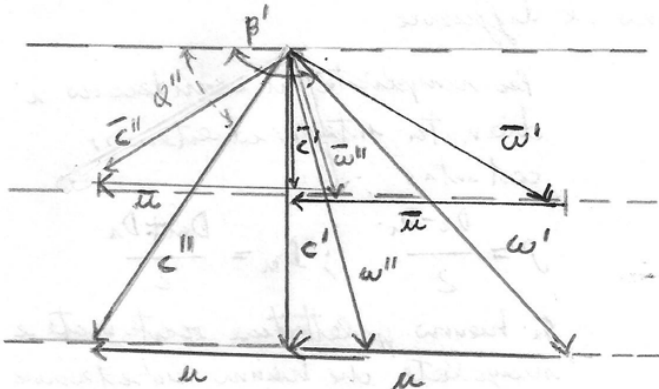
Tale relazione ci dice che a parità di velocità relative ω e quindi di perdite nelle pareti, l'elemento delle quote piezometriche è maggiore in una ruota centrifuga $u'' > u'$ che in una centrifuga $u'' < u'$.

Di conseguenza se il lavoro fornito è lo stesso, in una macchina centrifuga bisogna accettare una minor quota di erogazione unitaria in energia di pressione nel differenziale visto che la prevalenza è la stessa, per cui vi saranno minor velocità nel differenziale e quindi meno perdite per attrito.



→ Rappresentiamo i triangoli di velocità ed riduzioni della portata a velocità angolare costante

Si adotta una geometria fissa delle pale e si suppone di dimensionare la portata.



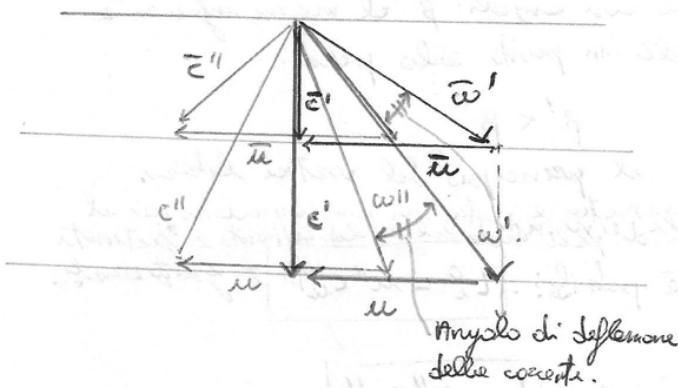
In seguito al dimensionamento delle pale la componente tangenziale all'ingresso delle pale c' si dimezza anzitutto valore \bar{c}' . Le perdite per urto aumentano.

All'uscita, la w'' ha la stessa direzione di w' e composta con la $\bar{u} = u$ fornisce la \bar{c}'' . \bar{w}'' e w'' hanno la stessa

direzione perché l'angolo di uscita del flusso si discosta di una quantità trascurabile (per le turbine unidimensionali). All'ingresso hanno direzione differente perché si considera l'incidenza iniziale del flusso sulle pale.

Come si osserva l'aumento di β' e la diminuzione di α' e la diminuzione della portata comporta l'aumento di perdite per eccessiva deviazione all'ingresso delle pale e del diffusore e tali perdite possono la parte riducono di η_p e la diminuzione della portata.

Per evitare tale perdita si ricorre alle POMPE DI TIPO KAPLAN con pale mobili e coefficiente variabile. Infatti mediante i triangoli di velocità non si



combinando il coefficiente delle pale si ha la deflessione delle correnti nelle pale mobili, non vice, quindi.

$$\Delta\beta = \beta'' - \beta' = \text{costante}$$

perché β' si modifica con la rotazione delle pale ma $\Delta\beta$ rimane costante si ottiene:

$$\beta'' = \beta' + \Delta\beta$$

con $\Delta\beta$ da cambiare rapidamente in relazione a β'

Inoltre il cambiamento di coefficiente delle pale mobili induce le perdite all'ingresso del diffusore perché si ha la diminuzione dell'angolo α'' al colare delle pale.

Per quest'ultimo tipo di pompe, la riduzione delle perdite all'ingresso delle pale è

dove D, D' sono le dimensioni caratteristiche delle due macchine.

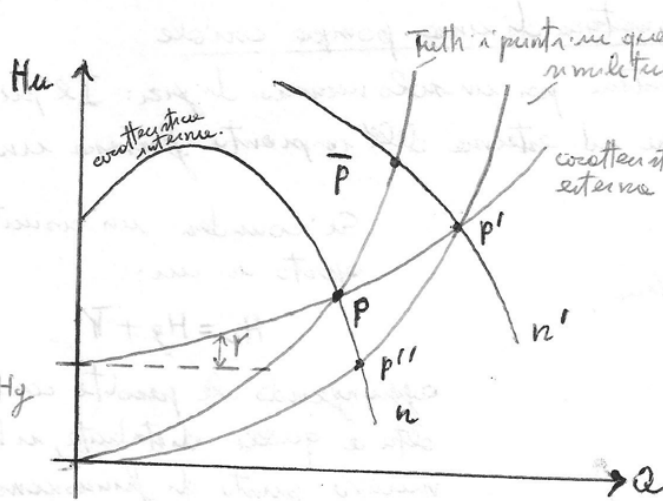
In condizioni di similitudine fluidodinamica i parametri adimensionali η, ψ e φ per le due macchine sono uguali quindi nel caso più semplice:

$$\begin{cases} \frac{H_{h'}}{H_h} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \\ \frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} \end{cases}$$

eq. premessa di una particella nel mezzo $(H_{h'} - Q')$

Quindi i punti che stanno sulla probale lavorano in condizioni di similitudine fluidodinamica. \Rightarrow il punto \bar{P} è in similitudine fluidodinamica con P ed em ha lo stesso η .

In P' , η cambia perché non è più in similitudine fluidodinamica con $P \Rightarrow P''$ è in condizione di similitudine fluidodinamica con P' perché se trova sulla stessa probale.



→ Alcune volte può essere utile installare più di una pompa sullo stesso sistema idraulico. Le pompe possono essere installate in SERIE o in PARALLELO.

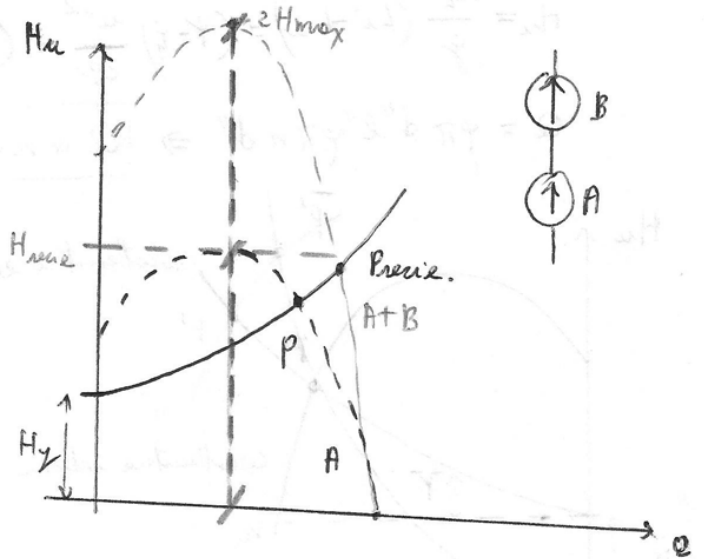
- Le due pompe operano in SERIE quando la prima è collegata all'aspirazione della seconda.

Le due pompe elaborano lo stesso portata $Q_A = Q_B = Q$

Le caratteristiche delle due pompe messe una più alle somme delle due singole caratteristiche o portate di potenza. Quindi se poniamo in serie due pompe uguali la prevalenza massima ottenibile sarà pari al doppio di quella delle singole pompe.

$$H_u = H_{uA} + H_{uB}$$

Osserviamo che per un dato impianto non è vero che se si inserisce un'ulteriore pompa in serie si raddoppia la prevalenza. La prevalenza sarà determinata dal punto di funzionamento all'intersezione della curva resistente dell'impianto con quella delle due pompe in serie.



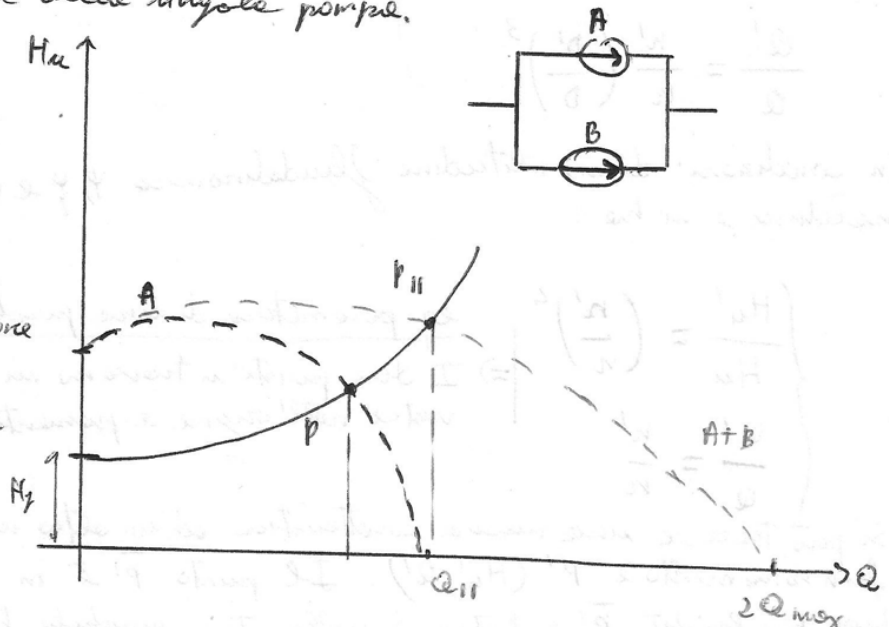
- Due pompe in PARALLELO elaborano parte della portata e le aspirazioni e le mandate sono collegate insieme e sottoposte alla stessa prevalenza.

$$\begin{aligned} H_{uA} &= H_{uB} = H_u \\ Q &= Q_A + Q_B \end{aligned}$$

Le caratteristiche delle due pompe in serie si ottiene sommando le due singole caratteristiche o portate di prevalenza.

Se si pongono in parallelo due pompe uguali; la portata massima ottenibile sarà doppia di quella ottenibile dalle singole pompe.

Osserviamo che per un dato impianto se si inserisce una seconda pompa in parallelo non ottengo il doppio della portata. La portata finale sarà determinata dal punto di funzionamento all'intersezione della curva resistente dell'impianto con quella delle due pompe poste in parallelo.



quindi:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} = \frac{P_0}{\rho g} - z_1 - \frac{V_0}{T_0} \quad (1)$$

↳ perdite di carico distribuite nelle condotte di aspirazione.

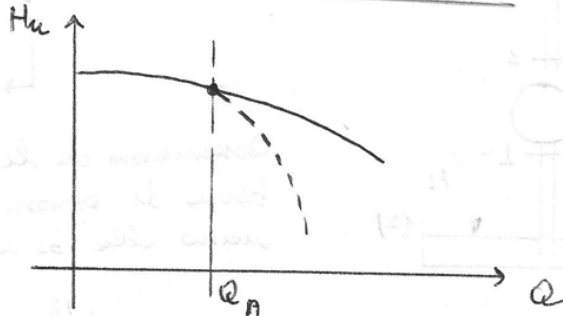
per evitare la cavitazione si deve avere: $\frac{c_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} \geq h_0$

quindi:

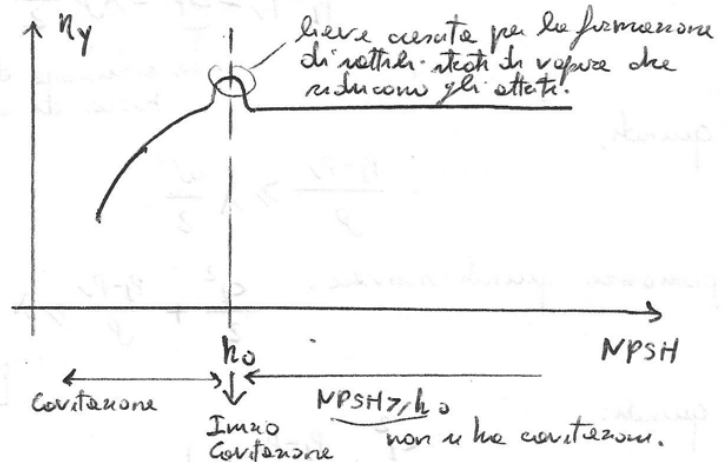
$$\frac{P_0}{\rho g} - z_1 - \frac{V_0}{T_0} \geq h_0 + \frac{P_v}{\rho g} \Rightarrow \boxed{z_1 \leq \frac{P_0 - P_v}{\rho g} - h_0 - \frac{V_0}{T_0}}$$

→ Vediamo l'influenza della cavitazione sulle prestazioni delle pompe

- Consideriamo la caratteristica $H_u(Q)$ fornita dal costruttore per un dato valore di n . Per portate superiori a Q_A si inizia ad osservare il fenomeno della cavitazione la caratteristica assume l'andamento e tratta decedendo, infatti h_0 e P_0 aumentano aumentando Q .



- Consideriamo una pompa che funziona sempre con lo stesso portate e velocità e di aumentare progressivamente z_1 in modo da varare NPSH fino al fenomeno della cavitazione. Si avrà un η_y costante per $NPSH \geq h_0$, come in condizioni di non cavitazione mentre η_y decade con l'intensificarsi della cavitazione.



→ E' possibile attraverso il parametro di THOMA $\sigma = \frac{h_0}{H_u}$ correlare il valore numerico ammissibile h_0 alla bocca di aspirazione di una pompa con quello di un'altra geometricamente simile all'originale e funzionante in condizioni di similitudine con questa ⇒ permette di calcolare h_0 per macchine geometricamente simili e funzionanti in condizioni di similitudine.

Si ha da:

$$\sigma = K \frac{n_c^{3/4}}{H_u} \quad \begin{matrix} \text{↳ numero di giri caratteristico} \\ \text{↳ costante} \end{matrix}$$

con $K = 0,2 \cdot 10^3$ ed $n_c = 3,65 \frac{n \sqrt{a}}{H_u^{3/4}}$

(38) AVVIAMENTO TURBOPOMPA

109-

Per l'avviamento di una turbopompa è necessario innanzitutto adescare la pompa, cioè riempire di liquido la condotta di aspirazione e la girante.

Tale operazione può essere fatta in due modi:

- (1) versando acqua dall'esterno attraverso un foro praticato nella cassa della pompa (munito di tappo) ⇒ Tale operazione richiede l'esistenza di una VALVOLA DI NON RITORNO alla base della condotta di aspirazione.
- (2) aspirando acqua dalla pompa per creare una depressione e richiamare l'acqua dal pozzo di aspirazione, ciò richiede una VALVOLA DI STROZZAMENTO posta nella mandata e chiusa durante tale operazione.

Si ha che:

- le pompe centrifughe presentano, a portata nulla, una potenza inferiore a quella di progetto e quindi l'avviamento viene effettuato a valvole di strozzamento chiuse per assorbire una minore potenza e tale valvola viene aperta una volta avvenuto l'avviamento.
- le pompe a vite e a flusso misto presentano, a portata nulla, una potenza superiore a quella di progetto e quindi il loro avviamento avviene a valvole di strozzamento aperte.

Una pompa autoadescante (o aspirante) è una pompa che, per l'adescamento, non richiede interventi dall'esterno.

La PORTATA VOLUMICA della pompa è pari al prodotto delle cilindrate V_0 per il numero di cicli n al secondo e per un coefficiente η_v (η volumetrico) che tiene conto delle fughe di liquido e del volume occupato dall'aria disciolta nell'acqua che si sviluppa durante la fase di aspirazione.

La portata in MASSA è quindi definita come:

$$\dot{m} = \eta_v \rho V_0 n \quad \text{con } n = \frac{\omega}{2\pi} 60 \quad \begin{matrix} n [\text{giri/min}] \\ \omega [\text{rad/s}] \end{matrix}$$

dove $V_0 \Rightarrow$ volume che si va a riempire

$\rho V_0 \Rightarrow$ massa ideale che teoricamente si riesce ad introdurre ad ogni ciclo

$\eta_v \rho V_0 \Rightarrow$ massa (reale) che si introduce ad ogni ciclo.

L'unico parametro che cambia nell'espressione rispetto al caso dei flussi comparabili è η_v al posto di λ_v

In queste macchine invece di parlare del numero di giri n , si parla di velocità media dello stantuffo u_m :

$$u_m = 2cn$$

per cui si ha che $n = \frac{u_m}{2c}$

e quindi:

$$\dot{m} = \eta_v \rho V_0 \frac{u_m}{2c}$$

dove $\eta_v = 0,3 \div 0,38$ per pompe d'uso normale

$\eta_v = 0,6 \div 0,7$ per pompe utilizzate per flussi a Telerivista

Le velocità medie dello stantuffo determinano la classificazione delle pompe:

POMPE	u_m [m/s]
lente	$0,3 \div 0,8$
normale	$0,8 \div 1,2$
veloci	$1,2 \div 2,4$

Al crescere della prevalenza, e per un numero di giri, la portata si riduce per la diminuzione di η_v dovuto ad un incremento delle fughe di liquido.

La potenza interna è data da $P_i = \rho_c n$

La potenza erogata è data da:

$$P_e = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{V_0 (P_2 - P_2) n}{\eta_m} = \frac{V_0 (P_b - P_e + \rho g z_b) n}{\eta_m}$$

$n \Rightarrow$ numero di voli al secondo:

$$\eta_m = 0,88 \div 0,95$$

In realtà molti fattori rendono il volo diverso dalla sua forma ideale. Le linee di compressione e di espansione sono inclinate e curve:

- della presenza di aria nel cilindro
- per effetto della modesta comprimibilità dell'acqua (anche in assenza di aria)
- per la presenza inevitabile di aria disciolta nell'acqua espansa.

Anche l'andamento della p durante le fasi di espansione e mandata è diverso rispetto al caso ideale e ciò è dovuto:

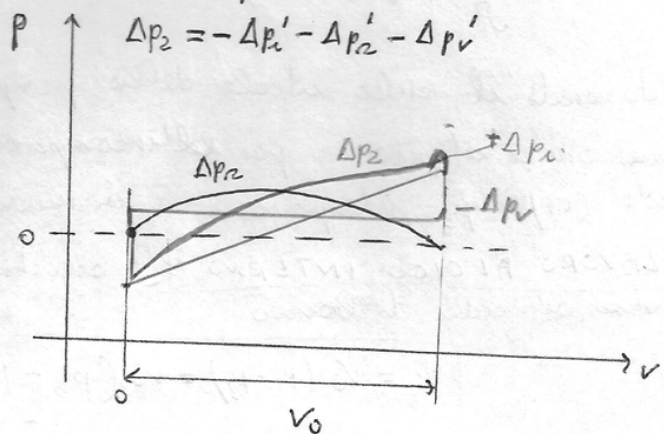
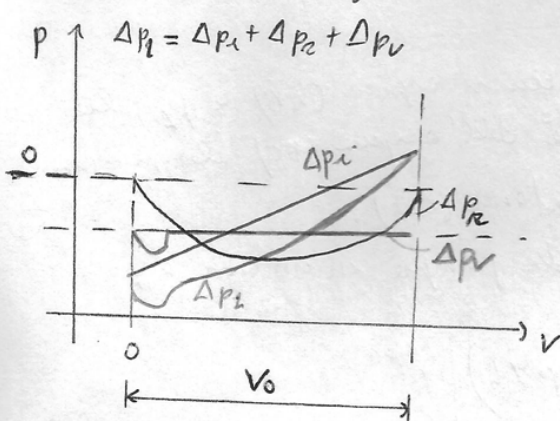
- e fenomeni d'inerzia - onde cadute di p successive per accelerare e decelerare il liquido nei condotti di espansione e di mandata. (Δp_i)
- Tagliamento del liquido - otturazione le valvole (Δp_v)
- perdite di premone nei condotti. (Δp_r)

condimenti tali termini da:

preione nella fase di espansione $\Rightarrow P_1 = P_e - \rho g z_1 + \Delta p_i + \Delta p_r + \Delta p_v$

per la fase di mandata $\Rightarrow P_2 = P_b + \rho g (z_b - z_2) - \Delta p_i' - \Delta p_r' - \Delta p_v'$

Consideriamo il diagramma che tiene conto di tali perdite:

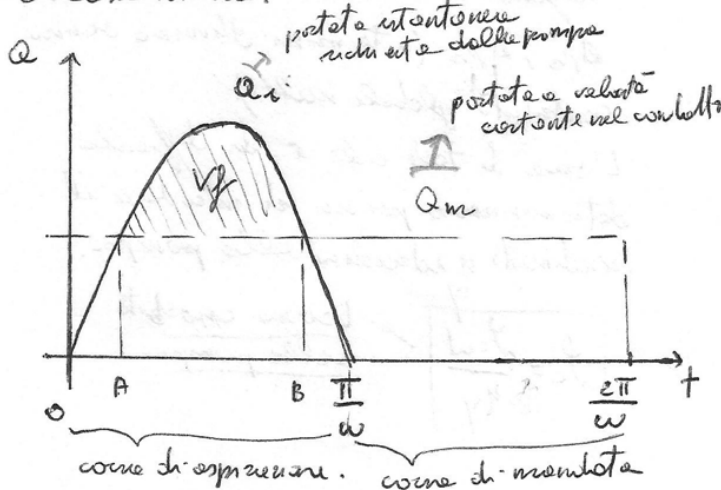


$\Delta p_v \Rightarrow$ all'apertura c'è un picco, ma poi la caduta è praticamente costante.

$\Delta p_r \Rightarrow$ l'andamento con due picchi e dovuto ad accelerazioni e decelerazioni del liquido

Per ridurre la depressione all'ingresso dell'aspirazione e la sovrappressione all'uscita delle mandate evitando eccessive pulsazioni di pressione nei condotti si ricorre a CASSE D'ARIA o POLMONI disposte a monte e a valle delle valvole di aspirazione e mandata.

Tali come d'ora permettono di regolarizzare la portata nei condotti di aspirazione e di mandata in modo da apparire alle condutture della portata durante il ciclo che si manifesta mediante variazioni del volume d'aria presente nelle camere stesse.



Si consideri un polmone posto nell'aspirazione di una pompa e rimpicci effetto. La portata aspirata Q_A ha un andamento sinusoidale tra 0 e $\frac{\pi}{\omega}$ per tutte le camere di aspirazione, mentre è nulla nelle camere di mandata. Se il polmone viene e mantiene costante la portata nelle condutture di aspirazione significa che:

- il polmone assorbe il surplus di portata inverte delle condotte per $0 \div A$ riducendo il volume e dispersione dell'aria aumentando la p.
- ~ il polmone dà alla pompa il sovrappiù di portata richiesta per $A \div B$, aumentando il volume e dispersione dell'aria e riducendone la p.
- ~ il polmone smorza il surplus di portata inverte alle condotte nelle fasi $B \div \frac{2\pi}{\omega}$

Per indicare il carattere pulsante della portata aspirata della pompa si introduce il GRADO DI IRREGOLARITÀ S della pompa definito come:

$$S = \frac{V_p}{V_c}$$

$V_p \Rightarrow$ cilindrata del volume d'acqua fornito alla camera di aspirazione (o ricevuto da quella di mandata) nelle fasi in cui la portata richiesta (o fornita) dalla pompa supera Q_m che corrisponde a velocità costante del condotto.

$$V_p = \int_A^B (Q_1 - Q_m) dt$$

$V_c \Rightarrow$ cilindrata della pompa.

Il valore di S dipende dal numero di cilindri della pompa funzionanti in parallelo. Per $S=0$ si ha una portata costante nelle condotte e da usare polmone, $S=0,55$ per pompe monocilindriche.

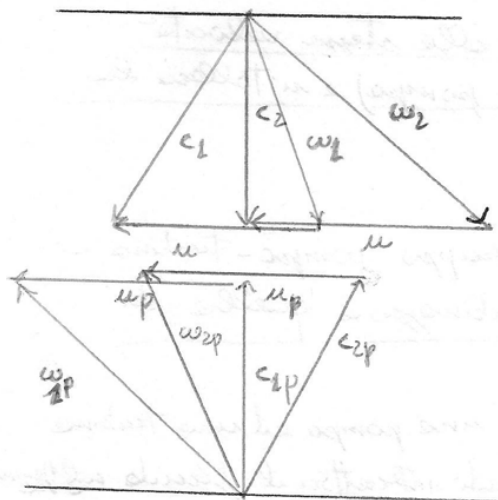
Le camere d'aria sono necessarie per pompe con pochi cilindri (1-2) e condotti relativamente lunghi. Se i cilindri sono parecchi e non

(30) POMPA ~ TURBINA

È una TURBOMACCHINA IDRAULICA REVERSIBILE che può quindi funzionare sia come pompa idraulica, sia come turbina idraulica per l'impiego nelle centrali idroelettriche di generazione e pompaggio.

Una turbina idraulica e reazione può funzionare come turbopompa (comprimendo l'acqua dello scavo e mandandola nelle camere ed espulse) purché il senso di rotazione della girante venga invertito nel senso del funzionamento come turbina (TURBINAGGIO) e quello come pompa (POMPAGEO)

Consideriamo i triangoli di velocità nel funzionamento da turbina e reazione e come macchina operatrice (facendo girare la girante nel verso opposto)



Nelle condizioni di turbina e reazione si considera una c_2 omale per la presenza del differenziale. Essendo una macchina e reazione possiamo scrivere:

$$L_t = u (c_{w1} - c_{w2}) > 0$$

Facendo girare la macchina in verso opposto (macchine operatrice)

$$L_{ip} = u_p (c_{w2p} - c_{w1p}) > 0$$

Si vede che w_{1p} ha la stessa direzione di w_2 della turbina e che w_{2p} ha la stessa direzione di w_1 della turbina.

Nelle due configurazioni di turbina e pompa si mantiene uguale la u . Quindi in entrambi i casi $L_i > 0$, per cui la stessa macchina combinando il verso di rotazione può funzionare da pompa e turbina.

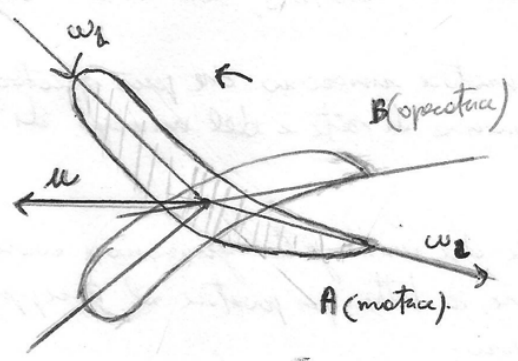
Consideriamo il coefficiente di velocità periferico K :

$$K = \frac{u}{\sqrt{2gHu}} = f(\alpha, \beta, \eta_v)$$

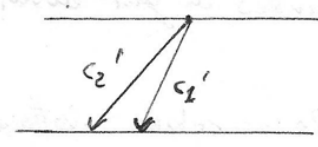
che corrisponde alle condizioni di funzionamento di massimo rendimento.

quindi la coppia fa ruotare la macchina nel verso di n .
 All'avviamento della macchina il fluido scivola sulla palette e viene deflessa e quindi c'è una quantità di moto sulla palette che, rispetto all'asse, fornisce un momento.

La macchina gira lavorando come turbina con il distributore e pale orientabili. Si dividono quindi gradualmente le pale del distributore in modo da rendere la turbina, la si rallenta e si ferma e si ferma. Nel frattempo si ruotano le pale delle giranti e si operano di nuovo le pale del distributore. Lo scopo è quello di far ruotare la macchina nel verso opposto



La rotazione provoca una variazione di c_1 e c_1' e c_2 e c_2' dei triangoli di velocità.



Triangoli di velocità all'avviamento con macchina funzionante da turbina

Per la turbina la coppia motrice sarà data dalla condizione di avviamento da:

$$C = m (r_1 c_{u1}' - r_2 c_{u2}')$$

dove $c_{u1}' > 0$
 $c_{u2}' > 0$
 $c_{u2}' > c_{u1}$ $\Rightarrow C < 0$ la coppia è negativa.

Utilizzando la convenzione delle macchine opposte (pompe) si ha all'avviamento:

$$C = m (r_2 c_{u2}' - r_1 c_{u1}')$$

quindi $C > 0$ perché $c_{u2}' > c_{u1}'$ e $c_{u2}' > 0$ e $c_{u1}' > 0$.

Ciò ci dice che la macchina è in grado di ruotare nella direzione opposta.

Le macchine che ruotano nella direzione opposta deve girare ed accelerare fino a raggiungere la velocità di massimo con la macchina elettrica e in quel momento può essere accoppiata.

In sostanza si deve:

- fermare la turbina (A) dividendo il distributore
- ruotare le pale delle giranti nell'altro verso (B)
- aprire il distributore e accelerare la macchina nell'altro verso fino al massimo
 la macchina continua a funzionare da turbina
- collegare la macchina al motore
- girare le pale delle giranti \Rightarrow la macchina funziona come pompa ed il verso delle correnti fluide si inverte
- ricoprire il distributore

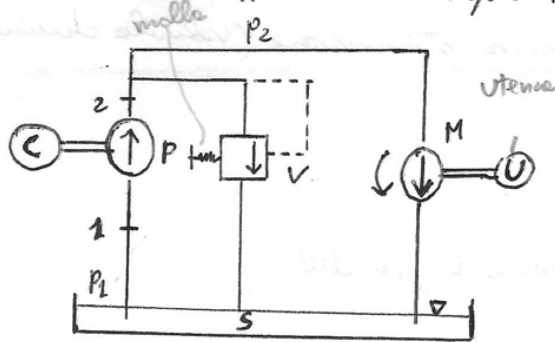
(31) TRASMISSIONI IDROSTATICHE

Le trasmissioni idrauliche vengono usate quando è necessario trasferire potenza da un organo meccanico ad un altro, come due tra i due in
 nono rapporti di velocità di rotazione rigidamente fissati.

Nelle trasmissioni idrostatiche la trasmissione di potenza è effettuata comprimendo del liquido in una pompa e sfruttando la pressione in un motore. L'onore del liquido è dovuta solo alla sua pressione (AZIONE IDROSTATICA) e si utilizzano quindi macchine volumetriche.

Insolitamente si faceva ricorso all'acqua, oggi si utilizzano oli minerali. La trasmissione idrostatica permette quindi di trasmettere potenza tra due alberi rotanti.

Lo schema tipico di un impianto di trasmissione idrostatica è il seguente:



- Si ha:
- un motore di comando C che aziona in rotazione la pompa volumetrica P che preleva olio da un serbatoio S e p_1 e lo comprime fino a p_2 , pressione che viene imposta dal circuito idraulico di utilizzazione.
 - un utilizzatore U che riceve potenza da un motore idraulico M che sfrutta la differenza di pressione tra la pressione di mandata p_2 della pompa e la pressione di ritorno p_1 del serbatoio in cui si scarica l'olio.

- una valvola V che limita il valore massimo della p_2 di mandata della pompa e che viene posta nel circuito proprio per evitare che la p_2 raggiunga valori troppo elevati da poterlo danneggiare il circuito. Se la p_2 raggiunge il suo valore massimo la valvola si apre e lascia defluire un po' di olio nel serbatoio.

La p_2 è determinata dalle coppie richieste dal motore idraulico M o dalle valvole di riflusso se esse antecorrono.

Nei calcoli si trascurano le differenze di quota perché trascurabili rispetto alla differenza di pressione in gioco, le perdite di carico nei tubi di collegamento, quindi la pressione del serbatoio risulta uguale a quella di aspirazione della pompa e la pressione di mandata della pompa è uguale a quella di ammissiono nel motore:

Potremo quindi definire il RENDIMENTO DELLA TRASMISSIONE η_t come il rapporto tra la potenza ricevuta dall'utilizzatore e quella fornita dal motore di comando: 123

$$\eta_t = \frac{P_M}{P_p} = \frac{\eta_{mM} \eta_{YM} V_M (P_2 - P_1) n_M}{V_p (P_2 - P_1) \cdot n_p} = \eta_{mM} \eta_{YM} \eta_{mp} \eta_{yp} \frac{V_M}{V_p} \frac{n_M}{n_p}$$

osserviamo che $v = \frac{n_M}{n_p} = \eta_{vp} \eta_{VM} \frac{V_p}{V_M} \Rightarrow \left(\frac{V_M}{V_p} \frac{n_M}{n_p} \right) = \eta_{vp} \eta_{VM}$

quindi:

$$\eta_t = \underbrace{(\eta_{mM} \eta_{YM} \eta_{VM})}_{\eta_M \text{ rendimenti componenti del motore}} \cdot \underbrace{(\eta_{mp} \eta_{yp} \eta_{vp})}_{\eta_p \text{ rendimenti componenti delle pompe}} = \eta_M \eta_p$$

quindi:

$$\boxed{\eta_t = \eta_M \eta_p}$$

La COPPIA EROGATA DAL MOTORE IDRAULICO è data da:

$$\boxed{C_M = \frac{P_M}{2\pi n_M} = \eta_{mM} \eta_{YM} \frac{V_M (P_2 - P_1)}{2\pi}} \quad (2)$$

Quindi il RAPPORTO DI TRASMISSIONE DELLA COPPIA è espresso da:

$$\frac{C_M}{C_p} = \eta_{mM} \eta_{YM} \frac{V_M (P_2 - P_1)}{2\pi} \cdot \frac{2\pi \eta_{mp} \eta_{yp}}{V_p (P_2 - P_1)} = \eta_{mM} \eta_{YM} \eta_{mp} \eta_{yp} \frac{V_M}{V_p}$$

quindi:

$$\boxed{\frac{C_M}{C_p} = \eta_t \frac{n_p}{n_M} = \frac{\eta_t}{v}}$$

Se intenzionalmente le valvole di riflusso (V) le esprimiamo ① e ② rinvolvono le stesse cose al posto di P_2 si considerano le $(P_2)_{max}$. L'espressione ③ che definisce il rapporto di trasmissione non vale più poiché la potenza erogata dalle pompe non è uguale più quella richiesta dal motore $\Rightarrow Q_M \neq Q_p$

La REGOLAZIONE avviene variando la cilindrata del motore V_M o delle pompe V_p o entrambi. Generalmente $n_p = \text{costante}$ mentre n_M (numero di giri del motore) varia al variare delle cilindrata.

Allo spunto quando la turbina è ferma $\omega_T = 0$ e cioè da $S = 1$

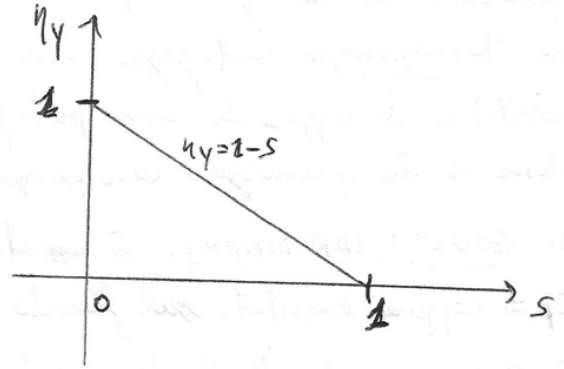
125

A regime quando $\omega_T = \omega_p$ e cioè da $S = 0$

quindi $0 \leq S \leq 1$

Condizioniamo il RENDIMENTO IDRAULICO definito come rapporto tra la potenza uscente della turbina e quella erogata internamente dalla pompa:

$$\eta_y = \frac{P_T}{P_p} = \frac{c_T \omega_T}{c_p \omega_p} = 1 - S$$

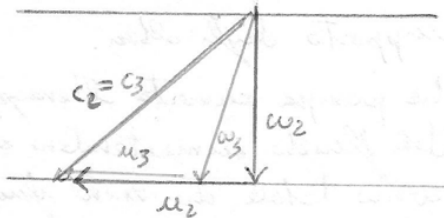


L'elemento teorico di un pozzo:

Prendiamo i triangoli di velocità in entrata e uscite della pompa e della turbina. Si tenga presente che:

- le pale sono permanentemente radiali.
- che le turbine usate a velocità inferiore a quelle della pompa $\omega_T < \omega_p$
- la velocità di uscite della turbina è uguale a quella in entrata nella pompa.
- la velocità di uscite della pompa è uguale a quella in entrata nella turbina.

• uscite pompe - ingresso turbine (2-3)



Si ha che:

$$u_2 = \omega_p r_2$$

$$u_3 = \omega_T r_3 = \omega_T r_2$$

$$c_2 = c_3$$

Le ω_3 in direzione delle ω_2 perché la turbina è più lenta della pompa.

Dai triangoli si ha che:

$$u_4 = \omega_T r_1$$

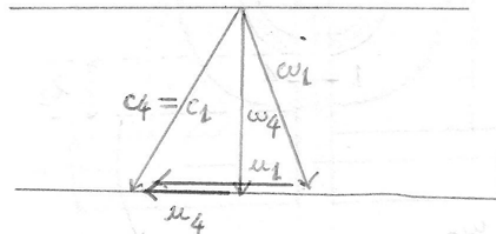
$$u_3 = \omega_T r_2$$

\Rightarrow

$$\frac{u_4}{u_3} = \frac{r_1}{r_2} = \varphi$$

$$\Rightarrow \boxed{u_4 = \varphi u_3}$$

• uscite turbina - ingresso pompa (4-1)



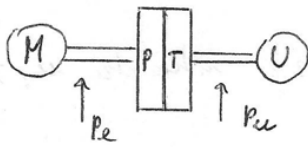
Il modulo di ω_4 è determinato dall'equazione di continuità:

$$\varphi_I \pi d_1 l_1 \omega_4 = \varphi_I \pi d_2 l_2 \omega_3 = \varphi_I \pi d_2 l_2 \omega_2$$

coefficienti d'ingombro.

Le componenti tangenziali delle velocità è costante. Si fa in modo che ω_4 e ω_2 abbiano lo stesso modulo lavorando nella geometria delle pale.

Definiamo il RENDIMENTO DEL GIUNTO η_G come il rapporto tra la potenza uscente e quella entrante attraverso l'albero delle pompe. 127



$$\eta_G = \frac{P_u}{P_M} = \frac{P_u}{P_e} = \frac{P_u}{P_T} \frac{P_T}{P_p} \frac{P_p}{P_e} = \eta_{MT} \eta_Y \eta_{mp}$$

\downarrow motore \downarrow entrante \downarrow \downarrow \downarrow
 η_{MT} η_Y η_{mp}

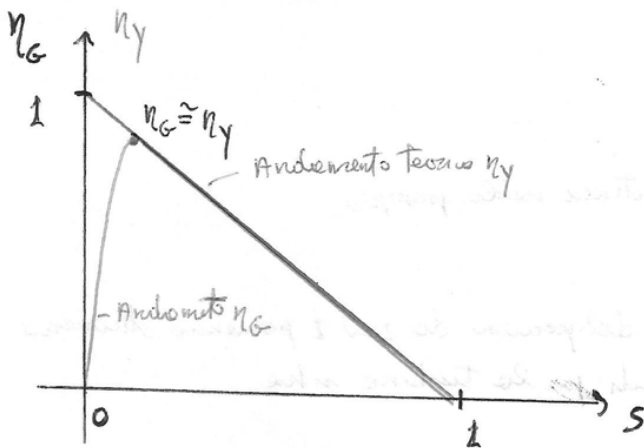
quindi:

$$\eta_G = \eta_{MT} \eta_Y \eta_{mp}$$

La potenza entrante va in parte al fluido nella pompa e in parte a rimpiazzare alle perdite meccaniche nei cuscinetti; nella pompa, la potenza è in parte trasformata alle turbine e la parte restante è dissipata dalle resistenze idrauliche continue e poi deviate le correnti all'ingresso delle palette. La potenza uscente nell'albero della turbina è inferiore a quella fornita dal fluido alle turbine per le perdite meccaniche dei cuscinetti.

In condizioni di funzionamento normale $\eta_{MT} \approx 1$; $\eta_{mp} \approx 1$ quindi:

$$\eta_G \approx \eta_Y$$



osserviamo infatti che per $S \approx 0$ (carico uguale a zero) la potenza trasmessa si riduce e quindi $\eta_G \approx \eta_Y$

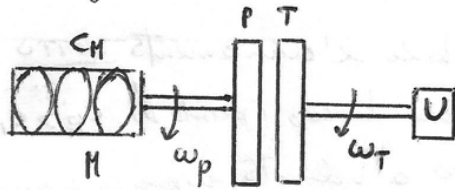
Per $S=1$ (in condizioni di regime $\omega_T = \omega_p$) la potenza uscente è nulla mentre quella entrante rimpiazza alle perdite meccaniche nei cuscinetti delle pompe e quindi non è nulla e quindi $\eta_G = 0$.

Quindi le curve di η_G in funzione di S non possono essere uguali a quella di η_Y modificandosi nel tratto $S \approx 0$. Non potremmo infatti mai avere $\eta_G = 1$ per le perdite dei valori di attrito. Dato infatti che $\eta_G = 1$ vuol dire che $L_{MT} = L_{mp}$ e che L_{op} , L_{at} ed L_{w} tendono a zero.

Attraverso i triangoli di velocità possiamo determinare la coppia che il giunto è in grado di trasmettere

33 ACCOPPIAMENTO MOTORE DI COMANDO A COMBUSTIONE INTERNA CON GIUNTO IDRAULICO

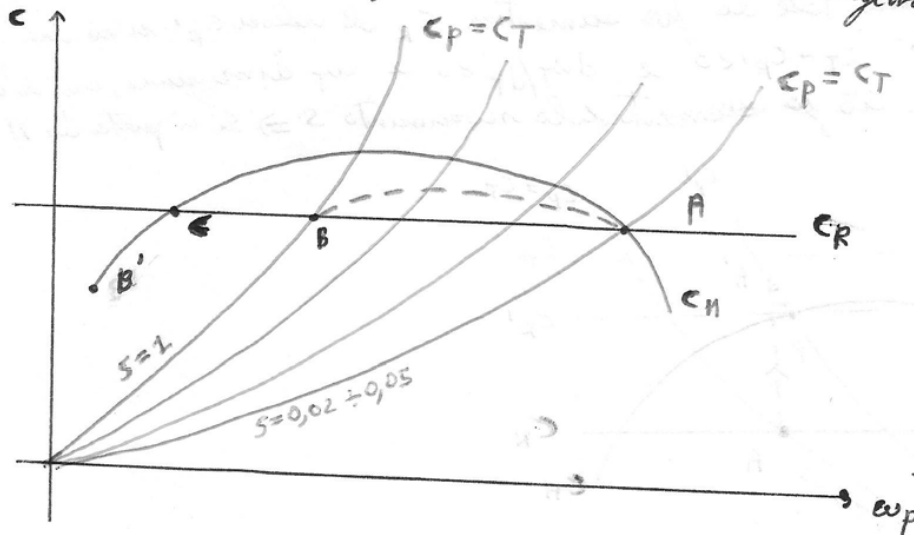
Consideriamo l'accoppiamento di un motore di comando a combustione interna con un giunto idraulico.



Sia C_H la coppia che il motore è in grado di erogare e si ha:

- equilibrio all'albero delle pompe $C_H = C_P$
- equilibrio all'albero delle turbine $C_T = C_R$

dove C_R è la coppia resistente all'utilizzatore se si trascurano le perdite meccaniche. Il punto di funzionamento corrisponde all'uguaglianza della coppia motore con quella resistente (punto A). Il valore dello scorrimento corrispondente alle curve di C_P permette per tale punto individuare lo scorrimento e cui funzione il giunto (normalmente $S = 0,02 \div 0,05$). Siamo in condizioni di regime e si ha $C_P = C_T$.



→ Analizziamo l'arrivamento del gruppo
Supponiamo C_R costante

- 1) Il motore trascina in rotazione la pompa la quale eroga una coppia C_P corrispondente ad uno scorrimento $S=1$
- 2) Inizialmente la coppia erogata dalla turbina $C_T = C_P$ è inferiore a quella richiesta dall'utilizzatore C_R e la turbina rimane ferma.

In tale fase $C_H > C_P$ essendo

$$\underbrace{C_H - C_P}_{>0} = I_P \frac{d\omega_P}{dt} \Rightarrow \text{l'albero della pompa inizia ad accelerare facendo aumentare } \omega_P$$

↓
Tale situazione si mantiene sino a che ω_P supera il valore corrispondente al punto B

- 3) Al punto B la coppia erogata dalla turbina $C_T > C_R$ e la turbina inizia a muoversi: contemporaneamente a ridurre lo scorrimento.

Dall'equilibrio all'albero della turbina:

$$\underbrace{C_T - C_R}_{>0} = I_T \frac{d\omega_T}{dt} \Rightarrow \omega_T \text{ aumenta.} \Rightarrow$$

Sia l'albero della pompa che quello della turbina accelerano

↓
Si trova il punto di funzionamento A

(34) TRASMISSIONI IDRODINAMICHE ~ CONVERTITORE DI COPPIA 131

Le trasmissioni idrauliche vengono usate quando è necessario trasferire potenza da un organo meccanico ad un altro, senza che tra i due vi siano rapporti di velocità di rotazione rigidamente fissati.

Le trasmissioni idrodinamiche ricorrono a turbopompe e sfruttano le azioni idrodinamiche del fluido per trasmettere potenza. Esse sono costituite da una turbopompa centrifuga, una turbina centrifuga e da una parte fissa che preleva olio in uscita dalla turbina e lo riconsegna alla pompa.

In regime stazionario per l'equilibrio dinamico del sistema si ha sempre:

$C_p \Rightarrow$ coppia esercitata sul fluido dalle pale della pompa.

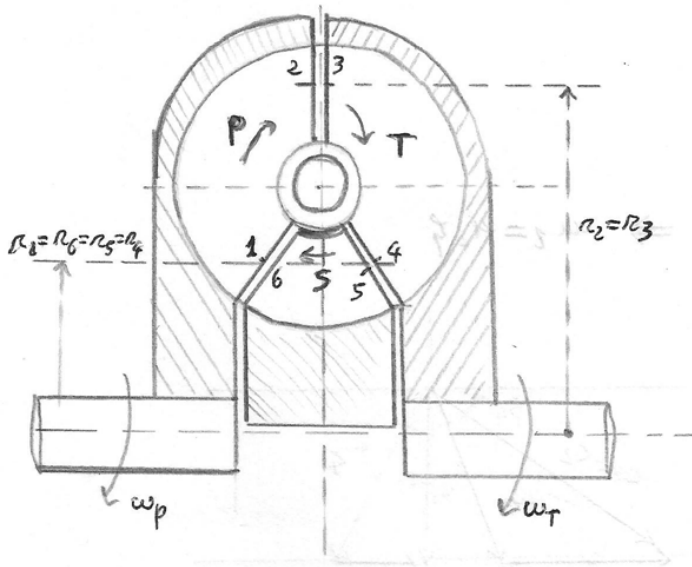
$C_T \Rightarrow$ coppia che il fluido esercita sulle pale della turbina.

$C_S \Rightarrow$ coppia esercitata sul fluido nella parte fissa (stator).

Si ha:

$$C_p - C_T - C_S = 0$$

La presenza dello stator (S) permette di trasmettere alla turbina (T) coppie diverse da quelle della pompa (P) $\Rightarrow C_p \neq C_T$



Poiché le coppie in entrata e in uscita non devono, a due elberi, mantenersi e ruotare alla stessa velocità angolare e di conseguenza perde di significato il momento. Si può allora definire il RAPPORTO DI TRASMISSIONE V definito come il rapporto tra le velocità angolari della turbina (però e quelle richieste dall'utomo $\omega_T = \omega_u$) e le velocità angolare della pompa (però e quella di entrata $\omega_p = \omega_e$):

$$V = \frac{\omega_T}{\omega_p}$$

Si conviene il caso in cui la turbina e la pompa abbiano le medesime dimensioni. Possiamo quindi tracciare i triangoli di velocità in corrispondenza del filetto medio. Si ha:

$$r_2 = r_3$$

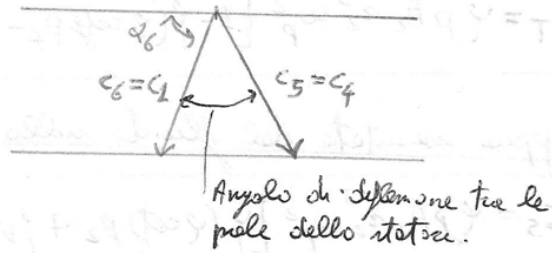
$$r_1 = r_4 = r_5 = r_6$$

\Rightarrow possiamo definire il coefficiente d'ingombro

$$i = \frac{r_1}{r_2}$$

→ Per lo statore

La c_5 viene differenziale della proiettatura statorica. Conoscendo α_6 (angolo geometrico sul bordo d'uscita dello statore) si ottiene $c_6 = c_1$



Una volta tracciati i triangoli di velocità possiamo trovare le espressioni delle COPPIE scambiate tra fluido ed elementi mobili e fissi.

→ La coppia esercitata dalla pompa sul fluido è data da:

$$C_p = \dot{m} (r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) = \dot{m} (r_2 u_2 - r_1 c_6 \cos \alpha_6)$$

essendo: $c_6 = \frac{c_{o1}}{r_1 \sin \alpha_6}$ si ottiene:

$$C_p = \dot{m} (r_2 u_2 - r_1 c_{o1} \frac{\cos \alpha_6}{r_1 \sin \alpha_6}) =$$

$$= \dot{m} r_2 u_2 (1 - \frac{r_1}{r_2} \frac{c_{o1}}{u_2} \cot \alpha_6)$$

essendo $u_2 = \omega_p r_2$; $\psi = \frac{r_1}{r_2}$; $\varphi = \frac{c_{o1}}{u_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ si ottiene:
Il coefficiente di portata

$$C_p = \dot{m} \omega_p r_2^2 (1 - \psi \varphi \cot \alpha_6)$$

essendo:

$$\dot{m} = A_2 \rho \underbrace{\varphi r_2 \omega_p}_{= c_o} , u = \omega r , c_o = \varphi u = \varphi \omega r$$

si ottiene:

$$C_p = A_2 \rho \varphi r_2^3 \omega_p^2 (1 - \psi \varphi \cot \alpha_6)$$

→ La coppia esercitata sul fluido nella turbina è data da:

$$C_T = \dot{m} (r_3 c_{u3} - r_4 c_{u4})$$

\parallel \parallel \parallel
 r_2 u_2 r_1

essendo $r_3 = r_2$; $r_4 = r_1$
 $c_{u3} = u_2$

$$c_{u4} = (c_o \cot \beta_4 - u_4)$$

quindi:

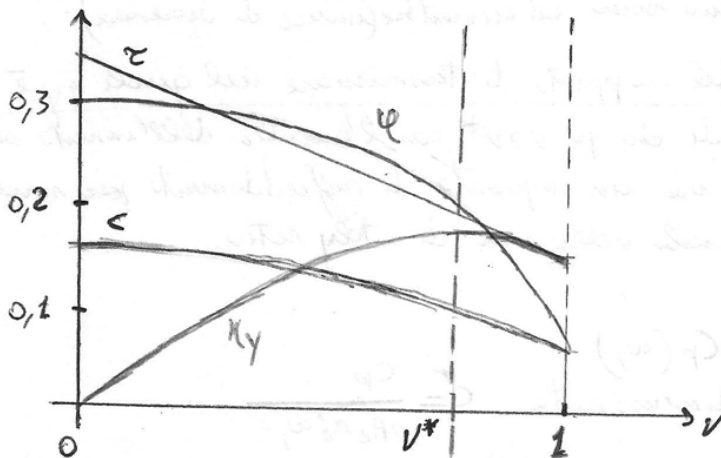
$$\varphi = \frac{\varepsilon V}{\cot \alpha_6 - \cot \beta_4} > 0$$

Per cui ε decresce al crescere di V .

Consideriamo l'andamento del RENDIMENTO IDRAULICO η_Y in funzione del rapporto di trasmissione V . Si ha:

$$\eta_Y = \frac{P_T}{P_p} = \frac{C_T \omega_T}{C_p \omega_p} = \varepsilon V$$

Il rendimento idraulico η_Y del convertitore presenta un massimo che non è simmetrico rispetto al punto di progetto (punto in cui gli angoli cinematici e costruttivi in entrata alla palette sono uguali) poiché al crescere di V rispetto al punto di progetto V^* si introducono delle perdite per urto ma anche quelle continue poiché φ diminuisce e quindi anche la portata. Per $V < V^*$ le perdite continue aumentano mentre scendono quelle per urto.



Tali andamenti si hanno per convertitori semplici. Per ottenere curve con diversi andamenti si fa ricorso a sistemi più complessi dove aumentano il numero di pompe, turbine e statori. Si hanno:

- Convertitori multistadio - in cui ci sono più turbine.
- Convertitori polifasi - in cui le caratteristiche geometriche variano durante il funzionamento.

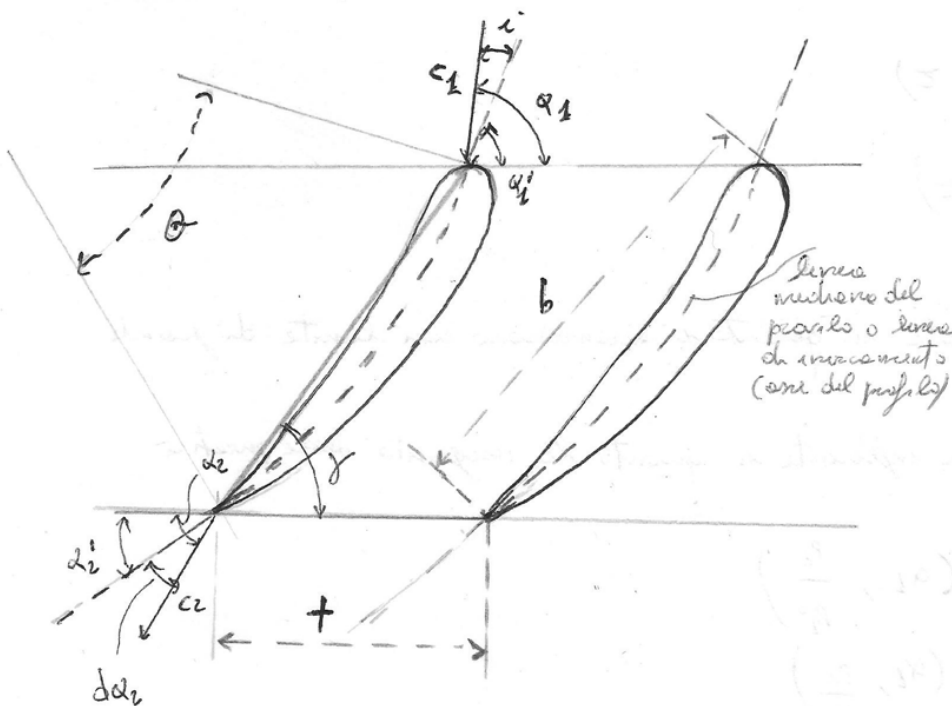
→ Enumeriamo un convertitore in cui pompe e turbine hanno diverse dimensioni geometriche e si collega lo statore tramite un giunto di sovrapposizione (come un elemento in grado di trasmettere coppie solo in un senso)

(35) FUNZIONAMENTO DI UNA PALETTATURA IN CONDIZIONI DIVERSE DA QUELLE DI PROGETTO

Studiare le condizioni di funzionamento di una turbina significa analizzare le condizioni del fluido all'ammirazione, la pressione allo scivolo e la velocità di rotazione della macchina.

Per poter prevedere il comportamento di una turbina in condizioni di funzionamento diverse da quelle di progetto è necessaria la conoscenza di leggi, in forma grafica o analitica che collegano fra loro i parametri che individuano le prestazioni delle macchine in qualsiasi condizione di funzionamento.

Si consideri lo studio delle prestazioni di una palette di geometria assegnata per diverse condizioni di flusso stazionario. Si considerano quindi processi STAZIONARI, mentre possono come l'armamento o l'uscita di una turbina vengono trattati come una successione di processi stazionari. Consideriamo il profilo alare di una palette fissa.



- $b \Rightarrow$ corde del profilo
- $\gamma \Rightarrow$ angolo di collettamento (angolo tra la corde e la direzione dello scivolo)
- $t \Rightarrow$ peso delle schiere.
- $b/t \Rightarrow$ solidità

sono definiti:

$\alpha_1 \Rightarrow$ angolo d'ingresso del fluido nelle schiere
 $\alpha_2 \Rightarrow$ angolo di uscita del fluido dalle schiere. } tali angoli sono misurati rispetto alla direzione della schiera.

$\alpha_1', \alpha_2' \Rightarrow$ angoli dati dalle tangente all'ora del profilo, non angoli d'ingresso e uscita del profilo.

$\theta \Rightarrow$ angolo di armamento, $\theta = \alpha_2' - \alpha_1'$

$\alpha \Rightarrow$ incidenza defonite come $\alpha = \alpha_2 - \alpha_1'$

Da prove su schiere accelerata risulta che l'angolo α_2 di effluo varia poco in un ampio intervallo di velocità α_2 per cui.

$$\textcircled{1} \quad \left\{ \begin{array}{l} \psi = \psi(\alpha_2) \\ \alpha_2 = \text{costante.} \end{array} \right.$$

Le relazioni viste permettono di rappresentare il comportamento di una palettettura nel CAMPO SUBCRITICO DI FUNZIONAMENTO

Per determinare il comportamento di una palettettura in qualsiasi condizione di funzionamento si devono tenere in considerazione altre relazioni in quanto

Si conoscono:	\Rightarrow	Si vogliono calcolare:
p_1, v_1, c_1, α_1 (e monte)		p_2, v_2, c_2, α_2 (e valle)

vediamo tali relazioni.

a) Dell'eq. dell'energia tra monte 1 e valle 2 delle palettetture si ha:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = \Delta E_c + \Delta E_f + \Delta E_w + h_2$$

$$\Delta E_c = \Delta h$$

$$\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = h_1 - h_2$$

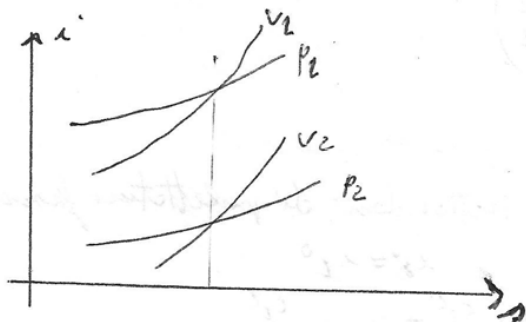
essendo $c_2 = \psi c_{2w}$ si ha:

$$\frac{c_2^2}{2\psi^2} = \frac{c_1^2}{2} + h_1 - h_2 = h_1^0 - h_2$$

quindi:

$$\frac{c_2^2}{2} = \psi^2 (h_1^0 - h_2) = \psi^2 h_1^0 \left(1 - \frac{h_2}{h_1^0}\right)$$

L'entalpia per un gas perfetto può essere scritta come: $h = \frac{K}{K-1} p v$ dove K costituisce l'esponente dell'entropia calcolato localmente ed il suo valore è calcolato dal Mollier.



quindi:

$$h_2 = \frac{K}{K-1} p_2 v_2$$

$$h_1^0 = \frac{K}{K-1} p_1 v_1^0$$

quindi:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{p_2}{p_1^0} \frac{\alpha_1^0}{\alpha_2} \right) \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{a1}^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}$$

quindi:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{p_2}{p_1^0} \frac{\alpha_1^0}{\alpha_1^0 - \frac{c_2^2}{2}} \right) \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{a1}^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}$$

Se ne l'equazione:

$$\frac{c_1}{c_2} = \frac{l_2 \operatorname{sen} \alpha_2}{l_1 \operatorname{sen} \alpha_1} \left(\frac{p_2}{p_1^0} \frac{\alpha_1^0}{\alpha_1^0 - \frac{c_2^2}{2}} \right) \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{a1}^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (3)$$

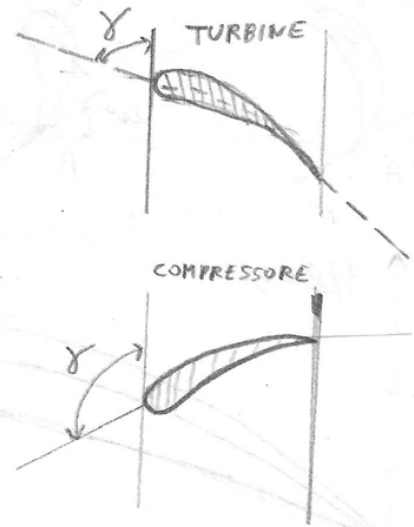
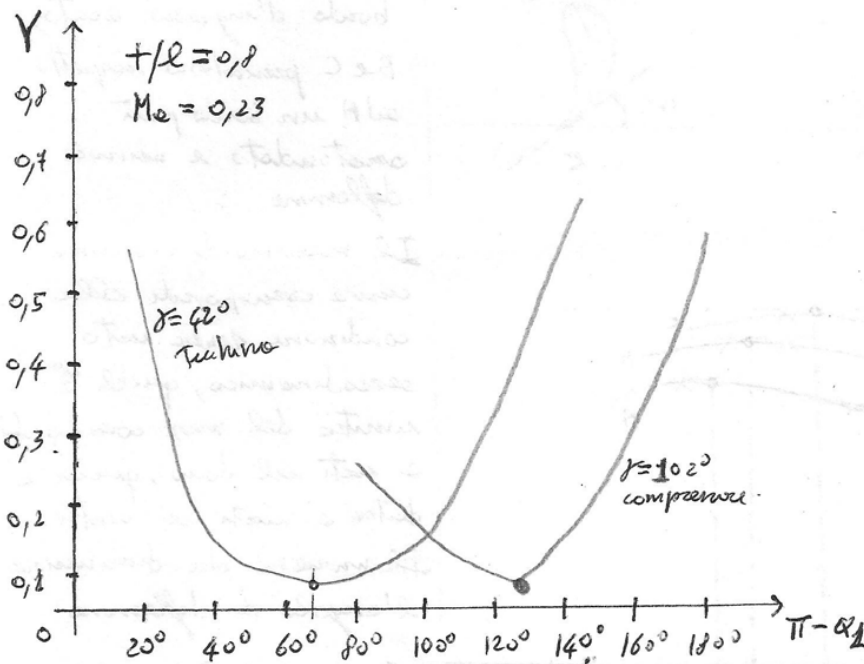
con le relazioni 1, 2, 3 trovate è possibile individuare completamente le condizioni delle correnti e delle delle pollettature, note quelle di massa.

Il seguente grafico mostra i risultati di misure effettuate su schiere con ugual profilo ottenute per variazioni dell' ANGOLO DI CALETTAMENTO γ .
 Si definisce un COEFFICIENTE DI PERDITA Y che tiene conto delle perdite di pressione totale.

$$Y = \frac{P_1^0 - P_2^0}{\frac{1}{2} \rho c_1^2}$$

permettono di mettere in relazione le perdite per costo all'angolo di efflusso α_1 al verso di γ .

Nel grafico sono riportate le curve solo per $\gamma = 42^\circ$ (schiera di turbine accelerata) e $\gamma = 102^\circ$ (schiera di compressore decelerata)



Si osserva che all'aumentare di γ :

- si riduce Y e quindi diminuiscono le perdite.
- si riduce il verso di γ di perdite aumenta.

Dopo la regione AB, ricostruisco lo schema di Prandtl-Meyer a' parametri della ¹⁴⁵ corrente sono costanti lungo semirette che partono da A quali AB, AC, AD, ...

Se la pressione finale p_2 viene raggiunta sulla linea AC, da quel punto in poi la corrente procede rettilinea con velocità c_2 lungo una direzione che forma con la normale ad AC, l'angolo ψ definito come:

$$\psi = \frac{c_{n2}}{c_2} = \frac{\sqrt{K p_2} v_2}{c_2} = \frac{1}{M_{a2}}$$

perché la componente perpendicolare ad AC è pari alla velocità locale del suono c_{n2}

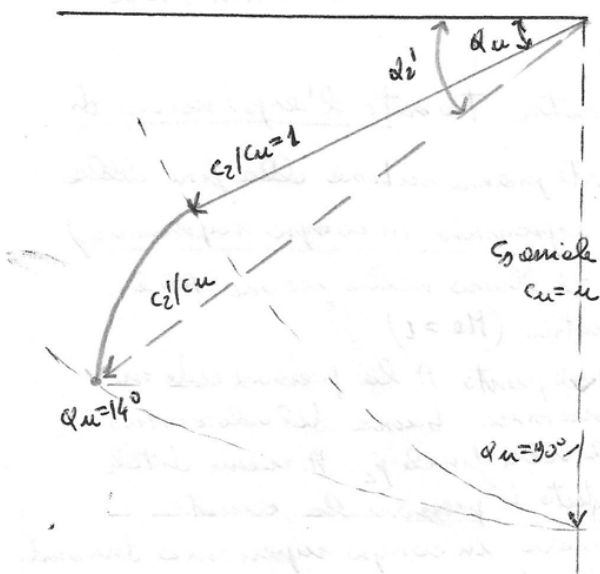
AC inoltre forma con AB un angolo φ .

Gli angoli ψ e φ formano la deviazione della corrente $\delta\alpha_2 = \varphi - \psi$ e quindi l'angolo di effluvio $\alpha_2 = \alpha_u + \delta\alpha_2$

Tale modello ammette un'omissione del canale rifrante e trascura i fenomeni dissipativi legati alla presenza di onde d'urto di vario genere in seno alla corrente. Si tratta di un modello di tipo stazionario e unidirezionale. Si considerano profili di spessore rifrattario con andamento rettilineo nel tratto compreso tra regione intatta e bordo di uscita

L'equilibrio viene raggiunto nel tratto AD (continuazione lineare) in cui c_n è verticale.

Si può riportare tale procedimento nel DIAGRAMMA POICARE c_2, α_2 dove si riporta il valore di c_2/c_u in funzione di $\alpha_2 = \alpha_u + \delta\alpha_2$ per diverse valori di α_u ($\alpha_u = 14^\circ, 20^\circ, 30^\circ$)



Le linee e tratti in cui terminano le curve corrispondono alle condizioni in cui la pressione finale della postsonora viene raggiunta nel piano di uscita della schiera.

Tale condizione è tale per cui in che la massima caduta di pressione nel canale triangolare (AD). In tale caso, la componente tangenziale della velocità di effluvio coincide con la velocità locale del suono.

→ Si consideri il caso in cui nella regione AD si raggiunge la massima pressione subsonica p_2' e si ha un'espressione nella regione subsonica e valle della polettica.

(38) PARAMETRI ADIMENSIONALI CHE CARATTERIZZANO IL FLUSSO IN UNA TURBOMACCHINA

Il comportamento di una turbomacchina nelle condizioni di funzionamento reali viene descritto da parametri unidimensionali.

I parametri adimensionali che caratterizzano un sistema fluidodinamico sono:

Numero di Newton

$$C_F = \frac{F}{\frac{1}{2} \rho \omega^2 A}$$

Numero di Reynolds

$$Re = \frac{\rho \omega l}{\mu} = \frac{\omega l}{\nu}$$

Numero di Mach

$$Ma = \frac{\omega}{c_s}$$

Numero di Strouhal

$$S_r = \frac{\omega}{2f}$$

Numero di Prandtl

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

dove:

F ⇒ forza

ρ ⇒ densità

ω ⇒ velocità

A ⇒ Area

f ⇒ frequenza

l ⇒ lunghezza

μ ⇒ viscosità dinamica [kg/m²s]

ν ⇒ viscosità cinematica [m²/s]

α ⇒ diffusività termica [m²/s]

c_s ⇒ velocità del suono

I sistemi fluidodinamici di due turbomacchine percorse da corrente fluide in condizioni omogenee si dicono MECCANICAMENTE o FLUIDODINAMICAMENTE SIMILI quando sussiste la similitudine geometrica delle macchine e delle linee di flusso. Si parla di SIMILITUDINE TERMODINAMICA quando sussiste la similitudine del campo di temperatura dei due sistemi.

Per avere similitudine di due sistemi fluidodinamici occorre:

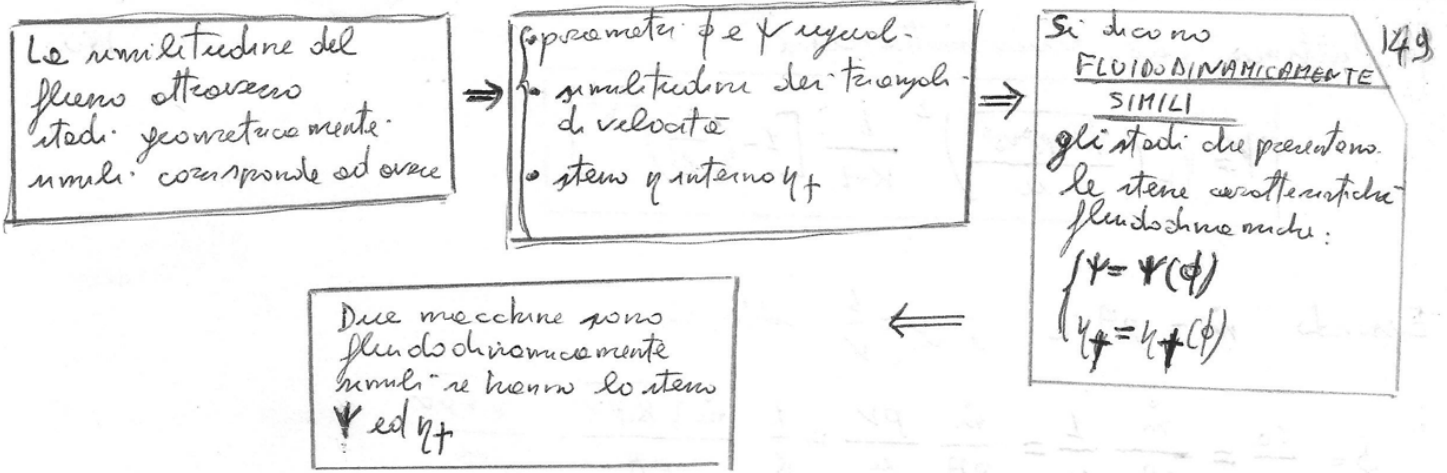
- che siano uguali i parametri adimensionali sopra definiti;
- che si abbia uguale esponente K dell'entropica dei fluidi di lavoro.

⇒ Per caratterizzare la CONDIZIONE CINETICA del flusso di una turbomacchina si impiega il COEFFICIENTE DI PORTATA φ considerando il numero di Strouhal:

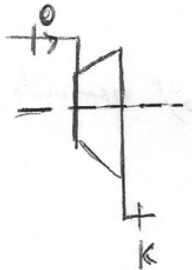
$$S_r = \frac{\omega}{2f}$$

sostituendo:

ω la velocità angolare della corrente in un punto qualsiasi della macchina e
 2f la velocità periferica in un punto della girante



• ricaviamo l'equazione ψ ed η_f per una turbina, con riferimento ad una turbina indicata con 0 le condizioni all'aspirazione e con K quelle allo scarico.



Il coefficiente di lavoro è dato da:

$$\psi = \frac{L_i}{u^2}$$

Si ha che:

$$L_i = u^2 \alpha_0 - u^2 \alpha_K = \eta_f (u^2 \alpha_0 - u^2 \alpha_{K0}) = \eta_f u^2 \alpha_0 \left(1 - \frac{\alpha_{K0}}{\alpha_0}\right) = \eta_f \frac{K}{K-1} p_0^0 v_0^0 \left(1 - \frac{\alpha_{K0}}{\alpha_0}\right)$$

essendo:

$$\alpha_0 = \frac{K}{K-1} p_0^0 v_0^0 \Rightarrow \frac{\alpha_0}{\alpha_{K0}} = \frac{p_0^0 v_0^0}{p_K v_{K0}} \Rightarrow \frac{\alpha_{K0}}{\alpha_0} = \frac{p_K}{p_0^0} \frac{v_{K0}}{v_0^0}$$

ed essendo: $p_0^0 (v_0^0)^K = p_K v_{K0}^K \Rightarrow \frac{v_{K0}}{v_0^0} = \left(\frac{p_K}{p_0^0}\right)^{-\frac{1}{K}}$

quindi:

$$\frac{\alpha_{K0}}{\alpha_0} = \left(\frac{p_K}{p_0^0}\right)^{\frac{K-1}{K}}$$

quindi il lavoro è dato da:

$$L_i = \eta_f \frac{K}{K-1} p_0^0 v_0^0 \left[1 - \left(\frac{p_K}{p_0^0}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]$$

Sostituendo in ψ si ottiene:

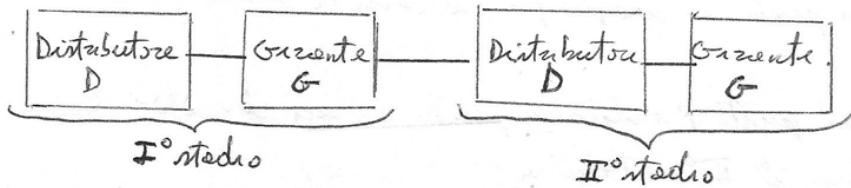
$$\psi = \eta_f \frac{K}{K-1} \frac{p_0^0 v_0^0}{u^2} \left[1 - \left(\frac{p_K}{p_0^0}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]$$

(39) DIAGRAMMA CARATTERISTICO DI UNA TURBINA

Nel diagramma caratteristico di una turbina si rappresentano le prestazioni della macchina esprimendo in forma grafica le $\Psi = \Psi(\phi)$ e $\eta_t = \eta_t(\phi)$.

Si consideri il diagramma caratteristico di una **TURBINA A REAZIONE BISTADIO** dove in ordine si riportano il parametro $(m \sqrt{p_0^0 v_0^0}) / p_0^0$ e in ordinata p_0^0 / p_k . Le curve sono parametrizzate in funzione di $(n / \sqrt{p_0^0 v_0^0})$. A tratto sono rappresentate le linee di uguali rendimenti η_t .

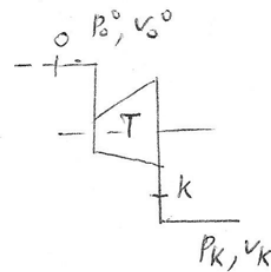
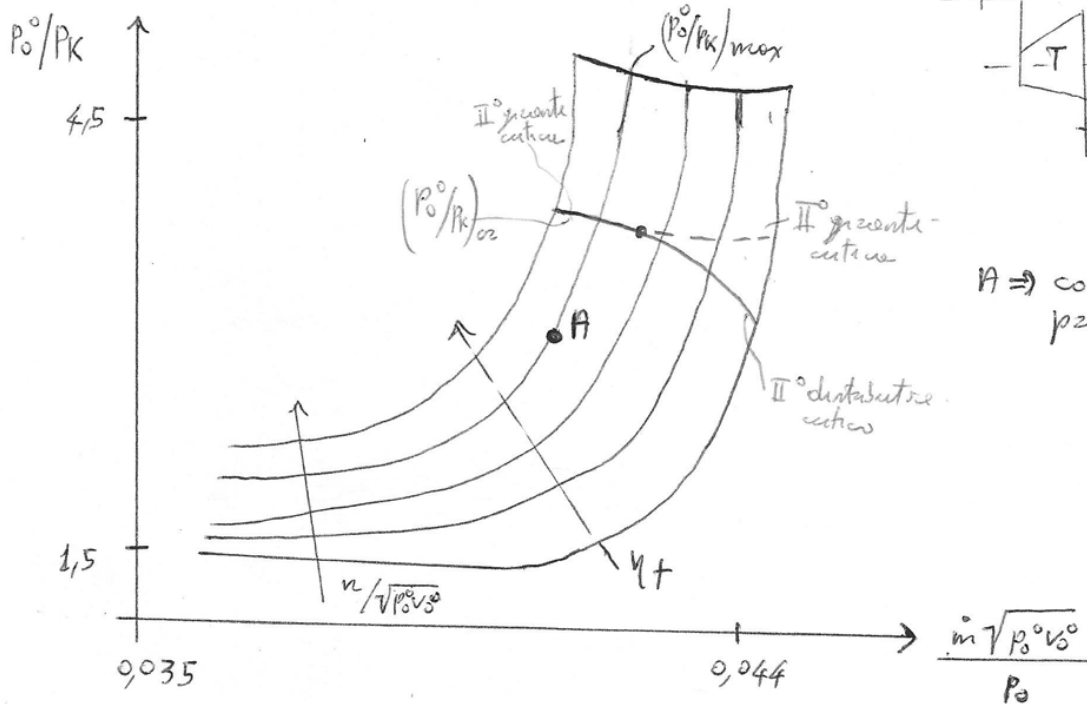
Si intende **TURBINA CRITICA** quello in cui almeno un elemento ha condizioni critiche.



Le linee $(p_0^0 / p_k)_{cr}$ unisce i punti del diagramma in corrispondenza dei quali si raggiunge per la prima volta nello senso ristretto di una palettettura della turbina la velocità critica, mentre in tutte le altre si hanno velocità subcritiche.

$(p_0^0 / p_k)_{cr}$ è detto rapporto critico di espansione.

Osservando che solitamente la palettettura che per prima diventa critica appartiene ad uno degli ultimi stadi della macchina, ma in linea di massima nessuna palettettura può diventare critica.



A ⇒ condizione di progetto

40 PRESTAZIONI DI UNA TURBINA FUORI PROGETTO - CONO DEI CONSUMI

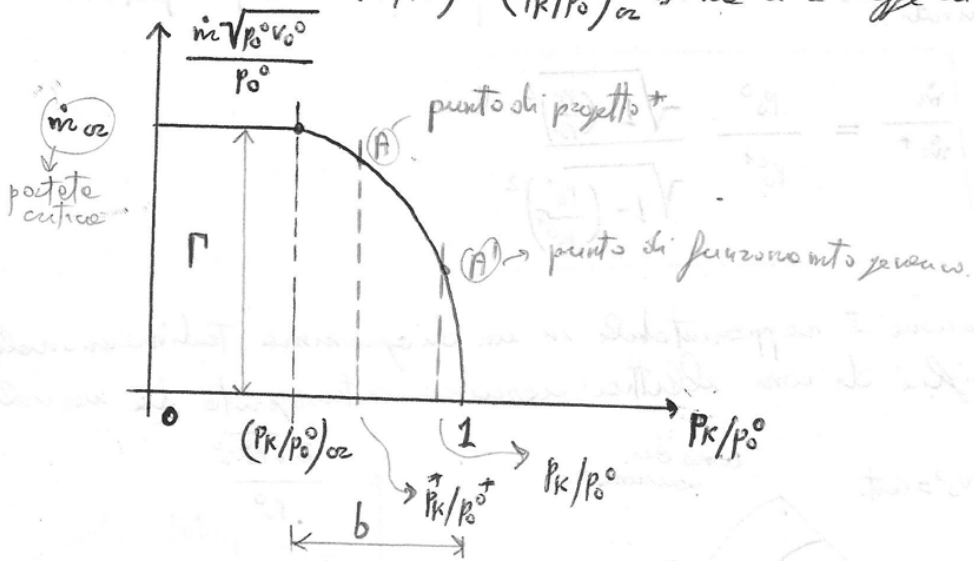
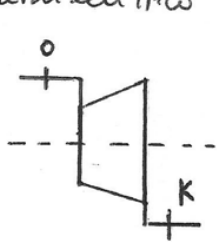
Per esprimere la legge di variazione delle potenze in modo con le condizioni di ammissione e le pressioni di scarico e numero di giri costante si usa la LEGGE ELLITTICA DEI CONSUMI di STODOLA.

Valgono le seguenti ipotesi:

- si considera una macchina con numero di stadi infinito in modo da avere rapporto critico che tende a zero.
- cadute di pressioni piccole attraverso ciascuno stadio.
- non viene conto del numero di giri.
- la trasformazione attraverso la turbina è approssimabile con una poltropica di esponente $m=2$.
- condizioni totali e morte pari a quelle di progetto (indicate con l'asterisco $*$)

$$p_0^0 V_0^0 = p_0^{*0} V_0^{*0} = \text{cost} \Rightarrow \frac{V_0^0}{V_0^{*0}} = \frac{p_0^{*0}}{p_0^0} \Rightarrow \text{le condizioni totali di ammissione variano per la inversa}$$

Consideriamo l'andamento della potenza in funzione del rapporto di espansione p_k/p_0^0 . La potenza per valori inferiori di $(p_k/p_0^0)_{critico}$ non varia più e si mantiene costante, mentre per valori $(p_k/p_0^0) > (p_k/p_0^0)_{critico}$ si ha una legge di tipo semi ellittica



Indichiamo con $\Gamma = m \cdot \alpha$ e ricaviamo l'equazione dell'ellisse di consumo: $a = \Gamma$ e $b = 1$.

L'equazione generale di un'ellisse è $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$

i punti A e A' devono soddisfare tale eq. dell'ellisse, per cui:

punto A

$$\left(\frac{\frac{m^* \sqrt{p_0^{*0} V_0^{*0}}}{p_0^{*0}}}{\Gamma} \right)^2 + \left(\frac{p_k^*/p_0^{*0}}{1} \right)^2 = 1$$

Numero Teorico il valore di M considerando il punto di progetto A :

$$M = \frac{m \sqrt{p_0^0 v_0^0}}{p_0^{0*} \sqrt{1 - \left(\frac{p_k^*}{p_0^0}\right)^2}}$$

quindi l'ellisse avrà equazione canonica:

$$\left(\frac{\frac{m \sqrt{p_0^0 v_0^0}}{p_0^0}}{M} \right)^2 + \left(\frac{p_k}{p_0^0} \right)^2 = 1$$

Tale equazione riassume in un'unica curva caratteristica, ponente per il punto di progetto $(m \sqrt{p_0^0 v_0^0}) / p_0^{0*}$, p_k^* / p_0^0 la legge di variazione della portata in meno di una turbina multiple al varco delle condizioni di funzionamento e non tiene conto dell'influenza del numero di giri.

⇒ Consideriamo come varie le leggi per un numero finito di stadi e il limite per un unico stadio

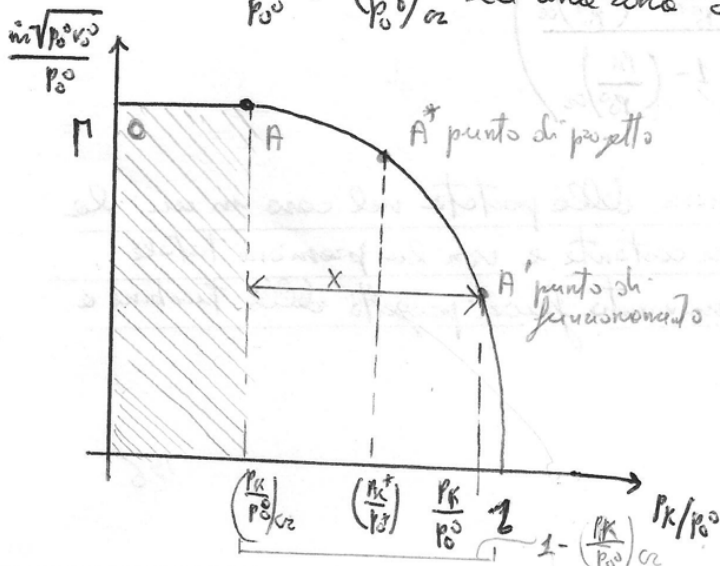
Una turbina può essere considerata come un sistema di ugelli fissi e mobili disposti in serie. Scriveremo la legge di portata per un ugello semplicemente convergente con sezione di uscita A_u . Si ha un'espressione polinomiale di esponente m . Si ottiene:

$$m_i = \rho_u c_u A_u = A_u \frac{p_0^0}{\sqrt{p_0^0 v_0^0}} \sqrt{\frac{2K}{K-1} \left[\left(\frac{p_k}{p_0^0}\right)^{2/m} - \left(\frac{p_k}{p_0^0}\right)^{\frac{m+1}{m}} \right]}$$

valore per $\frac{p_k}{p_0^0} \gg \left(\frac{p_k}{p_0^0}\right)_{cr} = \left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m}{m-1}}$
 - rapporto critico delle pressioni.

per valori $\frac{p_k}{p_0^0} \leq \left(\frac{p_k}{p_0^0}\right)_{cr}$ si ha che $m = \text{costante}$.

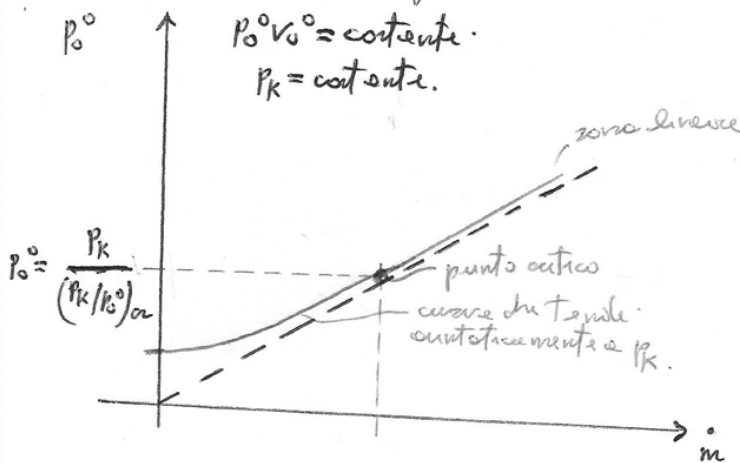
Quindi l'andamento nel piano $\left(\frac{m \sqrt{p_0^0 v_0^0}}{p_0^0}, \frac{p_k}{p_0^0}\right)$ presenterà una zona a portata costante per $\frac{p_k}{p_0^0} \leq \left(\frac{p_k}{p_0^0}\right)_{cr}$ ed una zona con andamento ellittico.



Augmentando il numero di stadi (aumentando il numero di ugelli) il rapporto di pressione critico tende a zero e quindi M si restringe all'ammontare degli stadi.

Si distinguono due casi:

(a) Numero di stadi infinito



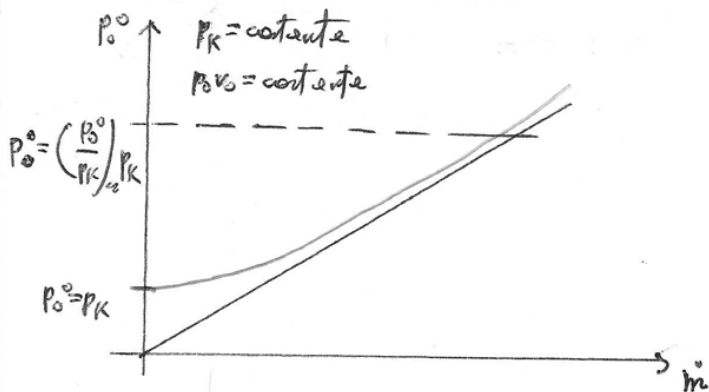
Si ha un andamento lineare in cui è soddisfolta la condizione:

$$\left(\frac{P_K}{p_0^0}\right) \leq \left(\frac{P_K}{p_0^0}\right)_{cr}$$

Vi è una zona critica e $p_0^0 = \frac{P_K}{(P_K/p_0^0)_{cr}}$. Dopo cui la curva tende asintoticamente al valore $p_0^0 = P_K$.

(b) Numero di stadi finito

Per $p_0^0 > \left(\frac{p_0^0}{P_K}\right)_{cr} P_K$ m ha proporzionalità diretta tra portata m e numero totale di annuncione $m = p_0^0 \text{ cost}$



Per valori di $p_0^0 = 0,5$ la curva si può confondere con la retta.

Si deduce quindi che ci CARICHI PARZIALI è meglio avere:

- turbine con elevato costo nominale.
- turbine con molti stadi.

159

Il numero di stadi n è legato al rapporto di espansione π e al grado di reazione R dalla relazione:

$$n = \frac{\ln(\pi)}{2R \Delta h}$$

Da cui si deduce che per un dato rapporto di espansione π e un dato grado di reazione R , il numero di stadi n è inversamente proporzionale al salto Δh .

Il salto Δh è legato al rapporto di espansione π e al grado di reazione R dalla relazione:

$$\Delta h = \frac{\ln(\pi)}{2R n}$$

Da cui si deduce che per un dato numero di stadi n e un dato rapporto di espansione π , il salto Δh è inversamente proporzionale al grado di reazione R .



Il numero di stadi n è legato al rapporto di espansione π e al grado di reazione R dalla relazione:

$$n = \frac{\ln(\pi)}{2R \Delta h}$$

Da cui si deduce che per un dato rapporto di espansione π e un dato grado di reazione R , il numero di stadi n è inversamente proporzionale al salto Δh .

Il salto Δh è legato al rapporto di espansione π e al grado di reazione R dalla relazione:

$$\Delta h = \frac{\ln(\pi)}{2R n}$$

Da cui si deduce che per un dato numero di stadi n e un dato rapporto di espansione π , il salto Δh è inversamente proporzionale al grado di reazione R .

Il numero di stadi n è legato al rapporto di espansione π e al grado di reazione R dalla relazione:

$$n = \frac{\ln(\pi)}{2R \Delta h}$$

Da cui si deduce che per un dato rapporto di espansione π e un dato grado di reazione R , il numero di stadi n è inversamente proporzionale al salto Δh .

$$\ln(\pi) = 2R \Delta h n$$

$$\Delta h = \frac{\ln(\pi)}{2R n}$$

Per ciò che concerne le coppie c ricordiamo che la potenza è data da (6)

$$P = C \omega$$

e che la coppia è legata quindi al rendimento interno mediante la relazione:

$$C \omega = m \eta_+ (1 - i_k r_{k0})$$

quindi a parità di p_0, v_0, p_k e nell'ipotesi di $m = \text{costante}$ l'andamento delle curve di coppia in funzione del numero di giri n può dedursi direttamente dalle curve di rendimento in base alla relazione:

$$\frac{C}{C_{\eta_{tmax}}} = \frac{\eta_+ / \eta_{tmax}}{n / n_{\eta_{tmax}}}$$

Dal grafico si vede che, le curve di coppia delle ceteris presentate un andamento rettilineo (tanto che le curve di rendimento che andamento parabolico).

Le coppie all'arrivamento rotto c_{ω} (dette coppie di spunto) $n=0$ varia da:
 $\approx 2 C_{\eta_{tmax}}$ per le ceteris e $\approx 2,5 C_{\eta_{tmax}}$ per la trazione a reazione multiple.

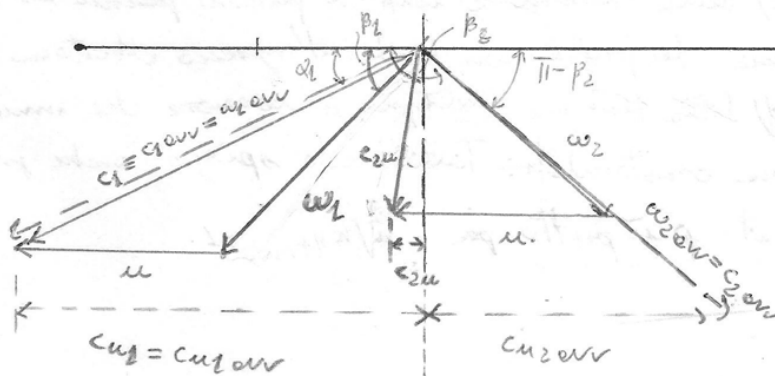
Date le loro piccole curvature, le curve di coppia si possono tracciare facilmente se è nota la coppia di spunto.

\Rightarrow Nel caso di trazione semplice ed azione una valutazione approssimata delle coppie di spunto si può effettuare come segue.

Si fanno le seguenti ipotesi:

- m, X indipendenti dal numero di giri.
- velocità di effluo del distributore $c_1 = \text{cost}$; c_2 coincide all'arrivamento con la velocità relativa d'ingresso nella girante per cui, ponendo $\psi = \text{cost}$, la velocità di effluo delle girante all'arrivamento vale ψc_1 .
- $\beta_2 = \pi - \beta_1$

Tracciamo i triangoli di velocità in condizioni di minimo rendimento e, trattenute (in rosso) le velocità di arrivamento.



All'arriamento la coppia è data da:

163

$$C_{ovv} = m \frac{d}{2} (c_{u1} - c_{u2})$$

dove:

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

$$c_{u2} = \omega_2 u = \omega_2 \cos(\pi - \beta_2) = -\omega_2 \cos \beta_2 \xrightarrow{\text{essendo } \beta_2 = \pi - \beta_1} = \omega_2 \cos \beta_1 = \psi c_1 \cos \beta_1$$

quindi:

$$\begin{aligned} C_{ovv} &= m \frac{d}{2} (c_1 \cos \alpha_1 - \psi c_1 \cos \beta_1) = \\ &= m \frac{d}{2} c_1 \cos \alpha_1 \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_1}{\cos \alpha_1} \right) \end{aligned}$$

Poniamo quindi confrontare le due coppie trovate ottenendo:

$$\frac{C_{ovv}}{C_{n+max}} = \frac{m \frac{d}{2} c_1 \cos \alpha_1 \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_1}{\cos \alpha_1} \right)}{m \frac{d}{2} c_1 \cos \alpha_1 \left(\frac{1 + \psi}{2} \right)} = \frac{2}{(1 + \psi)} \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_1}{\cos \alpha_1} \right)$$

Le coppie di spunto (all'arriamento) risulta generalmente un po' più grande di quelle che si trova con le suddette relazioni.

⇒ Nel campo $\frac{n}{n_{n+max}} > 1$ è importante conoscere la velocità di fuga.

Così la velocità che la turbina raggiunge in mancanza delle coppie erogate dall'utilizzatore, cioè funzionamento a vuoto.

Tale velocità limite in realtà non viene raggiunta a causa dello attrito provocato dalle roller con centrifuga, in generale per sicurezza non viene superato il valore

$$\frac{n}{n_{n+max}} = 1,1 \div 1,2$$

Le coppie motrici nelle condizioni di fuga è nulla.

$$C_f = 0 \Rightarrow \begin{cases} C_{mf} = C_{mf} \\ \omega_{mf} = \omega_{mf} \end{cases}$$

I fenomeni di velocità nell'ipotesi che:

si ottiene che la velocità di fuga è data da:

165.

$$\frac{n_f}{n_{f_{max}}} = 2 \left(1 - \psi \frac{t_2 \alpha_2}{t_2 \beta_2} \right)$$

In condizioni di fuga, ψ sarebbe molto piccolo a causa dell'alto accelerazione d'ingresso nella grante e la componente senale delle velocità di scarico risulterebbe minore di $\psi \cos \alpha_2$. Inoltre l'auto potrebbe distaccarsi dalla corrente del vento per il profilo.

Le conseguente diminuzione di portata e le perdite di attrito nel disco per effetto ventilante e per attrito sui supporti, riducono di molto il valore di n_f calcolato.

□

Potremo quindi considerare il RAPPORTO DELLE PORTATE

$$\frac{m}{m^*} = \frac{p_0^0}{\sqrt{p_0^{0*} v_0^{0*}}} \cdot \frac{\sqrt{p_0^{0*} v_0^{0*}}}{p_0^{0*}} = \frac{p_0^0}{p_0^{0*}} \cdot \frac{\sqrt{p_0^{0*} v_0^{0*}}}{\sqrt{p_0^0 v_0^0}}$$

≈ 1 essendo la compressione una trasformazione isentropica $\gamma = \text{cost}$ e che $\gamma = \frac{p}{\rho} \frac{K}{K-1} = \text{costante}$.
quindi $p_0^0 v_0^0 = p_0^{0*} v_0^{0*}$

quindi

$$\frac{m}{m^*} = \frac{p_0^0}{p_0^{0*}}$$

essendo $p_0^0 < p_0^{0*}$ e che $p_0^0 / p_0^{0*} < 1 \Rightarrow m < m^*$

in seguito alla compressione si riduce la portata in massa.

Facciamo il rapporto tra i LAVORI MASSICI

$$\frac{L_i}{L_i^*} = \frac{\alpha_0^{0*} - \alpha_k^0}{\alpha_0^{0*} - \alpha_k^{0*}}$$

La compressione causa una diminuzione del lavoro massico interno alle turbine.

< 1 essendo $(\alpha_0^{0*} - \alpha_k^0) < (\alpha_0^{0*} - \alpha_k^{0*})$

Facciamo il rapporto tra i RENDIMENTI D'ESPANSIONE

$$\frac{\eta}{\eta^*} = \frac{\alpha_0^{0*} - \alpha_k^0}{\alpha_0^{0*} - \alpha_k^{0*}} \cdot \frac{\alpha_0^{0*} - \alpha_k^{0*}}{\alpha_0^{0*} - \alpha_k^{0*}} = \frac{\alpha_0^{0*} - \alpha_k^0}{\alpha_0^{0*} - \alpha_k^{0*}}$$

essendo:

$$\alpha_0^{0*} - \alpha_k^0 = \eta_e (\alpha_0^{0*} - \alpha_{k0}^0)$$

$$\alpha_0^{0*} - \alpha_k^{0*} = \eta_e^* (\alpha_0^{0*} - \alpha_{k0}^{0*})$$

$$\Rightarrow \frac{\eta}{\eta^*} = \frac{\eta_e}{\eta_e^*} \cdot \frac{\alpha_0^{0*} - \alpha_{k0}^0}{\alpha_0^{0*} - \alpha_{k0}^{0*}}$$

$\eta < \eta^*$ e che un peggioramento del rapporto di espansione e seguito da una compressione.

Se il rendimento interno delle turbine e massimo in progetto e ho $\eta_e < \eta_e^*$

Il rapporto tra i rendimenti globali è pari a:

$$\frac{\eta_y}{\eta_y^*} = \frac{\eta_0 \eta_b \eta}{\eta_0^* \eta_b^* \eta^*} = \frac{\eta_0}{\eta_0^*} \frac{\eta_e}{\eta_e^*} \frac{\alpha_0^{0*} - \alpha_{k0}^0}{\alpha_0^{0*} - \alpha_{k0}^{0*}}$$

$\Rightarrow \eta_y < \eta_y^*$ Il rendimento globale peggiore.

Il rendimento globale del generatore $\eta_g = \frac{m Q_2}{m_3 H_3}$ non varia con la compressione.

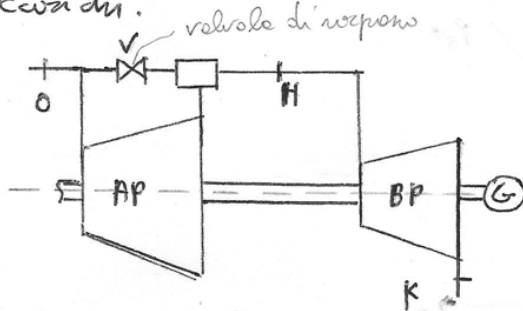
Il problema della compressione che oltre a diminuire la portata, diminuisce anche il lavoro prodotto in turbina.

$m < m^*$
 $L_i < L_i^*$ \Rightarrow in seguito alla compressione.

45) REGOLAZIONE PER ALIMENTAZIONE INTERMEDIA

(4)

Tale regolazione è nota anche come SORPASSO DI VAPORE ed è impiegata per ottenere un aumento di potenza, consentendo alle turbine di vincere momentaneamente i carichi.



Il punto H identifica le condizioni che si stabiliscono nella camera in cui confluiscono la portata in uscita da AP e quella proveniente dalla valvola V. Poniamo due tre condizioni:

a) Valvola V completamente chiusa, che identifica la condizione di progetto

Si ha che:

$$\dot{m}_{AP}^* = \Gamma_{AP} \frac{P_0^{o*}}{\sqrt{P_0^{o*} V_0^{o*}}}$$

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

$$\dot{m}_{AP}^* = \dot{m}_{BP}^*$$

Il flusso che attraversa l'AP pone tutto in base a prima.

b) Valvola V completamente aperta.

In questo caso sugli estremi dell'AP si stabilisce la stessa pressione totale e quindi la portata che l'attraversa è nulla:

$$\dot{m}_{AP} = 0$$

mentre nella zona a valle la portata assume il valore:

$$\dot{m}_{BP} = \Gamma_{BP} \frac{P_0^{o*}}{\sqrt{P_0^{o*} V_0^{o*}}} = \Gamma_{BP} \frac{\dot{m}_{AP}^*}{\Gamma_{AP}} \Rightarrow \dot{m}_{BP} = \frac{\Gamma_{BP}}{\Gamma_{AP}} \dot{m}_{AP}^* \quad \Gamma > 1$$

c) Valvola parzialmente aperta.

L'apertura della valvola V determina un aumento di pressione e monte della BP, e qui è dovuto l'aumento di portata.

In questo caso tale portata è data da una parte proveniente dallo stadio di AP e da una parte proveniente dalla valvola V.

Tali portate hanno differente entalpia, pertanto H in corrispondenza del quale le portate confluiscono nella camera o valle della valvola non è ad un livello di entalpia intermedio.

Supponiamo che AP converga critica in regolazione.

(46) ALTRI METODI DI REGOLAZIONE IMPIANTI A VAPORE

143

→ Regolazione per variazione delle condizioni al generatore.

Tale metodo viene logicamente impiegato negli impianti termoelettrici di potenza, consiste nel ridurre la pressione in caldaia, e porre di temperatura del vapore prodotto.

Non è una regolazione immediata in quanto cambiare le condizioni al generatore non è semplice.

Si abbassa la pressione in caldaia e porre di temperatura del vapore introdotto.

Si ha un abbassamento del rendimento globale, ma in misura inferiore al caso di diminuzione di tutte o parte della portata.

Se anziché ridurre è necessario aumentare la potenza, si può aumentare la pressione del vapore prodotto qualora la caldaia lo consenta. In tale caso è necessario ridurre la temperatura all'uscita del surriscaldatore.

L'incremento di pressione del vapore nel generatore è un metodo di regolazione più vantaggioso delle regolazioni per diminuzione intermedia per ciò che riguarda il rendimento.

→ Regolazione per esclusione di spillamenti ed impiego di turbine a gas ausiliarie.

L'incremento di portata (regolazione per sovraccarico) può essere ottenuta escludendo alcuni spillamenti (vaporizzato acqua) che sottraggono portata e riducono la potenza. Ciò ha come risultato un aumento di portata disponibile, quindi si incrementa la potenza. Parallelamente, l'esclusione degli spillamenti provoca un calo del rendimento globale.

Per risolvere a questo problema, spesso si preparano accoppiare l'impianto con turbine a vapore con una turbina a gas: questa possibilità consiste di fatto di gas di riserva della Turbine a gas per preriscaldare l'acqua di alimentazione dell'impianto a vapore. Con facendo si ottengono in regolazione rendimenti confrontabili con impianti a vapore in condizioni di progetto.

quindi si ha che la PORTATA ESTRATTA DALL'UTENZA TERMICA è data da: 177

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

la POTENZA TERMICA UTILE è data da:

$$\dot{Q}_u^* = \dot{m}_e^* (i_H^* - i_E^*)$$

quindi si può scrivere:

$$\frac{\dot{m}_{AP}^*}{\dot{m}_{AP}^* - \dot{m}_e^*} = \frac{\Gamma_{AP}}{\Gamma_{BP}} \sqrt{\frac{p_0^* v_0^*}{p_H^* v_H^*}}$$

molta è possibile definire un rendimento utile:

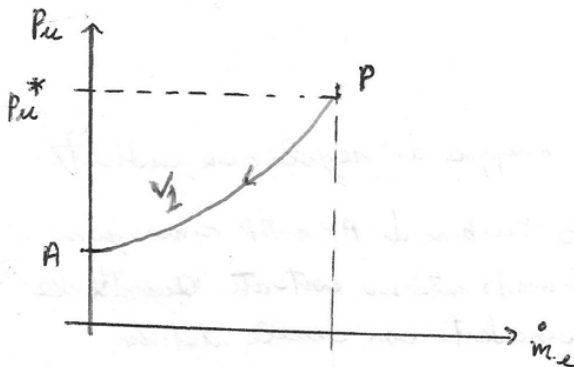
$$\eta_u = \frac{P_u}{\dot{m}_b H_i - \frac{\dot{Q}_u}{\eta_{b,eq}}}$$

$$EUF = \frac{P_u + \dot{Q}_u}{\dot{m}_b H_i}$$

vediamo adesso come succede regolando, cioè operando sulle valvole.

→ Operiamo sulla valvola v_1

consideriamo il diagramma di regolazione in cui in ordinate è riportata la potenza utile P_u e in ascissa la portata estratta \dot{m}_e per l'utenza elettrica.



Partendo dalle condizioni di progetto (punto P), chiedendo progressivamente la valvola v_1 di ridurre la propria linea PA.

Chiedendo la valvola v_1 di ridurre la potenza di ingresso della turbina di AP (alta pressione):

$$p_0 < p_0^*$$

e quindi si ha per conseguenza una diminuzione di portata in AP (alta pressione) secondo la legge:

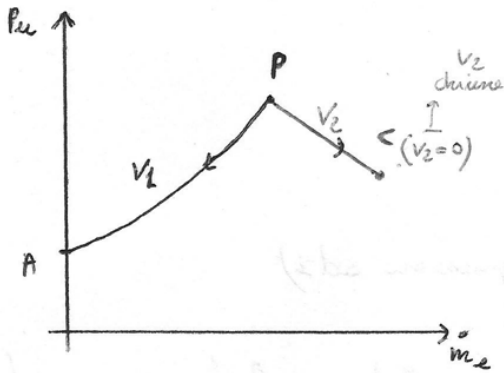
$$\frac{\dot{m}_{AP}}{\dot{m}_{AP}^*} = \frac{p_0}{p_0^*} \sqrt{\frac{p_0^* v_0^*}{p_0 v_0}} \Rightarrow \frac{\dot{m}_{AP}}{\dot{m}_{AP}^*} = \frac{p_0}{p_0^*}$$

osserviamo che operando solo sulla valvola v_1 la potenza all'utenza termica e al condensatore rimangono invariate.

Mentre in BP (turbina di bassa pressione) si ha:

→ Con velocità v_2 aperta operiamo sulla velocità v_2

179



Delle condizioni di progetto P si chiude la velocità v_2 progressivamente. Sul diagramma p_u, i_e si muove lungo la retta PC . Con v_2 aperta non cambiano le condizioni di monte delle turbine ma:

$$i_{AP} = i_{AP}^* \quad \text{— essendo } v_2 \text{ aperta.}$$

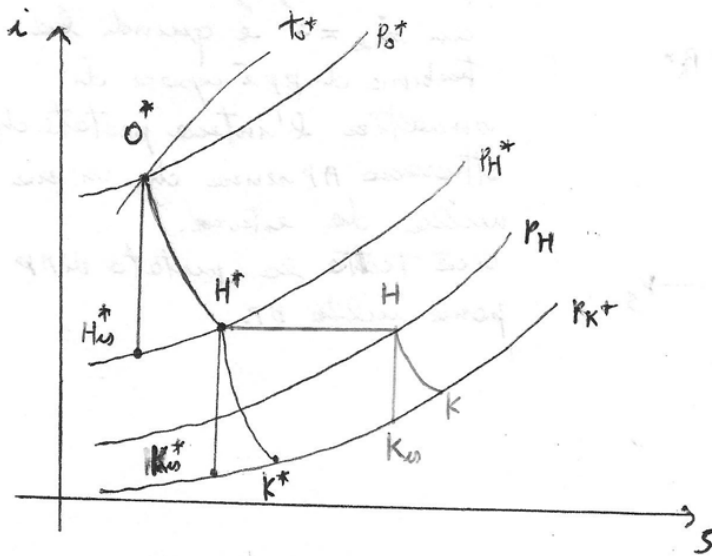
Le pressioni di lavoro del gruppo AP (alta pressione) si abbiano da p_H^* e p_H :

$$p_H < p_H^*$$

ed aumenta la portata estratta.

Per ipotesi l'utenza termica D mantiene p_H costante.

Sul diagramma di mollier possiamo rappresentare un punto intermedio sulla linea PC corrispondente ad un determinato livello di chiusura della valvola v_2



si ha che:

$$\begin{cases} i_{BP} = i_{BP}^* \frac{p_H}{p_H^*} \\ i_{AP} = i_{AP}^* \end{cases}$$

la portata in massa estratta dopo la regolazione nella velocità v_2 è data da:

$$i_e = i_{AP} - i_{BP}$$

essendo che i_{BP} diminuisce (essendo $p_H/p_H^* < 1$) ma se i_e aumenta, cioè la massa estratta dall'utenza termica aumenta.

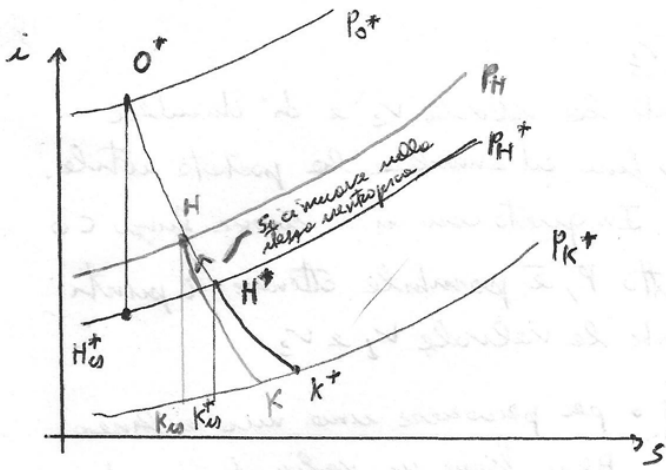
In C la velocità v_2 è completamente chiusa, con tutto la portata prodotta viene estratta e si ottiene un impianto a recupero totale.

$$i_{eC} = i_{AP} \quad \text{— A velocità } v_2 \text{ completamente chiusa.}$$

$$\text{in quanto } i_{BP} = 0$$

quindi la potenza utile nel punto di regolazione C assume l'espressione:

$$P_{uC} = \eta_{0C} i_{AP} (i_0^* - i_H^*)$$



chiudendo completamente v_4 se non cambiano le condizioni di monte dell'asta pressori AP e se eventuali cambiamenti a valle della turbina non modificano le sue condizioni, la sua portata si conserva:

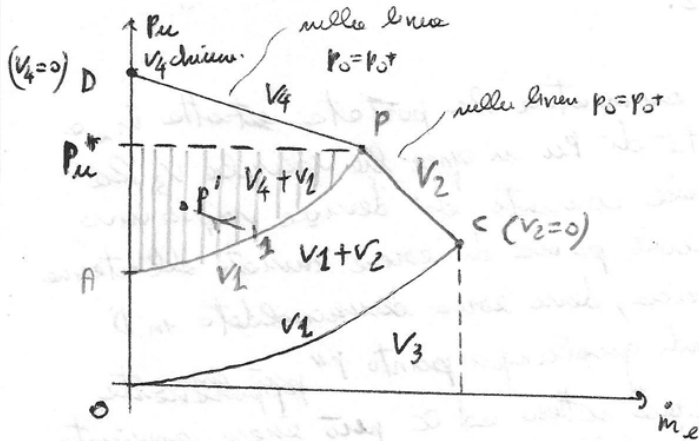
$$\dot{m}_{AP} = \dot{m}_{AP}^* \quad \text{se} \quad \frac{P_H}{P_0^*} \leq \left(\frac{P_H}{P_0} \right)_{\text{cr, AP}}$$

per la bassa pressione BP sotto l'ipotesi di turbina critica:

$$\dot{m}_{BP} = \Gamma_{BP} \frac{P_H}{\sqrt{P_H v_H}} > \dot{m}_{BP}^*$$

quindi si deve incrementare lo P_H di monte.

Quindi chiudendo progressivamente v_4 della conduttura di progetto P si si muove lungo DP nel diagramma P_u, \dot{m}_e . Nel punto D in cui v_4 è completamente chiuso.



Si limita l'impianto alla potenza nominale P_u^* , alla quale è prescritta la resistenza meccanica delle macchine.

I punti di funzionamento P' interni all'area APD possono essere ottenuti aprendo nelle valvole v_1 e v_4 tenendo v_2 aperte e v_3 chiusa.

Considerando il limite di potenza P_u^* il campo di regolazione è chiuso dalle linee orientate corrispondente alla potenza massima consentita dalle linee PD.

Ad esempio se P_u diminuisce parzialmente v_1 non si raggiunge il punto D e quindi si chiude la valvola v_4 sino a P_u'

AB \Rightarrow intervento del regolatore telemetrico.

Poi intervenire il variag. che riporta il punto di funzionamento da B a C

BC \Rightarrow intervento del variag.

In C si è ristabilita la velocità angolare nominale.

Il variag. Σ in particolare ricorrendo all'arriamento (dato che corrente di carico la velocità angolare del gruppo turbina-alternatore in assenza di carico) per stabilire la velocità di rotazione con la frequenza di rete, prima che l'alternatore venga collegato alla rete.

\Rightarrow Nelle considerazioni precedenti, i processi di regolazione sono stati intesi come semplici spostamenti, da una condizione di equilibrio ad un'altra.

In realtà essi si svolgono in una maniera più complessa, secondo le leggi delle dinamiche della regolazione. Per lo più si tratta di oscillazioni smorzate ed occorre che lo smorzamento ne rispetti, non essendo la stabilità un requisito di per sé sufficiente.

Le condizioni più gravose nella regolazione si presentano al distacco del carico e, precisamente quando, in seguito ad un distacco nella rete elettrica, l'alternatore viene di colpo svincolato dalla rete, ponendo sulla potenza nominale o potenza praticamente nulla.

La regolazione deve far fronte a tali bruschi variazioni di carico, nel senso che la turbina deve continuare a funzionare senza interruzione, e la massima velocità di rotazione durante il transitorio non deve superare più del $\pm 1\%$ la velocità nominale.

\Rightarrow Solo in caso di guasto del regolatore continuo è previsto un REGOLATORE DI SICUREZZA, il cui intervento provoca la chiusura immediata e definitiva delle valvole di regolazione e di riserva, e quindi l'arresto della turbina.

Normalmente si prescrive che il regolatore di riserva intervenga quando la velocità angolare supera il 10% del valore nominale.

\Rightarrow Le valvole di riserva una volta azionate per una particolare emergenza, ogni negli impianti sono azionate idraulicamente rendendo possibile il comando a distanza.

\Rightarrow Per evitare che, al distacco del carico, la velocità angolare superi più del $\pm 1\%$ il valore nominale, è opportuno innanzi la chiusura delle valvole di regolazione già prima che si abbia una deviazione sensibile della velocità angolare dal valore nominale. Per fare ciò viene utilizzato un regolatore eccedensistatico che misura l'eccedenza angolare dell'albero ed interviene sulle valvole.

Ciò può vuol dire che avviene a $T = \text{cost}$, ma ciò non può essere vero, ma 185 dipende dalla composizione finale e iniziale della miscela. Si ha dunque:

$$U^* = U_f + U_{ch}$$

\swarrow combusto chimico
 \searrow combusto termico.

ma poiché dal primo principio:

$$\Delta U^* = 0$$

si ha allora:

$$U^* = U_f + U_{ch} = \text{costante} \rightarrow \text{combustione adiabatica rispetto all'esterno}$$

le grandezze per unità di massa sono:

$$u = (m_a + m_b) \cdot v = m_b (\alpha + 1) v \quad (1)$$

e poiché si parla di unità di massa di combustibile ($m_b = 1$) la (1) diventa:

$$u = 1(\alpha + 1) v = (\alpha + 1) v$$

considerando le grandezze massiche: $U^* = U_f + U_{ch}$

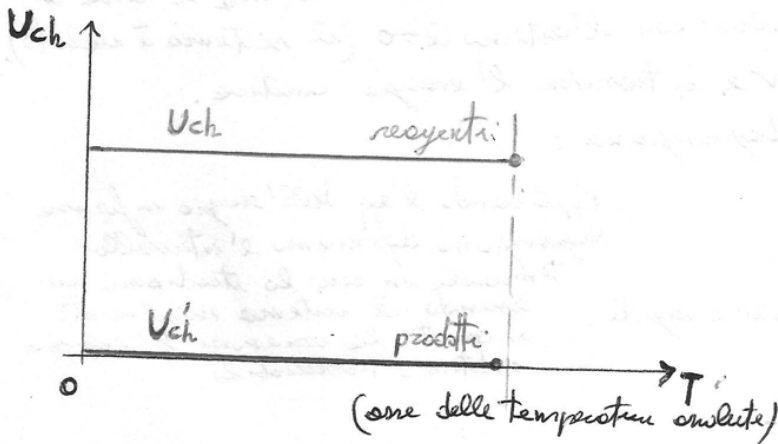
si ha:

$$U^* = U_f + U_{ch} \Rightarrow \text{condizioni iniziali, } T_2, \text{ reagenti.}$$

$$U^{*'} = U_f' + U_{ch}' \Rightarrow \text{condizioni finali, } T_3, \text{ prodotti.}$$

Se l'ossidazione avviene in modo completo $U_{ch}' = 0$ cioè l'energia cinetica dei tali prodotti è nulla. In particolare si ha:

- in condizioni stechiometriche o con miscela povera $\rightarrow U_{ch}' = 0$
- se la miscela è ricca, c'è sempre un residuo $\rightarrow U_{ch}' \neq 0$



In caso di ossidazione completa $U_{ch}' = 0$ e quindi le curve relative ai prodotti della combustione coincide con l'asse delle ascisse.

Ripoteremo su un grafico l'energia $U^* = U_{ch} + U_f$ in funzione delle temperature assolute T .

Essendo una combustione a volume costante si ha: $dU_f = c_v dT$

$$U_{chB} - U_{chA} = 0$$

127

quindi:

$$\Delta U_{AB}^* = U_{TB} - U_{TA}$$

quindi c'è solo il contributo termico.

Integrando tale relazione:

$$\Delta U_{AB}^* = \int_A^B c_v'' dT = \bar{c}_v'' (T_B - T_A)$$

La capacità termica è diversa da quella dei reagenti e dei prodotti, ma sulle curve rimane costante. Quindi è relativo alle curve % di conversione.

Velocità media c_v'' nell'intervallo considerato.

- Una grandezza fondamentale nella combustione è il POTERE CALORIFERO DEL COMBUSTIBILE definito come la quantità di calore sottratta per posto e

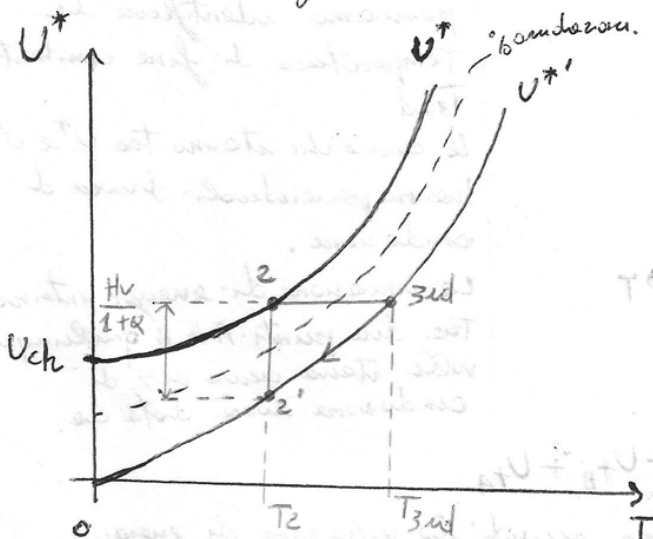
la temperatura della T_3 alla T_2 .

Si distingue potere calorifico del combustibile per una combustione a volume costante e quello relativo ad una combustione a pressione costante.

Nel combustibile c'è idrogeno e la sua ossidazione dà acqua e a seconda della temperatura di tale ossidazione si definisce:

→ potere calorifico superiore H_h : l'acqua viene restituita sotto forma di liquido ed i fumi hanno temperatura $T < 100^\circ C$

→ potere calorifico inferiore H_i : l'acqua presente nei gas combusti viene restituita sotto forma di vapore e la temperatura dei fumi $T > 100^\circ C$



Per determinare il potere calorifico si procede nel seguente modo:

una volta raggiunto il punto 3 ed ci si muove lungo la curva U^* verso il basso fino ad arrivare al punto 2'.

Si ha quindi:

$$Q + \dot{Q} = \Delta U + \Delta E_c$$

Quantità di calore sottratta.

applicando l'eq. dell'energia ai prodotti nei punti 3 ed e 2'

non considerando U_{ch} in ottone:

risolvendo l'integrale si ottiene:

179

$$Hv_{T_2} = Hv_{T_0} - (1 + \alpha) (\bar{c}_v' - \bar{c}_v) (T_2 - T_0)$$

velocità media $v =$

Relazione riferita ad un certo periodo di riferimento. Le variazioni di c_v e ΔT sono contenute e trascurabili se riferite ad un periodo di riferimento ristretto.

Nel campo di temperature d'interesse le variazioni del potere calorifico sono trascurabili per combustione a volume costante.

- Valutiamo l'energia messa in gioco nella combustione, cioè la relazione che sussiste tra potere calorifico ed energia chimica.

Esempio:

$$U^* = \underbrace{U_f + U_{ch}}_{\text{punto 2}} = \underbrace{U_f' + U_{ch}'}_{\text{punto 3ad}}$$

considerando il caso di combustione completa $U_{ch} = 0$, quindi:

$$U_{ch} = U_f' - U_f$$

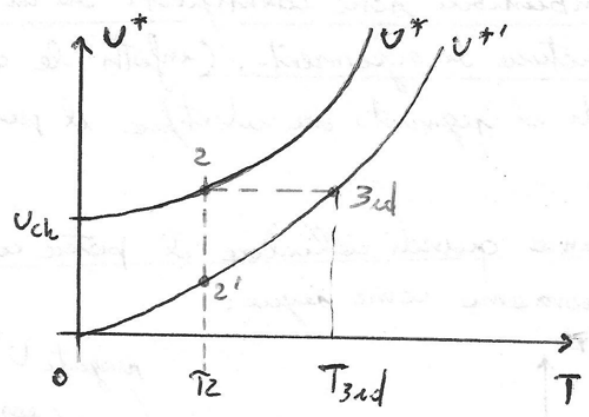
quindi:

$$\Delta U_{ch} = U_{ch}' - U_{ch} = -U_{ch} = U_f - U_f'$$

cioè:

$$-\Delta U_{ch} = U_f' - U_f$$

Energia messa in gioco nella combustione.



esprimendo i vari termini:

$$\begin{aligned} -\Delta U_{ch} &= \int_0^{T_{3ad}} \bar{c}_v' dT - \int_0^{T_2} \bar{c}_v dT = \\ &= \int_0^{T_2} \bar{c}_v' dT + \int_{T_2}^{T_{3ad}} \bar{c}_v' dT - \int_0^{T_2} \bar{c}_v dT = \int_0^{T_2} (\bar{c}_v' - \bar{c}_v) dT + \int_{T_2}^{T_{3ad}} \bar{c}_v' dT \\ &\qquad \qquad \qquad > 0 \qquad \qquad \qquad = \frac{Hv_{T_2}}{1 + \alpha} \end{aligned}$$

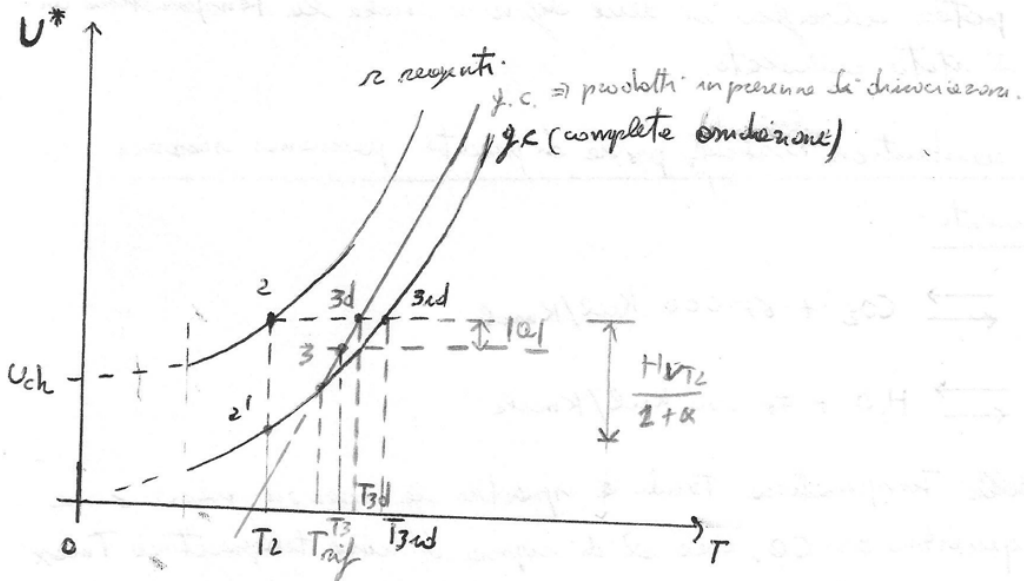
quindi:

$$-\Delta U_{ch} = \int_0^{T_2} (\bar{c}_v' - \bar{c}_v) dT + \frac{Hv_{T_2}}{1 + \alpha}$$

Da tale relazione si deduce che l'energia che viene messa in gioco nella combustione è uguale al potere calorifico all'unità di massa per un termine positivo dato dalla differenza dei c_v in un intervallo di temperatura.

- Consideriamo ciò che avviene con una COMBUSTIONE INCOMPLETTA CON SCAMBIO TERMICO.

191



Applichiamo il primo principio in forma differenziale:

$$Q + \frac{L}{L_0} = \Delta U^* + \underbrace{\Delta E_c}_{L_0}$$

quindi:

$$\Delta U^* = Q < 0 \Rightarrow \text{negativo in quanto la combustione avviene e parte di energia si disperde.}$$

In questo caso possiamo scrivere:

$$\begin{aligned} \frac{H_{VT2}}{1+\alpha} &= \int_{T_2}^{T_3} c_v' dT + D(T_3 - T_{air})^2 + |Q| = \\ &= \bar{c}_v'(T_3 - T_2) + \underbrace{D(T_3 - T_{air})^2 + |Q|}_{\text{di questo termine ne poniamo tenendo conto nel rendimento } \eta_b} \end{aligned}$$

quindi si può scrivere:

$$\eta_b \frac{H_{VT2}}{1+\alpha} = \bar{c}_v'(T_3 - T_2)$$

per $\alpha > \alpha_{st}$

combustione povera.
presenza di idrocarburi
(non ha combustione completa)

$$\frac{\alpha}{\alpha_{st}} \frac{H_{VT2}}{1+\alpha} = \bar{c}_v'(T_3 - T_2) + D(T_3 - T_{air})^2 + |Q|$$

per $\alpha < \alpha_{st}$

combustione ricca.
presenza di ossigeno.
(non si ha combustione completa)

quindi:

$$L = -\Delta(pv)$$

193

Dall'eq. di primo principio: $L = \Delta U^* = \Delta U_f + \Delta U_{ch}$

si può scrivere:

$$-\Delta(pv) = \Delta U_f + \Delta U_{ch}$$

$$-\Delta U_{ch} = \Delta U_f + \Delta(pv) = \Delta i_f \Rightarrow \boxed{\Delta i_f + \Delta U_{ch} = 0}$$

da cui è possibile definire l'energia interna di tipo chimico

$$i^* = i_f + i_{ch} = i_f + U_{ch}$$

quindi:

$$\Delta i^* = \Delta i_f + \Delta i_{ch} = 0$$

quindi:

$i^* = i_f + U_{ch} \rightarrow$ combustione iniziale: T_2 , reagenti.
 $i^* = i_f' + U_{ch}$ \rightarrow combustione finale: T_3 , prodotti.

Essendo una combustione a pressione costante vale: $dx_f = c_p dT$
 c_p cresce con l'aumentare della temperatura quindi la curva è crescente.

$$T_2 \alpha = c_p$$

La curva in blu rappresenta i prodotti, essa converge un po' verso la curva dei reagenti:

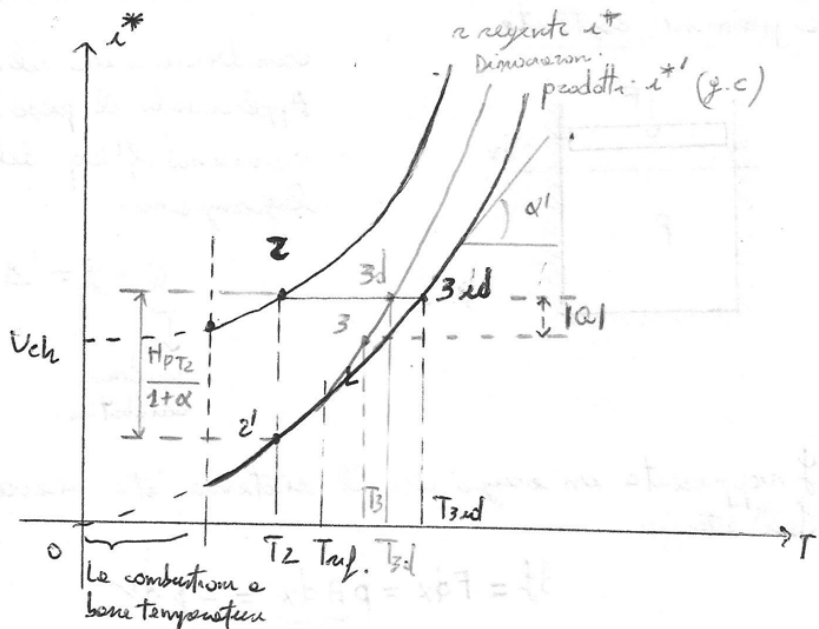
$$T_3 \alpha' = c_p'$$

quindi:

$$\boxed{c_p' > c_p}$$

Inoltre in caso di combustione completa $U_{ch}' = 0$ e quindi la curva dei prodotti $i^*(T)$ parte da zero. Lo stesso vale per un'altra prova.

Se si aveva combustione incompleta non si avrebbe combustione completa e $U_{ch}' \neq 0$.



Possiamo definire una temperatura di T_{2nd} di fine combustione non in presenza di ossigeno.

Possiamo definire il potere calorifico rispetto ad una temperatura di riferimento H_{PT2} considerando una temperatura di riferimento T_{ref} vale:

- Al di sotto di T_{ref} abbiamo prodotti completamente ossidati.
- Al di sopra di T_{ref} si ha una dissociazione.

$$\Delta T_{V=const} = \Delta T_{P=const} \cdot \frac{\overline{C_p}}{\overline{C_v}}$$

con $\left\{ \begin{array}{l} R' \approx R \\ H_{VT_2} \approx H_{VP_2} \end{array} \right.$

per i gas combusti: $\frac{\overline{C_p}}{\overline{C_v}} \approx 1,3$

195

stato 1 =

$$\frac{\overline{C_p}}{\gamma - 1} \cdot T_0 (\gamma - 1) \int_0^{\gamma} = \Delta H -$$

stato 2 =

$$\frac{\overline{C_p}}{\gamma - 1} \cdot T_0 (\gamma - 1) \int_0^{\gamma} = \Delta H -$$

$$T_0 (\gamma - 1) \int_0^{\gamma} (\gamma - 1) = \Delta H = \Delta H$$

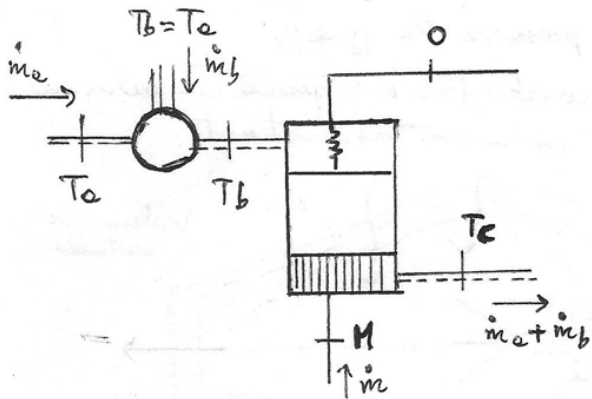
$$\Delta H_{VT_2} = \Delta H_{VP_2}$$

$$(\gamma - 1) T_0 \int_0^{\gamma} = \frac{\overline{C_p}}{\gamma - 1} \Delta T$$

$$(\gamma - 1) T_0 \int_0^{\gamma} = \frac{\overline{C_p}}{\gamma - 1} \Delta T$$

→ Consideriamo l'esempio del GENERATORE DI VAPORE

Lo schema del componente d'impianto è il seguente:



Scriviamo il principio di conservazione dell'energia in termini di potenze:

$$\dot{Q} + \dot{L} = \sum_S \dot{m}_S \Delta i_S^* + \sum_S \dot{m}_S \Delta E_{CS}$$

non ci sono
oggetti mobili.

per l'acqua vale che:
quindi possiamo scrivere:

$$\Delta i^* = \Delta i_T + \Delta i_{ch} = \Delta i_T$$

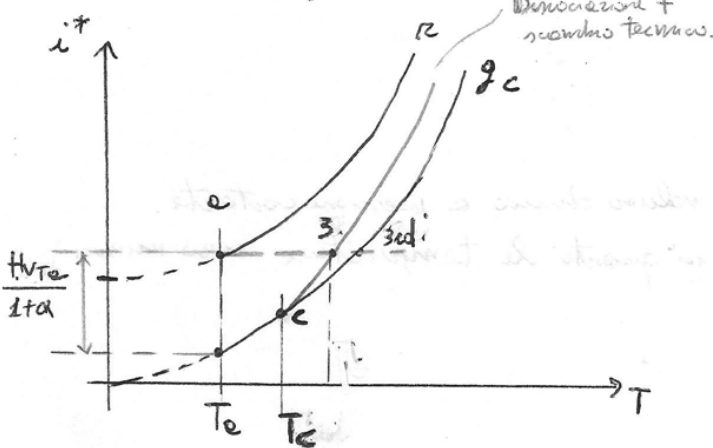
$$\dot{Q} = \dot{m} i_0 + \underbrace{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)}_{\dot{m}_f} \underbrace{i_{fc}^*}_{\text{prodotta}}(T_c) - \dot{m} i_M - \underbrace{\dot{m}_a i_a^*}_{\text{recuperta}}(T_a) - \dot{m}_b i_b^*(T_b)$$

quindi:

$$\dot{m}_a i_a^*(T_a) + \dot{m}_b i_b^*(T_b) = \underbrace{(\dot{m}_a + \dot{m}_b)}_{\text{recuperta}} i_{fc}^*(T_c)$$

$$\dot{Q} = (\dot{m}_a + \dot{m}_b) \left[\underbrace{i_{fc}^*}_{\text{gas combusti}}(T_c) - \underbrace{i_{ra}^*}_{\text{recuperta}}(T_a) \right] + \dot{m} (i_0 - i_M)$$

Analizziamo che:



$$\frac{H_V T_c}{1+\alpha} = i_{ra}^*(T_c) - i_{fc}^*(T_c)$$

consideriamo il termine:

$$i_{fc}^*(T_c) - i_{ra}^*(T_a)$$

questo può essere scritto come:

$$-i_{ra}^*(T_a) + i_{fc}^*(T_c) = \underbrace{i_{fc}^*(T_c) + i_{ra}^*(T_c)}_{\text{Termico + chimico}} - \frac{H_V T_a}{1+\alpha}$$

quindi si ottiene:

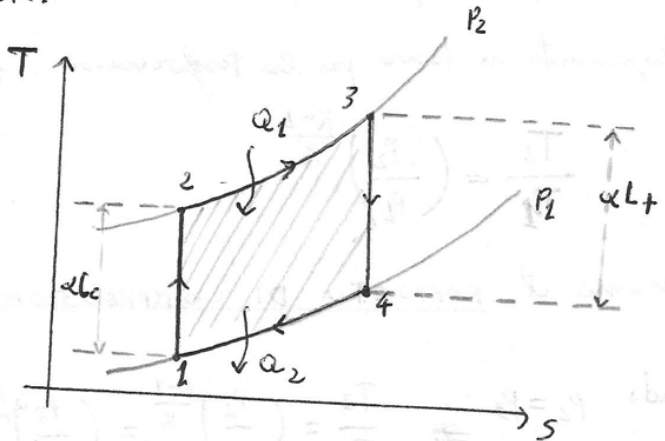
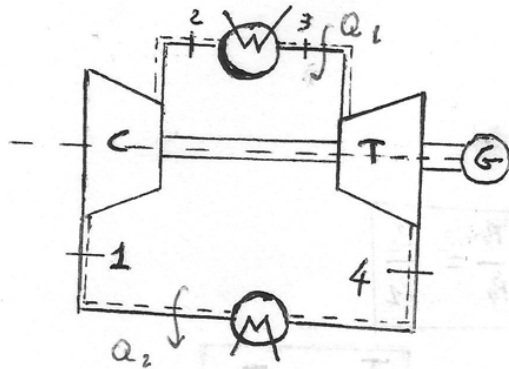
$$\dot{Q} = \dot{m}_b (1+\alpha) \left[-\frac{H_V T_a}{1+\alpha} - \underbrace{i_{ra}^*}_{\text{Solo termico}}(T_a) + \underbrace{i_{fc}^*}_{\text{Termico + chimico}}(T_c) \right] + \dot{m} (i_0 - i_M)$$

(53) TURBINE A GAS CICLO CHIUSO IDEALE

(149)

Nel ciclo chiuso ideale il gas subisce le seguenti trasformazioni:

- 1-2 compressione adiabatica.
- 2-3 Riscaldamento a pressione costante.
- 3-4 Espansione adiabatica.
- 4-1 cessione di calore a pressione costante.



Le ipotesi di base sono:

- le trasformazioni adiabatiche sono sempre isentropiche (macchine ideali)
- le valvole sono rispettivamente tali, come non si hanno perdite di pressione all'interno degli scambiatori che provvedono agli scambi termici con le sorgenti di calore con cui opera il ciclo.
- Fluido ideale.
 - rispetta l'equazione $pV = R_p T$
 - non subisce trasformazioni di stato e di composizione (negli impianti a vapore si ha trasformazione di stato da liquido a vapore)
 - il fluido ha un $c_p = \text{costante}$, indipendente dalla temperatura.
- Gas perfetto

→ Definiamo il rendimento ideale η_{id}

$$\eta_{id} = \frac{L}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} =$$

$$= 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

condensiamo per ipotesi che $T_1 = \text{costante}$ (condizione ambiente) avendo:

$$\begin{aligned} P_3 V_3 &= R T_3 \\ P_4 V_4 &= R T_4 \end{aligned} \Rightarrow \frac{T_3}{T_4} = \frac{P_3}{P_4} \frac{V_3}{V_4} \quad (1)$$

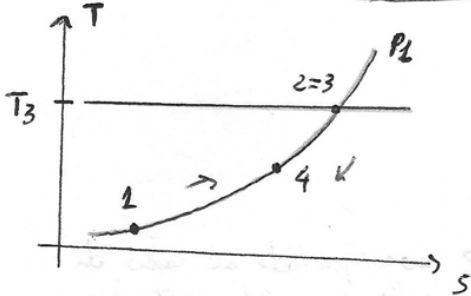
essendo:

$$L_u = c_p (T_3 + T_1) - c_p (T_4 + T_2)$$

Fino

tenendo fisse T_3 e T_1 in un caso due condizioni:

(a) si ha il solo riscaldamento del fluido dalla T_1 alla T_3 lungo l'isobara p_2

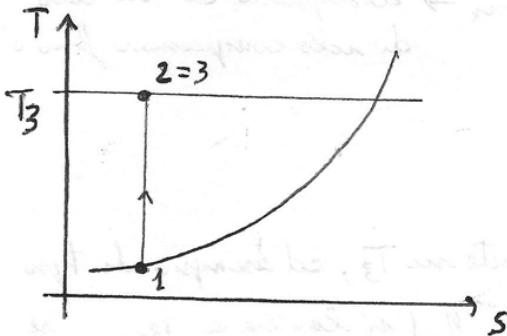


Quando il fluido raggiunge T_3 , non può che essere raffreddato nuovamente alla T_1 .
In questo caso:

$$L_u = 0$$

$$\beta = 1 \quad (\text{a} \text{ si} \text{ muove} \text{ nella} \text{ stessa} \text{ isobara} \text{ } p_1 = p_2)$$

(b) si pone da T_1 e T_3 con la sola compressione e $\beta = \beta_{max} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$



Al termine della compressione non è possibile riscaldare ulteriormente il fluido per non eccedere T_3 e quindi occorre solo espandere. In tale caso:

$$L_t = L_c \rightarrow L_u = 0$$

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

Poiché si hanno due valori di β ($\beta=1$ e $\beta=\beta_{max}$) che rendono $L_u=0$, si avrà un valore di β che rende minimo L_u .
Tale valore deve soddisfare le condizioni:

$$\begin{cases} T_3 T_1 = T_2 T_4 = \text{costante} \\ T_2 + T_4 = \text{minimo} \end{cases} \Rightarrow \boxed{T_2 = T_4}$$

Se cui si ottiene $T_3 T_1 = T_2^2$
quindi, dividendo per T_1^2 si ottiene:

$$\frac{T_3}{T_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^2 \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \sqrt{\frac{T_3}{T_1}}$$

essendo:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \beta_{L_{u,max}}$$

$$\frac{T_3}{T_1} = \beta_{max}^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\beta_{L_{u,max}}^{\frac{k-1}{k}} = \beta_{max}^{\frac{1}{2} \frac{k-1}{k}}$$

$$\boxed{\beta_{L_{u,max}} = \sqrt{\beta_{max}}}$$

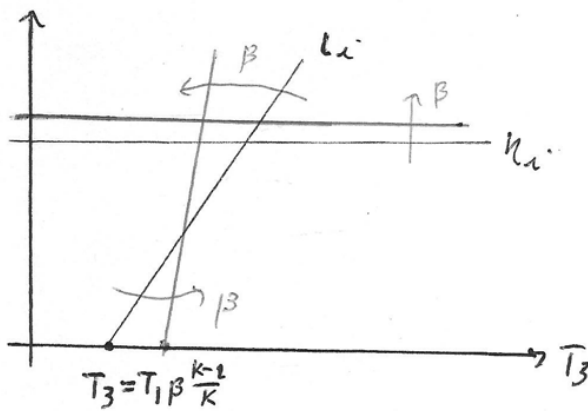
Il lavoro L_i assume valore nullo quando:

203

$$L_i = 0 \Rightarrow c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} \right) - c_p T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = 0$$

$$T_3 = T_1 \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} \right)} = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}} = T_2$$

Disegnando L_i in funzione di T_3 si deduce che aumentando β aumenta il coefficiente angolare della retta che descrive L_i e la sua intersezione con l'asse delle ordinate.



Quindi se si ha un certo β impostato conviene sempre aumentare il più possibile T_3 in modo da aumentare L_i .

→ Definiamo la potenza utile del ciclo

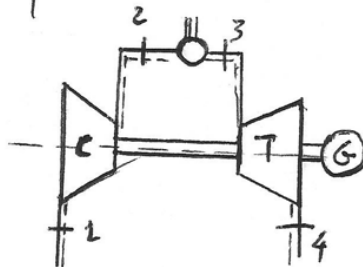
$$P_u = (\dot{m}_f L_f - \dot{m} L_c) \eta_0$$

⇒ Possiamo anche definire un CICLO LIMITE che rappresenta il ciclo di paraggio tra quello ideale e quello reale.

Esso è caratterizzato da:

- ~ Trasformazioni ideali;
- ~ Fluido reale.

È un ciclo aperto in cui avviene la dissociazione dei gas combusti.



(54) TURBINE A GAS CICLO SEMPLICE REALE

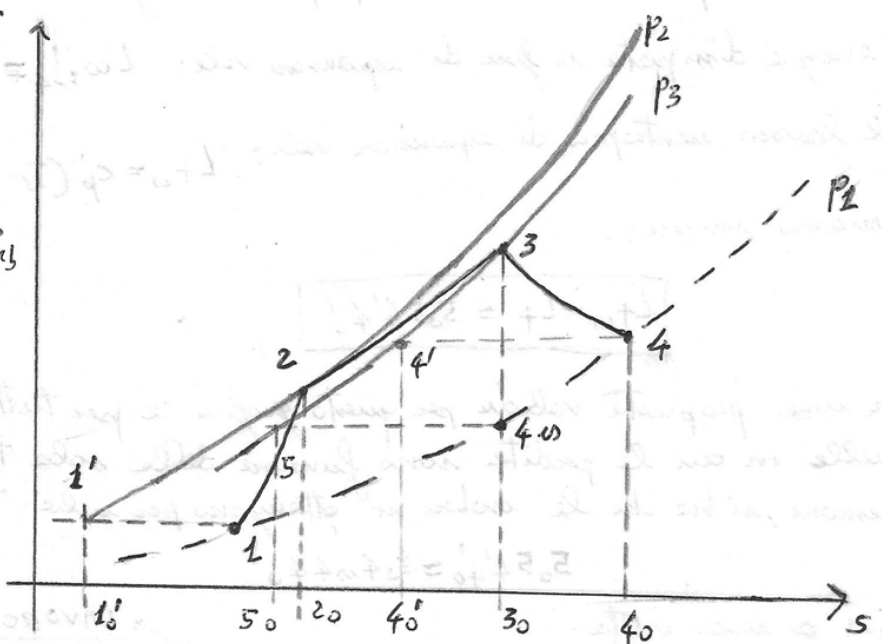
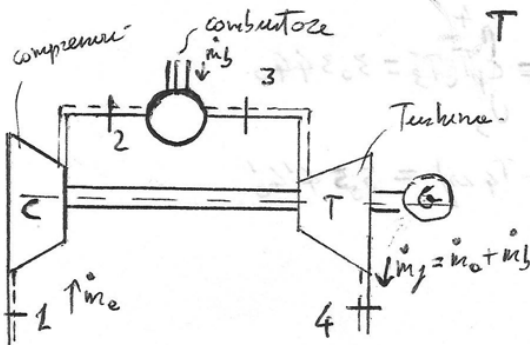
Il ciclo reale è un ciclo aperto in cui avvengono come moltiplici di perdite dovute a:

- Fluido reale: ~ diminuzione nei gas combusti per $T > 1850K$
 ~ variazione delle proprietà dei reagenti e prodotti di reazione, come le capacità termiche.
- Mecchine reali: ~ le compressioni e l'espansione non sono isentropiche
 ~ le trasformazioni 2-3 e 4-1 non sono isobore in quanto vi sono numerose perdite di pressione localizzate in diversi punti del ciclo:
 - all'espansione del compressore (filtri e condotti d'aria)
 - nel combustore e nei condotti di collegamento alla turbina
 - e valle della turbina (cammi, milenatori, eventuali organi preposti al recupero dei gas di scarico)

Il ciclo è il seguente:

- 1-2 compressione adiabatica con incremento di entropie
- 2-3 caduta di pressione
- 3-4 espansione in turbina

Essendo un ciclo aperto, lo scacco d'aria ed il prelievo di vane avvengono in condizioni ambiente. Se il ciclo fosse chiuso, si avrebbe verificata una caduta di pressione anche tra 4-1. Osserveremo che la linea 4-1 è tratteggiata in quanto il ciclo è aperto; inoltre T_4 è la temperatura ambiente.



Delle perdite di pressione nel combustore è possibile tener conto grazie al

RENDIMENTO PNEUMATICO

$$\eta_{\pi b} = \frac{P_3}{P_2}$$

poiché: $\beta_t = \frac{P_3}{P_1}$ e $\beta_c = \frac{P_2}{P_1}$

si ottiene: $\frac{P_3}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} \frac{P_2}{P_1} = \beta_c \eta_{\pi b}$

→ Possiamo definire i seguenti rendimenti:

• RENDIMENTO ISOENTROPICO DI ESPANSIONE

$$\eta_t = \frac{L_t}{L_{t_0}}$$

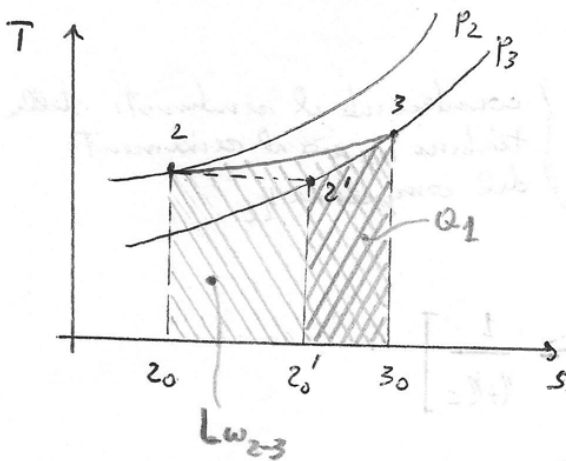
• RENDIMENTO IDRAULICO DI ESPANSIONE

$$\eta_{yt} = \frac{L_t}{L_t + L_w}$$

Applichiamo il II° principio alla trasformazione 2-3 ottenendo:

$$\int_2^3 T ds = \int_2^3 dQ + \int_2^3 dL_w = Q_1 + L_{w_{2-3}}$$

dove: $L_{w_{2-3}}$ è il lavoro perduto nella combustione per l'aria 2-2'3-3'
 Q_1 è il lavoro di reversibilità durante la combustione 2-2'3-3'



Quindi possiamo definire il lavoro perduto nella combustione:

$$L_{w_{2-3}} = \left(\int_2^3 T ds \right) - Q_1$$

→ Andamenti di L_t ed η_t al variare di β e T_3

Per ricavare gli andamenti di L_t ed η_t al variare di β e T_3 occorre effettuare alcune ipotesi:

- si considerano fissi i punti 1 e 3
- per semplicità, si considera un punto 2' nell'incrocio p_3 e portata dell'istotema per 2. Tale ipotesi consente di non considerare la caduta di pressione tra 2 e 3. In tale modo non si considerano le perdite nel combustore $L_{w_{2-3}}$, ma si considerano delle perdite maggiori nel compressore. Tale assunzione può essere accettata grazie all'effetto di compensazione delle due perdite.

• $c_p \approx c_p'$

• La POTENZA INTERNA vale:

$$P_i = (m_a + m_b)L_t - m_e L_c = m_e \left[\frac{m_a + m_b}{m_e} L_t - L_c \right] = m_e \left[\frac{1 + \alpha}{\alpha} L_t - L_c \right]$$

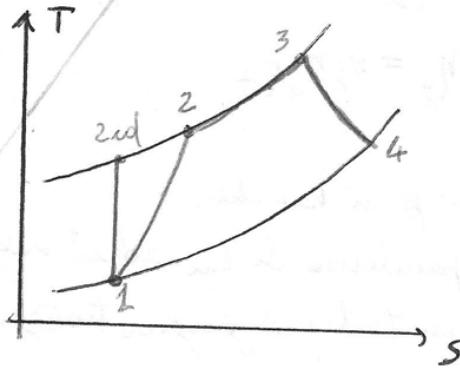
con $\alpha = \frac{m_a}{m_b} \Rightarrow$ densità, in genere $\alpha = 30 \div 60$

Passiamo quindi scrivere l'espressione del RENDIMENTO GLOBALE

$$\eta_g = \eta_b \frac{L_u}{Q_1}$$

Sostituendo il valore di L_u si ottiene:

$$\eta_g = \frac{\eta_b \eta_c \eta + \left[\frac{T_3}{T_1} \frac{1}{\beta \frac{k-1}{k}} - \frac{1}{\eta'} \right]}{Q_1 / L_{c,u}}$$



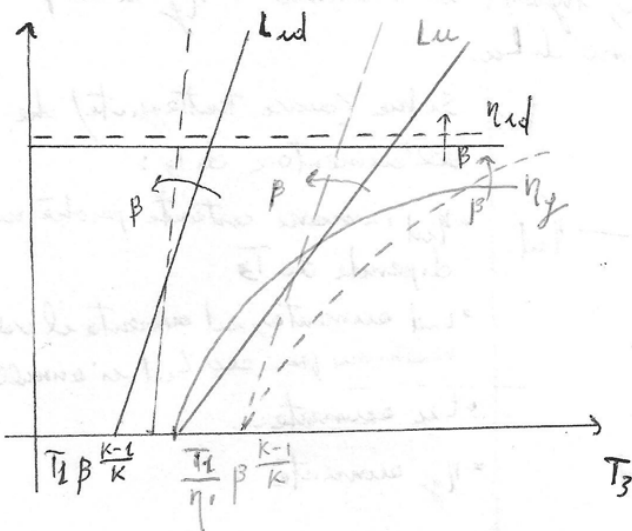
Si dimostra che:

$$\frac{Q_1}{L_{c,u}} = \frac{Q_{1,ud}}{L_{c,u}} - \frac{1-\eta_c}{\eta_c}$$

per $\eta_c = 1$ si ha che $z \equiv z_{ud} \Rightarrow Q_1 = Q_{1,ud}$

Passiamo adesso a esprimere gli andamenti di L_u ed η_g al variare di T_3 e di β .

(a) consideriamo $\beta = \text{costante}$ e disegnammo L_u ed η_g in funzione di T_3



Vedremo come varia rispetto all'andamento nel caso ideale di L_{ud} e η_{ud} .

Si ha:

- L_u ha una pendenza inferiore a L_{ud} . Ciò è dovuto al rendimento η' che moltiplicando L_u ne abbassa il coefficiente angolare.
- L_u si annulla per un diverso valore di L_u :

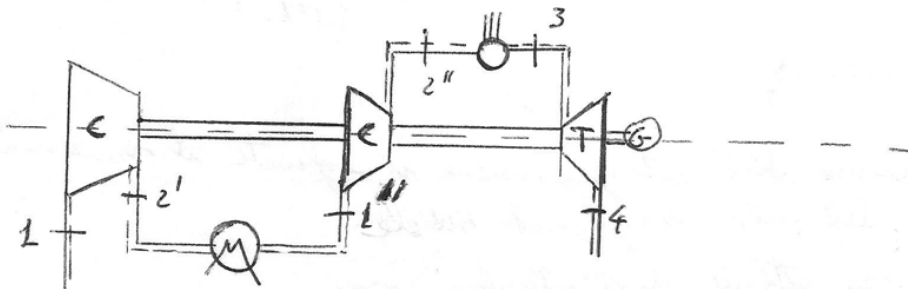
$$L_u = 0 \text{ quando: } \frac{T_3}{T_1 \beta \frac{k-1}{k}} - \frac{1}{\eta'} = 0$$

$$\text{quindi per } \boxed{T_3 = \frac{T_1}{\eta'} \beta \frac{k-1}{k}}$$

Si vede che per quest'ultimo valore si annulla anche η_g , mentre nel caso ideale η_{ud} rimane costante con T_3

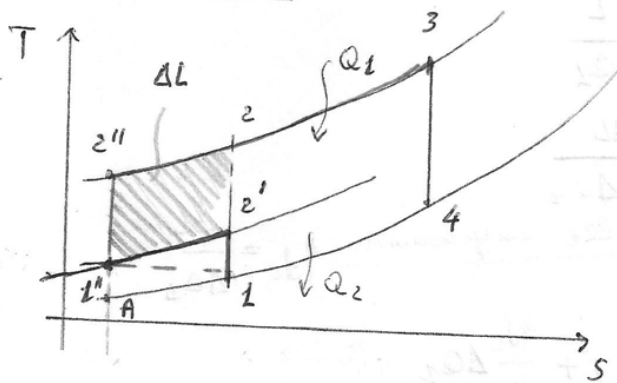
55 TURBINE A GAS ~ COMPRESSIONE INTERREFRIGERATA

Il ciclo con compressione interrefrigerata permette di aumentare il lavoro per unità di massa. Lo schema d'impianto è il seguente:



~ ciclo ideale

Il lavoro al ciclo interrefrigerato è maggiore di ΔL di un ciclo semplice.



→ Possiamo dimostrare che il rendimento ideale η_{id} del ciclo interrefrigerato è minore di quello base.

Per fare questo consideriamo:

- ciclo base: 1 2 3 4
- ciclo semplice: 1 2'' 3 4
- Interrefrigerato: 1 1'' 2'' 3 4

si ha che:

$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

quindi lavorando tra le stesse pressioni: $\eta_{id}(\text{ciclo base}) = \eta_{id}(\text{ciclo semplice})$
 Inoltre si ha che $Q_1(\text{interref.}) = Q_1(\text{ciclo base})$ in quanto è uguale il lavoro ottenuto alla trasformazione 2''3.

Del confronto tra il ciclo semplice e quello interrefrigerato si vede che:

$$Q_2|_{\text{ciclo base}} \Rightarrow 14 \Rightarrow Q_2|_{\text{interrefrigerato}} > Q_2|_{\text{ciclo base}}$$

$$Q_2|_{\text{interrefrigerato}} \Rightarrow 14 + 1''2'' \Rightarrow$$

$$\eta_{id}|_{\text{ciclo base}} > \eta_{id}|_{\text{interrefrigerato}}$$

quindi:

$$\eta_{id}(\text{base}) > \eta_{id}(\text{interrefrigerato}) \rightarrow \text{Il ciclo interrefrigerato presenta un rendimento minore del ciclo base.}$$

~ ciclo reale.

Per ipotesi non si considerano le cadute di pressione nell'interrefrigeratore.
 Il rendimento pneumatico dell'interrefrigeratore

$$\eta_{PIB} = \frac{P_1''}{P_2'} = 1$$

volendo considerare una trasformazione isoterma equivalente a quella di espansione
 considereremo un

$$\beta^{**} = \beta'' \frac{1}{\eta_{yc}}$$

quindi:

$$\frac{T_2''}{T_1''} = \beta''^{\frac{m-1}{m}} = \beta''^{\frac{k-1}{k}} \frac{1}{\eta_{yc}} = \beta^{**\frac{k-1}{k}}$$

essendo β^{**} riferito al punto z^{**} in cui da $\beta^{**} = \frac{p_2^{**}}{p_1''}$

essendo $\eta_{yc} < 1$ in cui $\boxed{\beta^{**} > \beta''}$

nell'ipotesi $\eta_b/\eta_{mc} = 1$ si ottiene la relazione:

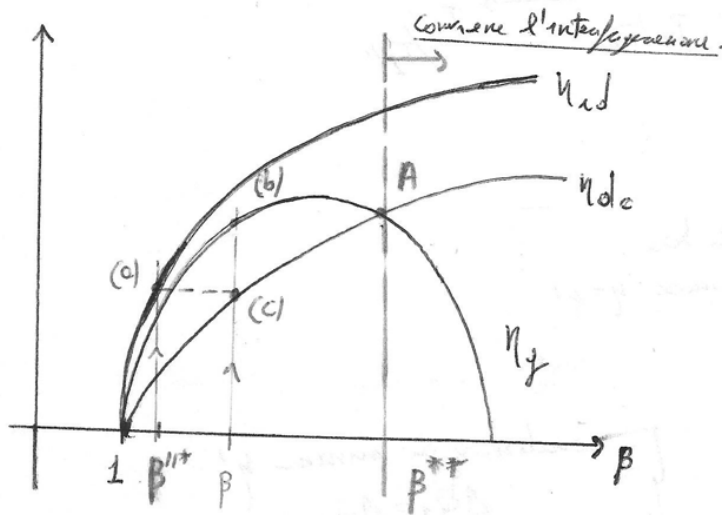
$$\eta_{dc} = \left[1 - \frac{1}{\beta^{**\frac{k-1}{k}}} \right]$$

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

ed

$$\eta_g = \frac{\eta_0 \eta_b \eta_c \left[\frac{T_3}{T_1} \frac{1}{\beta^{k-1/k}} - \frac{1}{\eta_c} \right]}{Q_1/L_{cs}}$$

rendimento ideale } ciclo senza
 intersezione }
 rendimento globale } $p = p' \beta''$



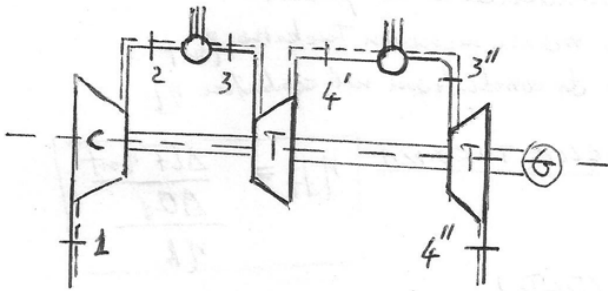
Essendo $\beta = \beta' \beta''$, posto β
 si muove β'' e se questo β^{**}
 col valore β^{**} si entra nel
 grafico e si trova il punto (a)
 con β entra nel grafico e
 trova il punto (b)
 Poi si cerca il punto (c) che
 appartiene alle curve η_{dc} .
 Si può quindi trovare η_{dc} nel
 punto.

Nel punto (c) rispetto a cui da $\eta_{dc} < \eta_g$ e quindi non comincia l'intersezione.
 Vi è un valore β^{**} a partire dal quale $\eta_{dc} > \eta_g$ e comincia l'intersezione.

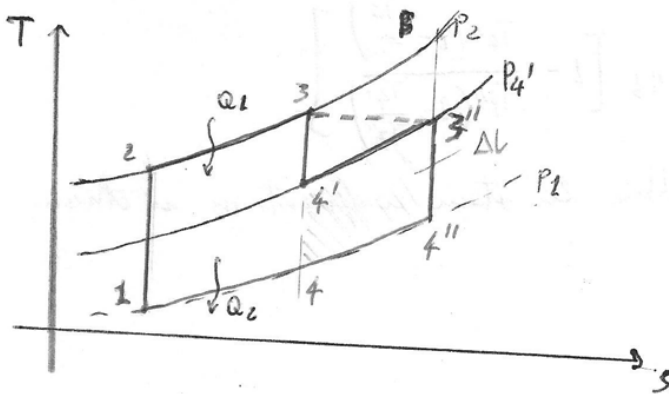
56 TURBINA A GAS ~ RICOMBUSTIONE

La ricombustione permette di aumentare il lavoro all'unità di massa prodotto dal ciclo. La possibilità di effettuare una seconda combustione è data dal fatto che si lavora con $\alpha = 30-60$ quindi con forti eccessi d'aria.

La ricombustione avviene in presenza di parte dei gas combusti della prima. Lo schema d'impianto è il seguente:



- Ciclo ideale



Per ipotesi $T_3 = T_{3''}$

Il ciclo base è 1234

Il ciclo ausiliario è 12B4''

Il ciclo con ricombustione è 1234'3''4''

La ricombustione permette di avere un lavoro L' maggiore rispetto a quello del ciclo base L

$L' > L$

→ il rendimento ideale del ciclo in cui avviene la ricombustione è minore del rendimento del ciclo base.

$\eta_{id}' < \eta_{id}$

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

Il ciclo base e quello ausiliario lavorano alle stesse pressioni quindi:

$\eta_{id \text{ base}} = \eta_{id \text{ ausiliario}}$

osservando che:

$Q_1 / \text{ausiliario} \Rightarrow 2B$

$Q_1 / \text{ricombustione} < Q_1 / \text{ausiliario}$

$Q_1 / \text{ricombustione} \Rightarrow 23 + 4'3''$

\Rightarrow

avendo $Q_2 / \text{ricombustione} = Q_2 / \text{ausiliario} \Rightarrow 34''$

Si ha da:

$\eta_{id} / \text{ricombustione} < \eta_{id} / \text{ausiliario}$

quindi:

$\eta_{id} / \text{ricombustione} < \eta_{id} / \text{base}$

→ Confronto tra il rendimento discaricamente della tecnica η_{dt} nel caso di ricombustione e rendimento discaricamente del compressore η_{dc} nel caso di compressione interrefrigerata. 217

Si ha che:

rendimento discaricamente
tecnica ricombustione $\eta_{dt} = \eta_{mt} \eta_b \left[1 - \frac{1}{\beta^{n^* \frac{k-1}{k}}} \right]$ con $\beta^{n^*} = \beta^n \eta_{yt}$

rendimento discaricamente
compressore interrefrigerato $\eta_{dc} = \frac{\eta_b}{\eta_{mc}} \left[1 - \frac{1}{\beta^{n^* \frac{k-1}{k}}} \right]$ con $\beta^{n^*} = \beta^n \frac{1}{\eta_{yc}}$

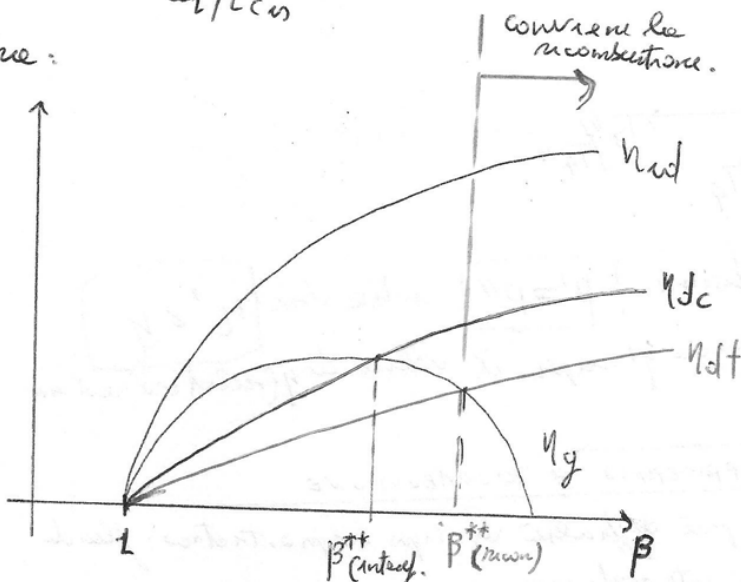
Osserviamo che nel caso di compressione interrefrigerata le perdite aumentano η_{dc} , invece nel caso di ricombustione le perdite diminuiscono η_{dt} . Discaricamente η_{dc} ed η_{dt} in funzione di β e ha che l'andamento di η_{dt} è più basso rispetto a quello di η_{dc} .

Indicando con

$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$ rendimento ideale.

$\eta_g = \frac{\eta_0 \eta_b \eta_t + \left[\frac{\eta_b}{\eta_0} \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{1}{\eta_1} \right]}{Q_1 / L_{cm}}$ rendimento globale } ciclo base senza ricombustione e senza interrefrigerazione.

Si ha:

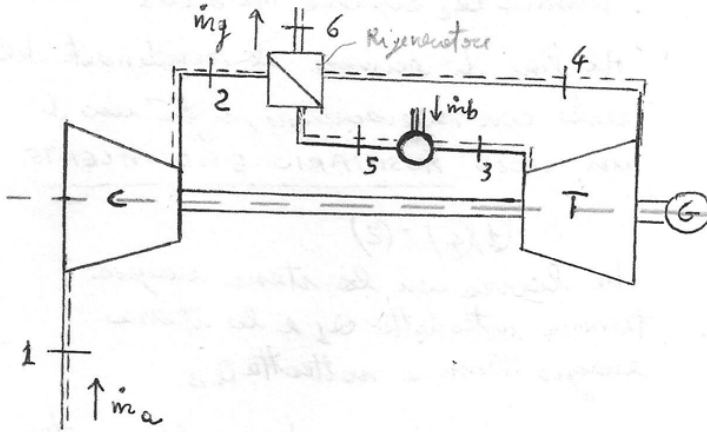


Il β^{**} che determina i β a partire dai quali conviene la ricombustione è maggiore di quello che determina la convenienza della compressione interrefrigerata.

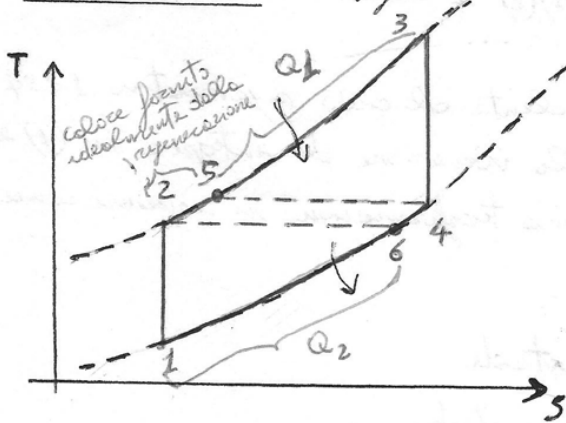
(57) TURBINE A GAS - RIGENERAZIONE - CASO IDEALE

2.19

Per aumentare il rendimento dell'impianto si ricorre alla rigenerazione che consente però una riduzione del lavoro L .
Lo schema d'impianto è il seguente:



Il ciclo ideale è il seguente:



L'aria in uscita dal compressore passa attraverso uno scambiatore di calore, detto RIGENERATORE, ed assume la propria temperatura grazie ai fumi caldi in uscita dalla turbina.

In generale, T_5 è un po' inferiore a T_4 , ovvero la temperatura dell'aria compressa e valle del rigeneratore è inferiore a quella dei gas combusti in uscita dalla turbina. Inoltre la T_6 è inferiore a T_2 in quanto l'aria compressa in ingresso al generatore ha una temperatura inferiore a quella dei gas combusti in uscita dal generatore.

Introduciamo l'EFFICIENZA DELLO SCAMBIATORE R_s

$$R_s = \frac{\text{energia termica scambiata}}{\text{max energia termica scambiabile}} = \frac{c_p(T_5 - T_2)}{c_p(T_4 - T_2)}$$

quindi:

$$R_s = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}$$

dove per ipotesi si è supposto $c_p = \text{costante}$.
Il valore di R_s può oscillare tra due estremi:

- $R_s = 0 \rightarrow$ non si ha rigenerazione $T_5 = T_2$
- $R_s = 1 \rightarrow T_4 = T_5$

Analizziamo ora più di dettaglio l'equivalente di Q_1 .

222

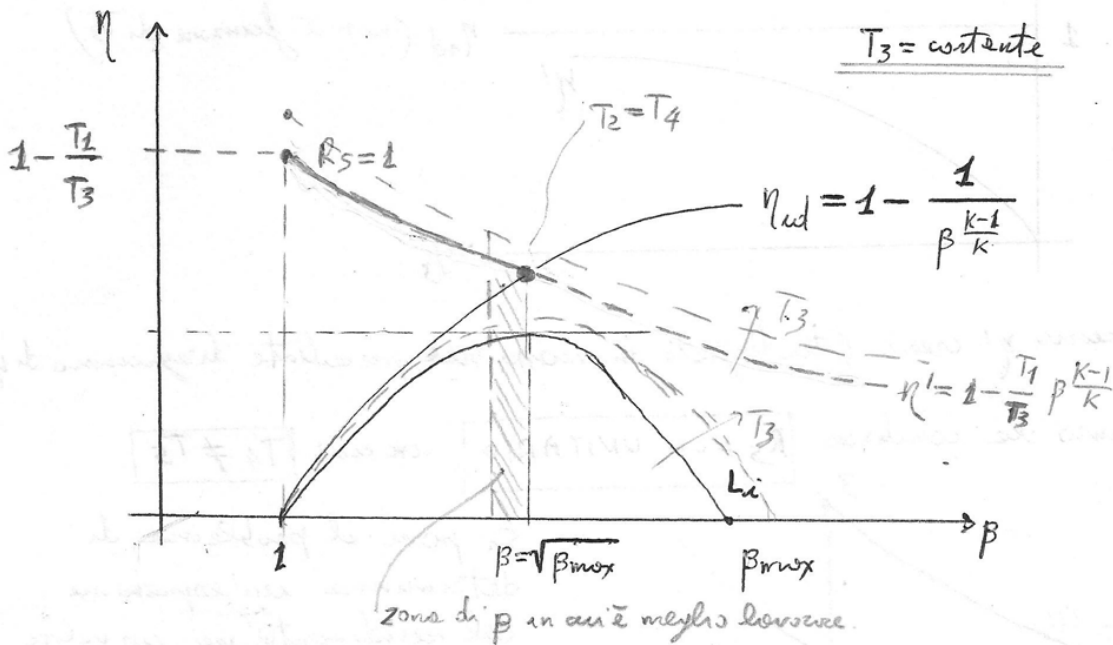
Il rendimento del ciclo equivalente (1)(4/3(2) è quindi pari al RENDIMENTO DEL CICLO RIGENERATIVO η' (nel caso ideale)

$$\eta' = 1 - \frac{T_{(4)}}{T_{(1)}} = 1 - \frac{T_2}{T_4} = 1 - \frac{T_2}{T_3} \cdot \frac{T_3}{T_4} = 1 - \frac{T_2}{T_3} \beta^{\frac{k-1}{k}}$$

quindi:

$$\eta' = 1 - \frac{T_2}{T_3} \beta^{\frac{k-1}{k}}$$

Si può quindi disegnare η' in funzione di β per $T_3 = \text{costante}$, confrontando l'andamento con il rendimento η_{id} del ciclo base.



Osserviamo che per $\beta=1$ si ha che $\eta^0 = 1 - \frac{T_1}{T_3}$

La rigenerazione è conveniente per valori β minori del valore in corrispondenza del quale $\eta' = \eta_{id}$

Infatti si ha:

$$\eta_{id} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

essendo $\frac{T_2}{T_1} = \beta^{\frac{k-1}{k}}$

$$\eta' = \eta_{id} \Rightarrow$$

$$1 - \frac{T_1}{\beta^{\frac{k-1}{k}} T_1} \cdot \frac{T_3}{T_4} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$1 - \frac{T_2}{T_4} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

quindi:

$$\boxed{T_4 = T_2}$$

In tale punto non ha più efficacia e la rigenerazione non si riceve. Per $\beta > \sqrt{\beta_{max}}$ i gas combusti raffreddano il bene compresso anziché riscalderlo.

Per ogni valore di R_S , il lavoro al ciclo, che nel caso ideale è pari all'ora del ciclo, non varia.

Possiamo quindi dividere ambo i membri per L ottenendo:

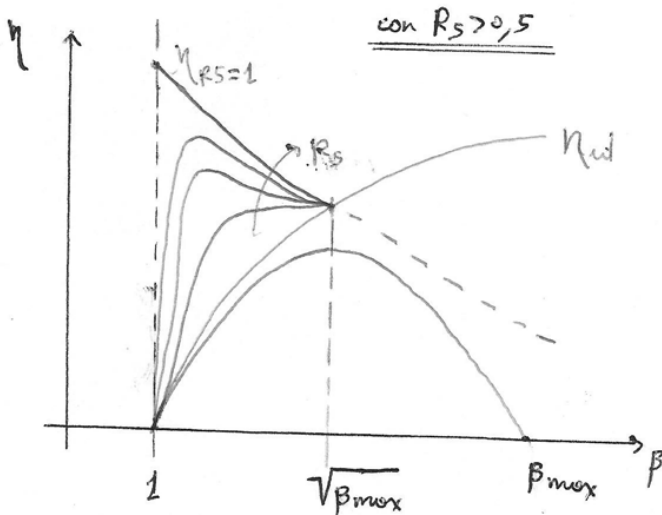
$$\frac{Q_{1R_S}}{L} = \frac{Q_{1R_S=0}}{L} (1-R_S) + \frac{Q_{1R_S=1}}{L} R_S$$

ovvero:

$$\frac{1}{\eta_{R_S}} = \frac{1-R_S}{\eta_{R_S=0}} + \frac{R_S}{\eta_{R_S=1}}$$

Tale espressione permette di valutare η_{id} del ciclo rigenerativo per ogni grado di rigenerazione R_S

Possiamo riportare l'andamento di η_{R_S} in funzione di β per $T_3 = \text{costante}$ al variare del parametro R_S .



Dal grafico si vede che nel caso di rigenerazione unitaria $R_S = 1$, il massimo di rendimento η' si ha per $\beta = 1$, in corrispondenza del quale si ha $L = 0$

Per $R_S \neq 1$ anche se molto prossimo all'unità, $\eta' = 0$ per $\beta = 1$

Per $R_S > 0,5$, le curve η' presentano un massimo relativo che tende a spostarsi per β sempre più bassi all'aumentare di R_S .

→ Esprimiamo il lavoro tra il rapporto di compressione β_c ed il rapporto di espansione β_f :

Si ha che:

$$\beta_f = \frac{P_3}{P_4} = \frac{P_5 \eta_{\pi b}}{P_6} = \frac{P_2 \eta_{\pi s} \eta_{\pi b}}{P_6} = \frac{P_2}{P_6} \eta_{\pi b} \eta_{\pi s}^2$$

essendo $\beta_c = \frac{P_2}{P_6}$ si ottiene:

$$\beta_f = \beta_c \eta_{\pi b} \eta_{\pi s}^2$$

Da ciò si vede che lo scarto della macchina non avviene a pressione ambiente, ma si ha una contopressione dovuta ai gas combusti attraverso il rigeneratore.

□ Non è possibile ottenere un'efficienza di rigenerazione unitaria in quanto servirebbe una superficie di scambio termico infinita.

→ Esprimiamo il rendimento η_{RS} al variare di β per diversi valori di R_s avendo supposto $T_3 = \text{costante}$.

Per fare ciò possiamo utilizzare le relazioni ricavate nel caso di rigenerazione ideale:

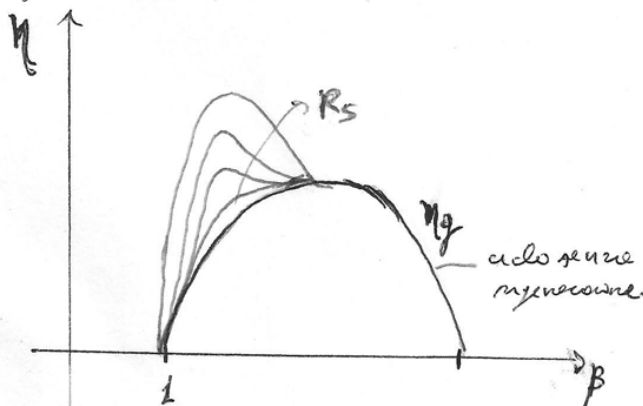
$$\frac{1}{\eta_{RS}} = \frac{1-R_s}{\eta_{RS=0}} + \frac{R_s}{\eta_{RS=1}}$$

ricavate considerando un lavoro al ciclo che rimane costante.

Però nel caso reale il lavoro al ciclo L varia al variare di R_s , per esempio L è massimo per $R_s=0$

Quindi nel caso reale la precedente espressione è un'espressione approssimata.

Graficamente si ha:



Indichiamo con:

$$Q_1 R_5 = 0 = Q_0 = c_p (T_3 - T_2)$$

essendo $R_5 = 0 \Rightarrow T_5 = T_2$
 quindi il calore viene scambiato nella $\overline{23}$

$$Q_1 R_5 = 1 = Q_1 = c_p (T_3 - T_4)$$

essendo $R_5 = 1 \Rightarrow T_4 = T_5$
 quindi il calore viene scambiato nella $\overline{35}$ (dove la temperatura in 5 è uguale alla temperatura in 4)

quindi:

$$Q_0 - Q_1 = c_p (T_3 - T_2 - T_3 + T_4) = c_p (T_4 - T_2)$$

usando: $K S (T_4 - T_5) = R_5 \dot{m}_a (Q_0 - Q_1)$

ovvero:

$$\frac{K S}{\dot{m}_a} (T_4 - T_5) = R_5 (Q_0 - Q_1)$$

chiamiamo $S_5 = \frac{S}{\dot{m}_a} \Rightarrow$ superficie di scambio termico.

si ha:

$$K S_5 (T_4 - T_5) = R_5 (Q_0 - Q_1)$$

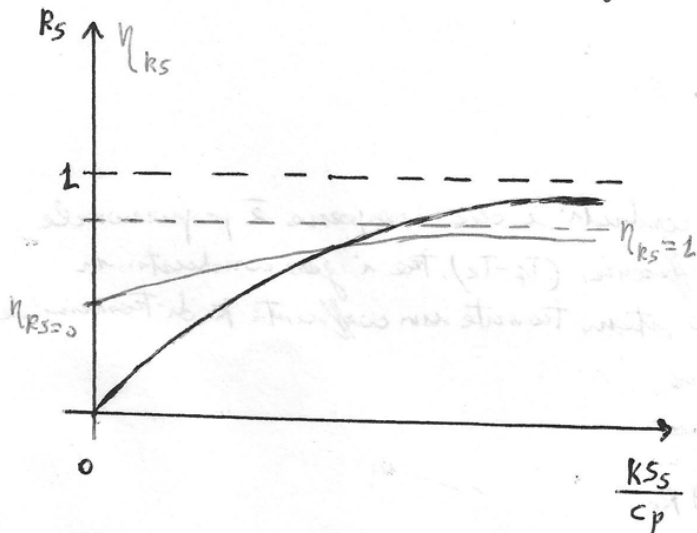
Il difetto di rigenerazione $(1 - R_5)$ è dovuto invece al salto termico residuo:

$$T_4 - T_5 = T_6 - T_2 \text{ quindi: } c_p (T_4 - T_5) = (1 - R_5) (Q_0 - Q_1)$$

usando queste ultime equazioni si ottiene:

$$\frac{K S_5}{c_p} = \frac{R_5}{(1 - R_5)} \Rightarrow R_5 = \frac{\frac{K S_5}{c_p}}{1 + \frac{K S_5}{c_p}}$$

Possiamo quindi esprimere R_5 in funzione di $\frac{K S_5}{c_p}$:



Per avere un aumento di R_5 è necessario aumentare la superficie di scambio termico S_5 .

Sul grafico (in blu) riportiamo in funzione della superficie S_5 il valore del rendimento η_{RS} sfruttando la relazione:

$$\frac{1}{\eta_{RS}} = \frac{1 - R_5}{\eta_{RS=0}} + \frac{R_5}{\eta_{RS=1}}$$

in che che: $i_{y_2} = i_{a_2} + i_{b_2} = i_{a_2} \left(1 + \frac{i_{b_2}}{i_{a_2}}\right) = i_{a_2} \left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) = i_{a_2} \left(\frac{\alpha+1}{\alpha}\right)$

inoltre: $\beta_c = \frac{P_2}{P_1} \Rightarrow P_3 = P_2 \eta_{\pi b} = P_1 \beta_c \eta_{\pi b}$
 $\eta_{\pi b} = \frac{P_3}{P_2}$

230

quindi: $i_{a_2} \left(\frac{\alpha+1}{\alpha}\right) = A \cos \theta \frac{P_2 \beta_c \eta_{\pi b}}{\sqrt{T_3}}$

moltiplichiamo entrambi i membri per $\sqrt{T_2}/P_1$ ottenendo:

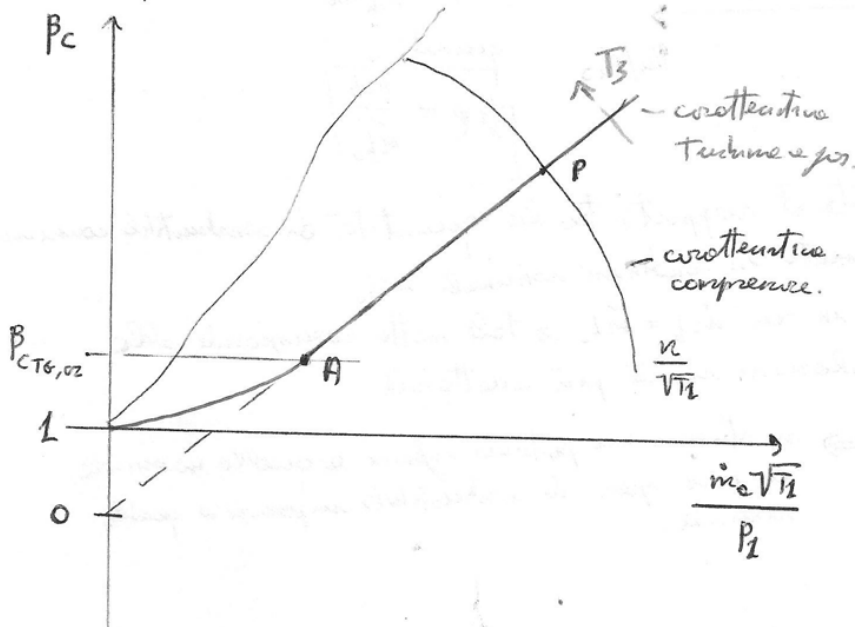
$$\frac{\sqrt{T_2}}{P_1} i_{a_2} \left(\frac{\alpha+1}{\alpha}\right) = \frac{\sqrt{T_2}}{P_1} A \cos \theta \frac{P_2 \beta_c \eta_{\pi b}}{\sqrt{T_3}}$$

quindi ricaviamo β_c in funzione delle potenze cosette $\frac{i_{a_2} \sqrt{T_2}}{P_1}$

$$\beta_c = \sqrt{\frac{T_3}{T_2}} \frac{1}{A} \frac{1+\alpha}{\alpha} \frac{i_{a_2} \sqrt{T_2}}{P_1} \cdot \cos \theta$$

→ Include tutte le tensioni costanti.

Avremo quindi un andamento lineare di β_c in funzione di $\frac{i_{a_2} \sqrt{T_2}}{P_1}$



L'andamento lineare vale per $\beta_c > \beta_{cTG,ca} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)_{ca}$

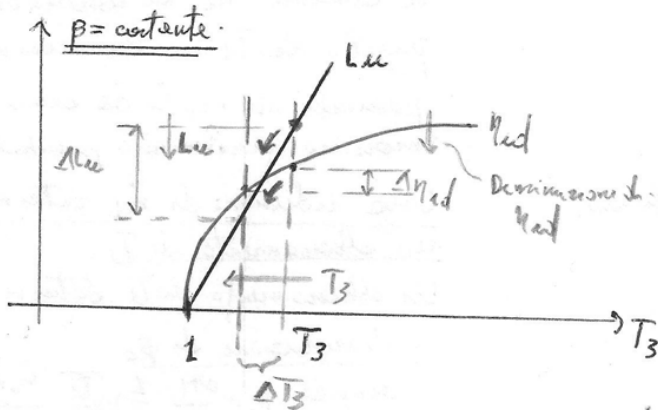
Per $\beta_c < \beta_{cTG,ca}$ non si ha più un andamento lineare e la caratteristica tecnica viene approssimata.

Per $\frac{i_{a_2} \sqrt{T_2}}{P_1} = 0$ si ha $\beta_c = 1$

Il punto di funzionamento corrisponde all'intersezione tra la caratteristica della tecnica e quella del compressa.

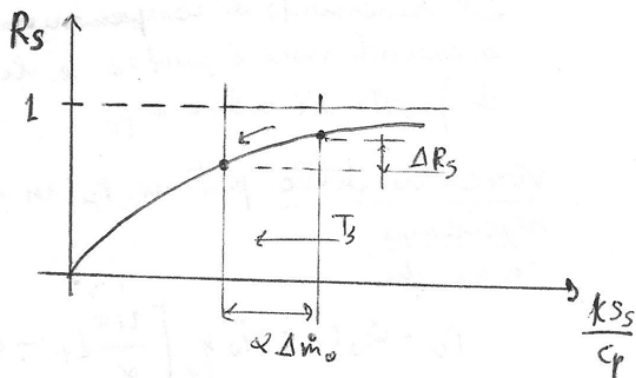
Infatti riducendo m_3 si ha una riduzione non solo di L_{cu} ma anche del rendimento, η_{ed} come si vede dal grafico per $\beta = costante$.

232



Invia tale tipo di regolazione avviene in cui è presente una regolazione.

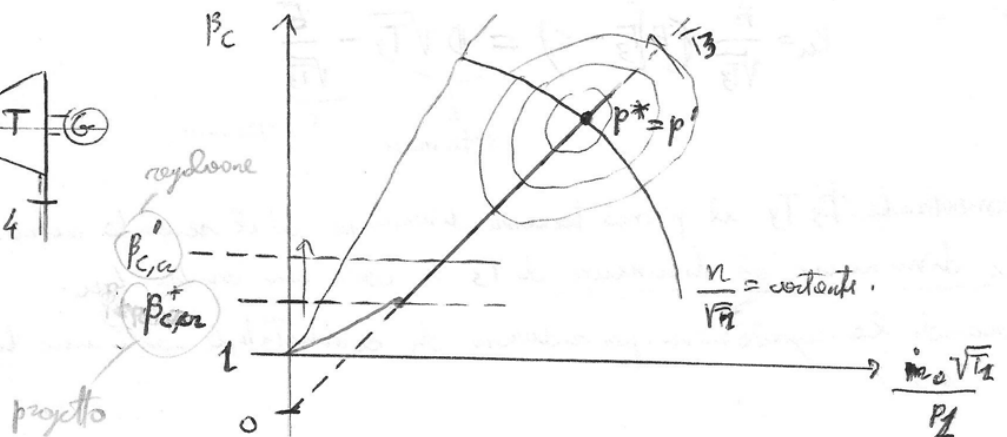
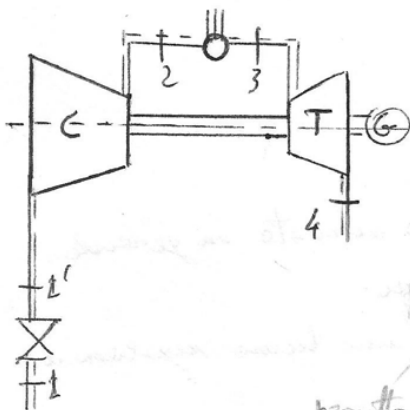
La diminuzione di m_3 genera un aumento di m_0 e quindi una diminuzione della superficie di scambio termico $S_s = \frac{S}{m_0}$ e quindi una diminuzione dell'efficienza dello scambiatore R_s



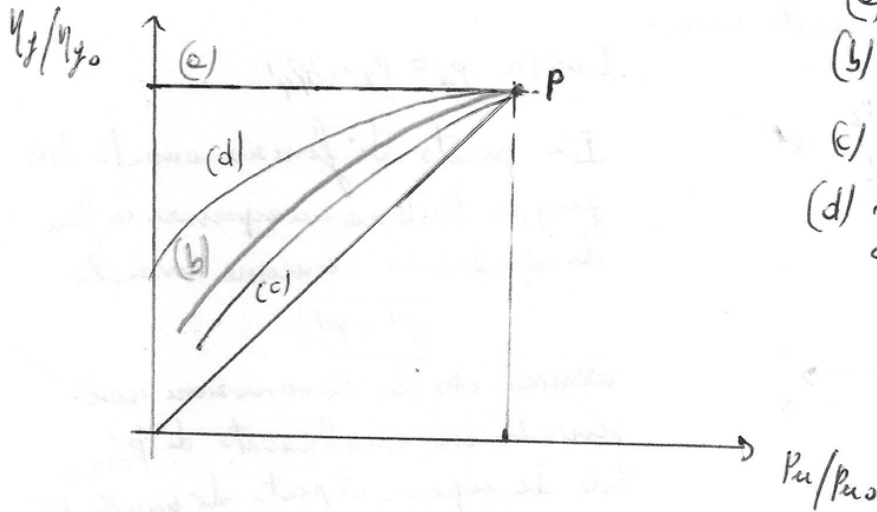
→ Regolazione per la variazione dell'operazione del compressore

In questo tipo di regolazione si mantiene $T_3 = costante$ al massimo valore, corrispondente al massimo valore di rendimento (ottenuto in condizioni nominali) operando sulla pompa del compressore $T_3 = T_3'$

Attraverso la regolazione si ha che $P_1' < P_1$ con $T_1 = T_1'$



→ È possibile quindi confrontare la regolazione per riduzione di portata m_3 e quella per l'aumento dell'espansione del compressore.



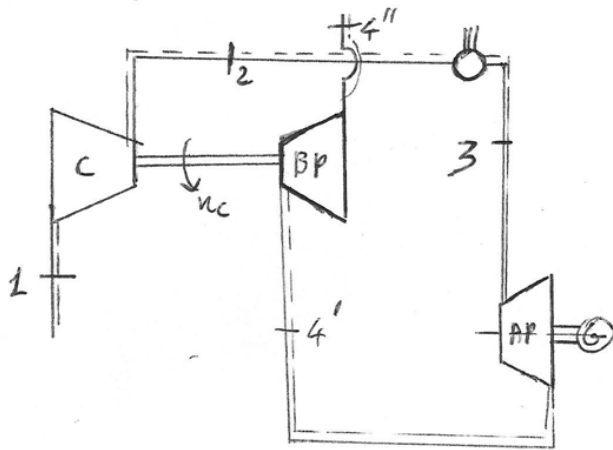
- (a) regolazione ideale.
- (b) regolazione per riduzione di m_3 .
- (c) regolazione per l'aumento
- (d) regolazione per l'aumento con rigenerazione.

Esempio:

$$\eta_f = \eta_b \frac{L_u}{Q_f} = \frac{P_u}{m_3 H_i} = \frac{m_1 a L_u}{m_3 H_i} = \frac{L_u \alpha}{H_i}$$

nel caso di regolazione per riduzione di m_3 si ha un aumento di m_1 e quindi di α , mentre nel caso di regolazione per l'aumento α rimane invariato. Quindi, a parità di L_u la regolazione per l'aumento dà valori minori di η_f .
 Se si effettua una rigenerazione il miglioramento di P_s in rispetto alla l'aumento fa aumentare il valore di η_f rispetto ad una regolazione per l'aumento di m_3 .

→ Configurazione con compressore BP



La turbina di potenza lavora come gruppo di alta pressione AP. Sotto l'ipotesi che le turbine rimangono calde anche in regolazione si ottiene:

$$\frac{T_3}{T_4'} = \text{costante}$$

Consideriamo quindi un bilancio delle potenze dell'albero.

$$\frac{\dot{m}_a L_C}{\eta_{mc}} = \eta_{mt} (\dot{m}_a + \dot{m}_s) c_p (T_4' - T_4'')$$

quindi:

$$L_C = \underbrace{\eta_{mt} \eta_{mc}}_{\text{cost} = A} \left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) c_p (T_4' - T_4'') = A (T_4' - T_4'')$$

introduciamo il coefficiente di pressione $\Psi = \frac{L_C}{u''/2}$, ed essendo $u'' \propto u_c^2$ si ha:

$$L_C = \text{cost } u_c^2 \Psi, \text{ quindi:}$$

$$u_c^2 \Psi = (\text{cost}) T_4' \left(1 - \frac{T_4''}{T_4'}\right)$$

si ha che $\frac{T_4''}{T_4'}$ dipende dal numero di giri n_c del compressore: $\frac{T_4''}{T_4'} = f(n_c)$

quindi essendo $T_4' = \frac{T_3}{\text{cost}}$ si ha da:

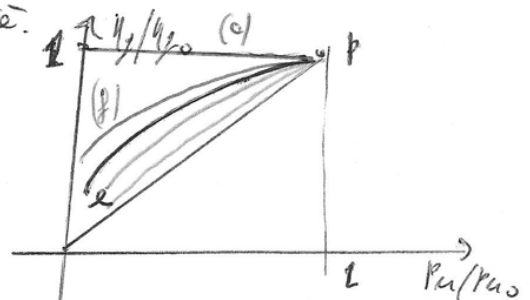
$$u_c^2 \Psi = \underbrace{\text{cost}}_c T_3 f(n_c) \Rightarrow \boxed{\frac{T_3}{u_c^2} (1 - f(n_c)) = \frac{\Psi}{c}}$$

Anche in questo tipo di configurazione si ha che T_3 dipende dal numero di giri n_c ma che variazioni è più contenute rispetto alla configurazione precedente.

Considerando il campo di regolazione quest'ultima soluzione presenta la migliore caratteristica anche se il campo di regolazione è limitato e occorre del compressore due turbine ed entrare prima in instabilità.

- (e) regolazione con AP (alta pressione)
- (f) regolazione con BP (bassa pressione)

Operiamo da certe zone potenza massima al di sotto delle quali non è possibile andare.



aperto, mentre il vapore circola in un ciclo chiuso, lo scambio termico avviene in controcorrente nell'elemento di recupero del calore GVR. Questi impianti prendono il nome di UNMIXED.

Esistono invece, cicli combinati. (più propriamente detti: cicli misti) in cui i due fluidi si miscelano. Questi impianti sono detti MIXED.

Altra distinzione può essere fatta in base a dove avviene la combustione:

- nel combustore del turbogas ⇒ "UNFIRED" cioè non si ha combustione oltre al ciclo a vapore, in cui il riscaldamento e la vaporizzazione del calore è delegato unicamente al recupero dei gas caldi della turbina a gas.
- si ha una serie di combustori lato vapore detti FIRED.

Ultima distinzione tra impianti combinati riguarda:

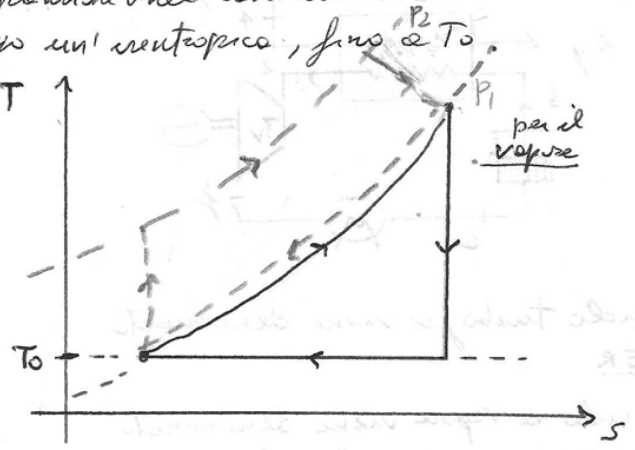
- impianti "green field" dove si progetta ex-novo l'impianto decisamente da zero.
- impianti "repowering" dove si modifica e si riadatta l'impianto con ciclo a vapore già esistente ricorrendo in impianti a turbina a gas.

→ Ciclo ideale

Si ha un gas che si raffredda a pressione costante fino ad una temperatura che vorremmo fosse quella ambiente, con lo scopo di recuperare contemporaneamente il suo contenuto energetico. Per ottenere ciò dovremo perché lo scambio termico abbia irreversibilità nulle o minime) quanto detto deve avvenire per ΔT infinitesimi; cioè la differenza di temperatura tra gas caldo e gas freddo deve essere quanto più contenuta possibile. Si deve avere un gas che in controcorrente pone riscaldamento a pressione costante avendo di recupero l'evoluzione del gas che si sta raffreddando in tal modo le trasformazioni dei due gas sono due cicli molto prossimi ad i c_p sono gas ideali costanti allora abbiamo ΔT molto contenute. Meglio se la trasformazione è reversibile.

Una volta raldato il gas segue l'espansione nel caso ideale avviene secondo una adiabatica reversibile, avremo lungo un'isoterma, fino a P_2 e T_0 .

Infine, per chiudere il ciclo otteniamo il massimo rendimento, la rottura di calore dovrebbe avvenire a temperatura costante. L'ideale è un ciclo triangolo.



Indicando come η la portata che circola nel ciclo si ha che la POTENZA ASSOCIATA AL CICLO W_{rev} è dato da

$$W_{rev} = \dot{m} (\Delta h - T_0 \Delta s) = \dot{m} \Delta h \left(1 - T_0 \frac{\Delta s}{\Delta h} \right)$$

osserviamo che per realizzare un ciclo termodinamico abbiamo bisogno di un fluido che si riscaldi a pressione costante, l'unico fluido che può far ciò è il gas perfetto. Si ha quindi bisogno di un fluido che si comporti da gas perfetto nel combustore della turbina e poi, cioè che in fase di riscaldamento si comporti da gas perfetto.

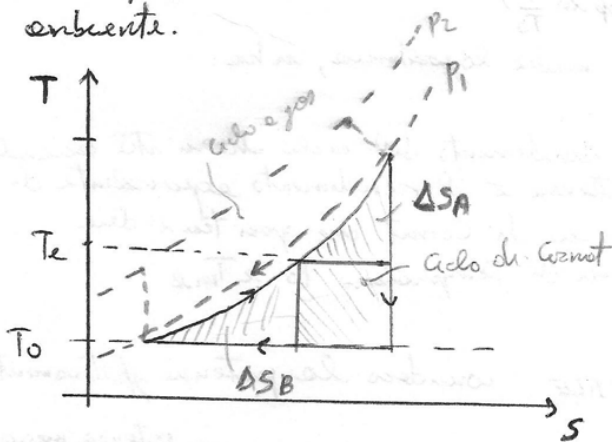
Inoltre mi serve un fluido capace di realizzare un raffreddamento isotermo (raffreddamento a temperatura costante), tale fluido è il vapore.

Quindi avremo bisogno di un fluido che approssimi la conduttività di gas perfetto e di vapore e ciò non è possibile, ma si opta per il vapore.

Il ciclo a vapore ha in il raffreddamento a temperatura costante ma una fase di riscaldamento che, almeno per la fase di vaporizzazione, avviene a pressione e temperatura costante. Quindi per quanto riguarda la cessione di calore e la fase di vaporizzazione si hanno scambi di calore a temperatura costante, analmente al ciclo di Carnot.

⇒ Confrontiamo il ciclo ideale termodinamico con un ciclo di Carnot che lavora tra le temperature T_e d'introduzione del calore e T_0 di cessione del calore.

La temperatura T_e ha valore intermedio tra la temperatura del gas e la temperatura ambiente.



Il rendimento del ciclo di Carnot individuato è funzione della temperatura T_e

$$\eta = 1 - \frac{T_0}{T_e}$$

ci sono due grandi irreversibilità legate al ciclo di Carnot reale:

- in fase di scambio termico, il gas si raffredda lungo un'isobara, mentre il fluido del ciclo sottoposto si riscalda verso un sistema, quindi:

si ha uno scambio termico con ΔT finito, quindi ha irreversibilità di scambio termico che, in termini di ciclo reale si traducono in minore lavoro disponibile $\Rightarrow \Delta S_c$

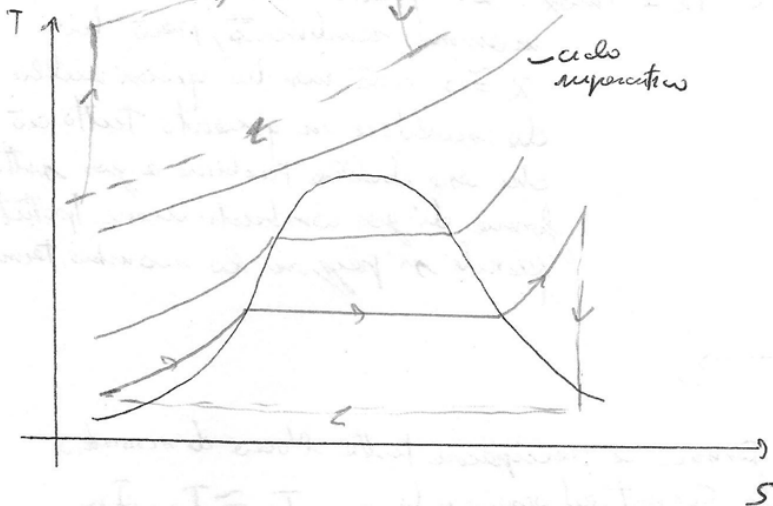
- la seconda fonte di irreversibilità è legata all'aver del gas di servizio estremamente freddo per riscaldare il fluido del ciclo sottoposto ($T_0 < T < T_e$) $\Rightarrow \Delta S_f$

Osserviamo che

→ il rendimento di recupero $\eta_{rec} = \eta_I$ è il rendimento del ciclo di Carnot che lavora tra T_e e T_0

→ il fattore di recupero x definisce lo scambio termico.

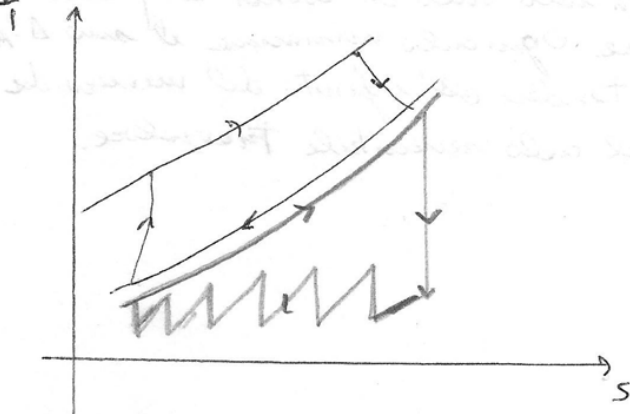
più preponderanti: quanto più è alta la pressione di evaporazione stessa. ²⁴³



Se però si considerasse un ciclo SUPERCRITICO si passa direttamente dal campo del liquido sottoraffreddato al campo del vapore surriscaldato e quindi si approssima il ciclo a un ciclo a vapore. Tale ciclo è difficile da usare in quanto la temperatura critica dell'acqua vale 374°C ma l'impulso

turbogas sarebbe a circa $400 \div 600^{\circ}\text{C}$ quindi non si ha recupero, non recupero. Inoltre lo scambio termico non avviene a ΔT infinitesimo; perché il c_p del vapore varia molto lungo l'isobara supercritica. Si potrebbe pensare di sostituire l'acqua con l'ammoniaca, che ha una temperatura critica di 132°C , ma per l'ammoniaca è molto più impegnativo dell'acqua.

In alternativa si può pensare ad un ciclo detto AIR BOTTOMING CYCLE in cui si ha una compressione isotermica realizzata attraverso una forte antiscalfatura uniforme, poi un riscaldamento isoboro ed infine una espansione adiabatica.



Il problema che il rendimento del ciclo è fortemente influenzato dagli scalfamenti utilizzati per l'antiscalfatura.

Quando in conclusione: la scelta migliore per il ciclo bottoming è il CICLO A VAPORE in cui la pressione di evaporazione venga opportunamente scelta.

→ SCHEMA DI UN IMPIANTO A CICLO COMBINATO SEMPLICE (UNFIRED)

Consideriamo lo schema di un impianto a ciclo combinato in cui viene utilizzato un GVR come elemento di collegamento fra l'impianto a gas e quello a vapore.

ΔT_{AP} (Approach Point) \Rightarrow differenza tra la temperatura tra quella del gas entrante nel GVR e la minima temperatura del vapore. 245

ΔT_{SC} (Subcooling) \Rightarrow Il liquido non viene portato alle condizioni di evaporazione ma in una nuova condizione di subcooling rispetto a quella nell'evaporatore. In tal modo si evita che si abbia evaporazione del liquido già nell'economizzatore: il rischio è la formazione di bolle d'aria nelle colonne d'acqua che muovendosi possono creare dei tappi tali che il GVR lavori a minimo.

Questo parametro è una misura di sicurezza.

Se però scende troppo il valore di ΔT_{SC} accade che i gas di scarico della turbina hanno una temperatura elevata e quindi si spreca parte dell'energia termica e di pressione.

Finati i valori di ΔT_{PP} e ΔT_{AP} l'equazione di bilancio termico del GVR sono:

- Bilancio di conservazione dell'energia globale:

$$\dot{m}_{gas} c_p' (T_4 - T_{comino}) = \dot{m}_v (h_0 - h_L)$$

- Bilancio di conservazione dell'energia dovuta all'evaporatore e al surriscaldatore

$$\dot{m}_{gas} c_p' [T_4 - (T_H + \Delta T_{PP})] = \dot{m}_v (h_0 - h_H)$$

Vi sono dei limiti tecnologici su:

- Temperature di scarico dei fumi (T_{comino}) \Rightarrow $120 - 130^\circ C$
- ΔT_{PP} \Rightarrow $8 - 10^\circ C$

Per un ciclo combinato di tal genere si ha:

- IL RENDIMENTO GLOBALE $\longrightarrow \eta_g = \frac{(P_u)_{TG} + (P_u)_{TV}}{\dot{m}_f H_1}$

- POTENZA UTILE $\longrightarrow P_u = (P_u)_{TG} + (P_u)_{TV}$

La CILINDRATA UNITARIA è quindi definita:

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

Il termine cilindrata viene spesso usato anche per indicare il suo valore totale:

$$V_t = V \times (\text{numero di cilindri})$$

Possiamo quindi definire il RAPPORTO VOLUMETRICO DI COMPRESSIONE r come il rapporto tra il massimo volume del cilindro (pistone al PMI) ed il minimo suo volume, compreso tra la testata ed il pistone al PMS (volume della camera di combustione V_c):

$$r = \frac{V + V_c}{V_c}$$

Definiamo la VELOCITÀ DI ROTAZIONE DELL'ALBERO MOTORE come la velocità angolare dell'albero di manovella, misurata comunemente mediante il numero di giri completi in un secondo n oppure in radianti al secondo ω , essendo le due grandezze legate dalla relazione:

$$\omega = 2\pi n$$

Definiamo la FREQUENZA DEL CICLO f_c :

$$f_c = \frac{n}{\epsilon}$$

dove $\epsilon = 1$ per il motore a due tempi,
 $\epsilon = 2$ per il motore a 4 tempi, ecc.

perché il ciclo di lavoro si compie in ϵ giri dell'albero motore, o più giri e secondi delle tipologie del motore usato.

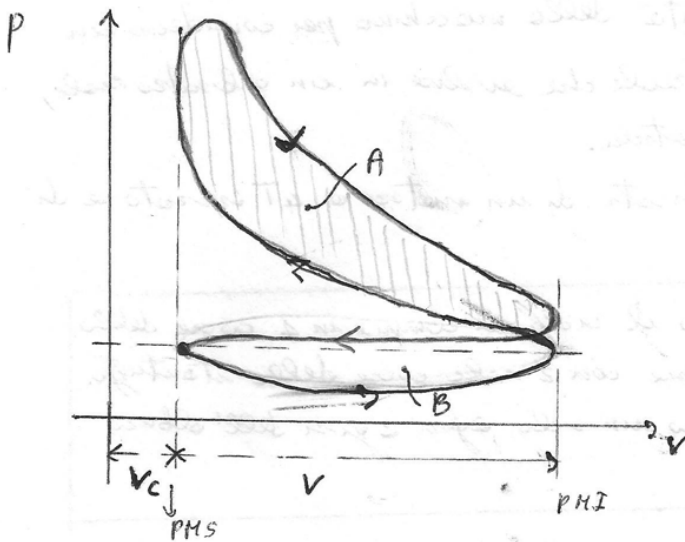
Definiamo l'ANGOLO DI MANOVELLA θ come l'angolo descritto dalla rotazione delle manovella o polivela dalla posizione di PMS. Supposto θ espresso in radianti, vale la relazione:

$$\theta = \omega t = 2\pi n t$$

→ COPPIA E POTENZA EFFETTIVA

Sono i parametri principali per la definizione delle prestazioni di un motore. Vengono generalmente introdotti partendo da una schematizzazione, in cui si idealizza sia il comportamento del fluido che quello della macchina, considerando così un tipo di funzionamento del motore completamente ideale (casi ideali o teorici). Successivamente, per approssimarsi ancora la macchina ideale, si mette in conto il comportamento reale del fluido di lavoro ottenendo un CICCO LIMITE

E' possibile ricavare un diagramma che forma le pressioni all'interno del cilindro in funzione del volume disponibile.



Prevedo che questo diagramma è possibile determinare il lavoro indicato per ciclo L_i ceduto dal fluido di lavoro al pistone:

$$L_i = \oint p dV$$

con la quale si calcola l'area racchiusa nel ciclo indicato.

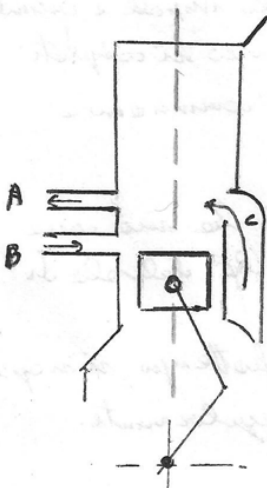
È un risultato positivo (lavoro utile del fluido = raccolto dal pistone) se il ciclo è percorso in senso orario (ciclo motore: compressione - combustione - espansione) o in senso A.

Negativo (lavoro speso dal pistone) se il ciclo è percorso in senso antiorario (ciclo di compressione del fluido) detto comunemente CICLO DI POMPA o in senso B, come accade in un motore a 4T spinto.

Si tenga presente che in un motore Otto tradizionale a 4T spinto, il lavoro B del ciclo di pompaggio risulta tanto più esteso quanto più il motore è sovralimentato. In un motore di tale tipo, infatti, la respirazione è effettuata sterzando il condotto di aspirazione abbassando con le pistoni del cilindro durante la corsa di aspirazione (linea che delimita inferiormente il ciclo B)

→ Ciclo indicato a 2T

Nel motore a 2T, il ciclo indicato è compiuto in due corse e quindi l'introduzione del fluido nel cilindro avviene durante una fase della corsa di compressione e lo scacco durante una fase della corsa di lavoro. La distribuzione del fluido può essere fatta senza la necessità di valvole, per mezzo dello stentuffo che apre e chiude, durante le due corse opposte luci di aspirazione e di scacco. I due tempi si svolgono come segue:



1° tempo esso corrisponde alla corsa di lavoro da cui inizia con l'accensione e la combustione e prosegue con l'espansione fino a quando lo stentuffo apre la luce di scacco. I gas combusti iniziano ad uscire da A e creano delle loro elevate pressioni creando nelle nuove flange una corrente diretta verso l'uscita. Subito dopo si apre la luce di aspirazione C ed il fluido entra nel cilindro. Infine con la fase di pompaggio e aspirazione sono di nuovo da occupare il resto della corsa. Il 1° tempo comprende quindi:

combustione, espansione e scacco.

2/9

- La POTENZA INDICATA P_i ceduta dal fluido di lavoro al pistone entro il cilindro è data dal prodotto del lavoro indicato per ciclo per la frequenza di ciclo f_c , ome per il numero di cicli fatti nell'unità di tempo n/ε :

$$P_i = L_i f_c = L_i \frac{n}{\varepsilon}$$

dove si è fatto l'ipotesi che in condizioni di funzionamento stazionario del motore, L_i si mantenga invariato nel tempo che un ciclo si ricomincia.

- Poiché il lavoro indicato L_i dipende dalle dimensioni del cilindro, per ottenere un parametro che consenta un agevole confronto fra diversi motori, conviene considerare il LAVORO INDICATO PER CICLO E PER UNITÀ DI CILINDRATA, chiamato PRESSIONE MEDIA INDICATA P_{mi} .

$$P_{mi} = \frac{L_i}{V} = \frac{1}{V} \oint p dV$$

Si noti che la P_{mi} è anche quella pressione che, se agisse in modo costante sul pistone per la sola sola entesa come di espansione, produrrebbe tutto il lavoro indicato del ciclo L_i .

$$L = F \cdot s = (P_{mi} A_c) C = P_{mi} V = L_i$$

quindi si ottiene che:

$$P_i = \frac{P_{mi} V n}{\varepsilon}$$

che permette di valutare la potenza indicata di un motore, una volta stimato il relativo valore P_{mi} .

Però si definisce il RENDIMENTO INDICATO come il rapporto tra la potenza P_i e la potenza termica meno a disposizione del combustibile: $\dot{m}_c H_i$:

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_c H_i}$$

Indice dell'efficienza con cui il calore sviluppato dal combustibile è convertito nel lavoro meccanico, fatto dalle pressioni dei gas nello stantuffo.

⇒ Il RENDIMENTO ORGANICO η_o permette di paragonare le grandezze indicate a quelle effettive, tenendo conto del fatto che una parte della potenza ceduta dal fluido di lavoro al pistone entro il cilindro, deve essere spesa per vincere l'attrito tra i principali accoppiamenti cinematici del motore e per trasmettere tutti gli accenti indispensabili per il suo funzionamento.

Indicando con P_e la potenza effettiva disponibile nell'elmo motore e con P_i la potenza indicata

si ha:

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

Introduciamo il concetto di PRESSIONE MEDIA EFFETTIVA P_{me}

Un parametro adimensionale che evita queste complicazioni si ottiene facendo riferimento all'energia che le portate di combustibile convertono nell'unità di tempo. Quindi avendo H_i il potere calorifico inferiore si ha:

$$c_{se} = \frac{\dot{m}_c H_i}{P_e}$$

CONSUMO SPECIFICO DI ENERGIA PER
PRODURRE L'UNITÀ DI LAVORO UTILE

Il reciproco rappresenta il RENDIMENTO GLOBALE η_g del motore.

$$\eta_g = \frac{1}{c_{se}} = \frac{P_e}{\dot{m}_c H_i} = \frac{1}{H_i c_{se}}$$

misura l'efficienza con cui l'energia contenuta nel combustibile è convertita in lavoro meccanico disponibile nell'albero.

Velocità tipici di η_g sono:

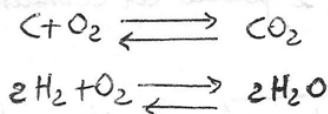
- motori Otto per trazione automobilistica 0,30 ÷ 0,40
- motori Diesel per trazione pesante 0,40 ÷ 0,50
- motori Diesel per impianti fissi 0,45 ÷ 0,55

→ DISSOCIAZIONE

La combustione si sviluppa inizialmente con una forte velocità di reazione per cui la formazione dei composti è rapida. Non appena si formano CO_2 ed H_2O , si produce un aumento di temperatura e come delle quali i composti iniziano a dissociarsi nei loro elementi.

La concentrazione degli elementi che costituiscono il combustibile, che era massima all'inizio della combustione, diminuisce gradualmente man mano che prosegue la combustione e quindi diminuisce la velocità della reazione di formazione di CO_2 ed H_2O . Contemporaneamente aumenta la concentrazione di quest'ultimo che incide sulla velocità di dissociazione.

Nelle seguenti reazioni:



Si raggiunge quindi uno stato di equilibrio nelle quale la velocità di formazione è uguale a quella della dissociazione, equilibrio variabile con la temperatura.

La dissociazione aumenta con la temperatura, prima lentamente e poi con rapidità molto maggiore.

Quando i gas si dissociano anzitutto colgono colore causando una diminuzione del colore sviluppato dalla combustione e quindi della temperatura raggiunta nel motore.

Relazioni analoghe a quelle appena trovate per le grandezze effettive, si possono ricavare per quelle indicate:

$$P_i = \eta_i \cdot m_c \cdot H_i$$

si ha quindi:

$$P_i = \eta_i \frac{H_i}{\alpha} \lambda v V p_e \frac{\kappa}{\varepsilon}$$

↳ legge che potenze indicate sviluppata in principali parametri caratteristici del motore.

l'espressione della potenza media indicata sarà:

$$P_{mi} = \eta_i \frac{H_i}{\alpha} \lambda v p_e$$

Un confronto tra le relazioni viste permette di esprimere il rendimento globale del motore come prodotto di quello organico per quello indicato

$$\eta_g = \eta_o P_i / m_c H_i = \eta_o \eta_i$$

□

⇒ CLASSIFICAZIONE DEI MOTORI ALTERNATIVI

I motori possono essere classificati in vario modo:

- A seconda del sistema di accensione del combustibile in:
 - motori ad accensione comandata
 - motori ad accensione per compressione.
- A seconda del ciclo indicato
 - motori a 4T
 - motori a 2T
- A seconda del sistema di iniezione del combustibile in:
 - motore a carburazione
 - motore a iniezione
- A seconda del sistema di alimentazione in
 - motori ad aspirazione naturale
 - motori sovralimentati.

I motori ad ACCENSIONE COMANDATA sono motori a benzina, a carburazione e proporzioni di riempimento.

I motori ad ACCENSIONE PER COMPRESSIONE sono motori a nafta, a iniezione ed a combustione prodotta (dell'iniezione).

per cui il ciclo Otto teorico è solo quello chiuso.

Il RENDIMENTO TERMICO IDEALE η_E del ciclo Otto è perciò:

257

$$\eta_E = 1 - \frac{1}{p^{K-1}}$$

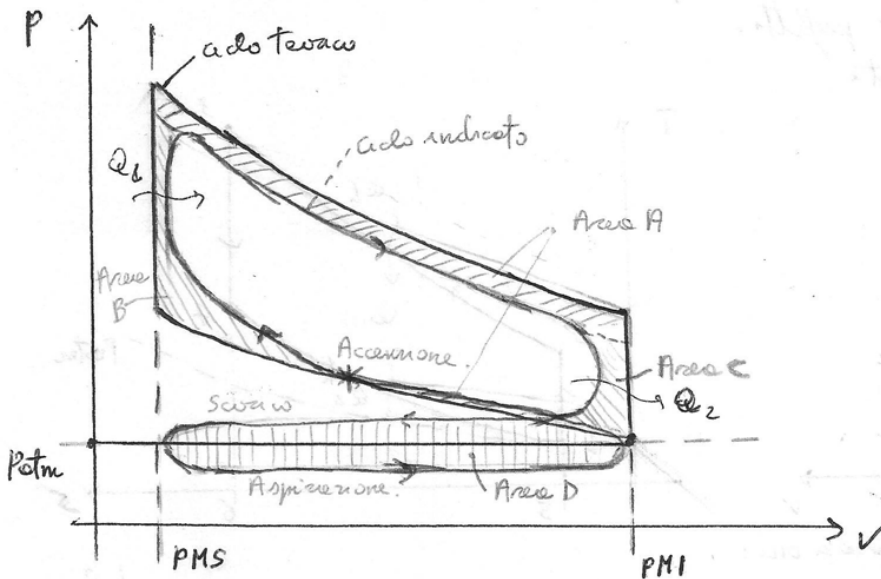
dove $p = \frac{V_1}{V_2}$ è il rapporto volumetrico di compressione.

se p aumenta \uparrow si ha che η_E aumenta \uparrow

se K diminuisce \downarrow si ha che η_E diminuisce \downarrow

⇒ Ciclo reale

Il ciclo reale rispetta le reali condizioni di funzionamento di un motore e si identifica con il diagramma delle pressioni misurate nel cilindro in corrispondenza delle varie posizioni dello stantuffo. Tale diagramma è detto DIAGRAMMA INDICATO e viene tracciato tramite uno strumento detto indicatore.



Tra ciclo indicato e il ciclo teorico esistono varie differenze ma in termini di forme che di Temperature e pressioni.

Le differenze di forma del ciclo sono dovute:

- Perdite di calore: nel ciclo teorico sono nulli, ma nel reale non sono trascurabili. Poiché il cilindro e la testata sono raffreddate e una parte di calore trasmesso dal fluido alle pareti. Le linee di compressione e di espansione non sono adiabatiche ma politropiche con esponente $m \neq K$
 $m > K$ per l'espansione.
 $m < K$ per la compressione.
 Si ha una perdita di lavoro utile corrispondente all'area A.

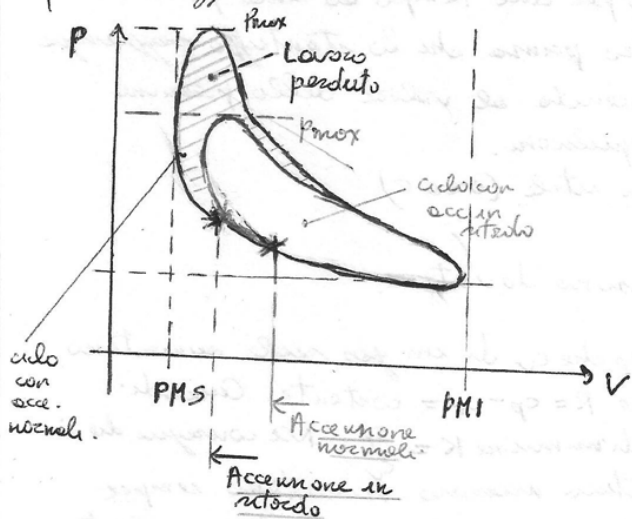
Inoltre durante la corsa di aspirazione, la pressione del cilindro è minore di quella che si ha nelle corse di scoppio. Di solito, durante l'aspirazione la pressione è minore di quella atmosferica e durante lo scoppio superiore. Si crea quindi un'area negativa (area D) che corrisponde a lavoro perduto.

Tale lavoro perduto è detto LAVORO DI POMPAGGIO e viene considerato come lavoro perso per effetto.

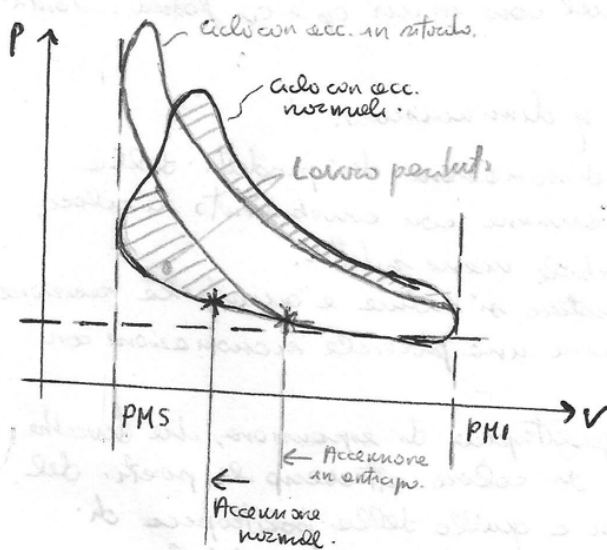
⇒ Influenza del tempo di accensione

L'accensione deve avvenire prima del PMS affinché la combustione, che richiede un certo tempo per completarsi, si compia in modo pressurizzato e quello teorico ($ov = cost$). L'istante dell'accensione viene stabilito sperimentalmente per tentativi in corrispondenza della potenza massima ottenibile al limite della detonerazione.

La scintilla si deve far scoccare nell'istante in cui la pressione è la metà di quella raggiunta nel PMS.



Se la scintilla scocca in ritardo, la combustione avviene dopo il PMS e la pressione massima si raggiunge quando lo stentuffino è allontanato dal PMS ed il suo volume è quindi più basso del normale e l'area del ciclo si riduce.



Se la scintilla scocca in anticipo, la combustione avviene in gran parte prima del PMS. La pressione massima raggiunge un valore superiore al normale ed il ciclo si deforma emettendo suono e generando un lavoro perduto.

⇒ Ciclo Otto a piena apertura e a parziale apertura

piena apertura ~ farfolla del carburatore completamente aperta

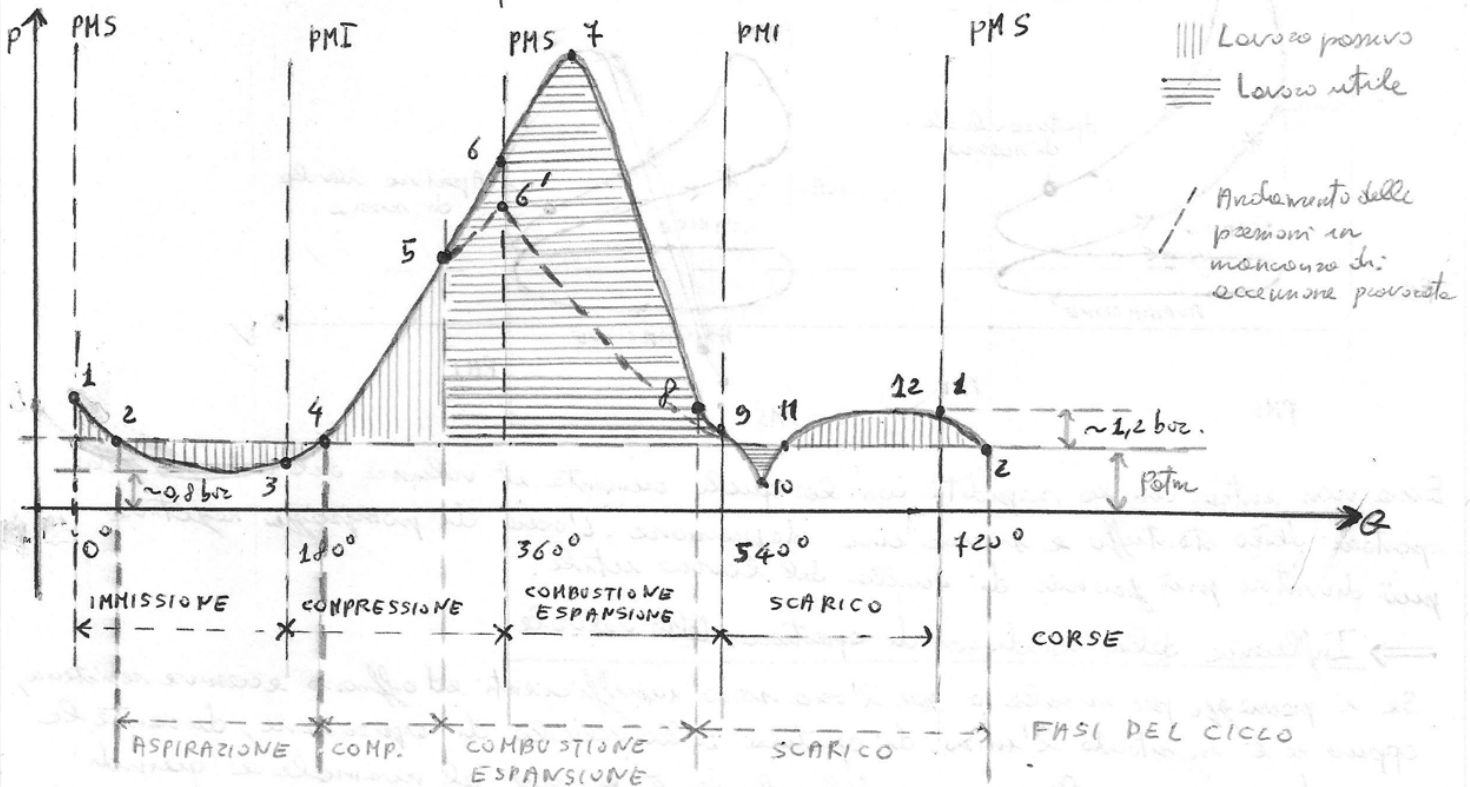
apertura parziale ~ farfolla in parte chiusa

Se la farfolla è tutta aperta, la resistenza al passaggio dell'aria è minima e quindi entra la massima quantità di miscela. L'area positiva che rappresenta il lavoro utile è quindi massima. Se la farfolla è in parte chiusa entra una quantità di miscela minore e quindi il lavoro fatto dal fluido è minore e quindi l'area positiva è più piccola.

→ Diagramma delle pressioni in funzione degli spostamenti angolari dell'albero motore per un motore a 4T

condensiamo il diagramma delle pressioni tracciato in funzione degli spostamenti angolari della manovella.

Nel ciclo reale le trasformazioni non avvengono, come nel ciclo teorico, entro i limiti rappresentati dai punti morti, per cui le fasi del ciclo si compiono per angoli di manovella diversi rispetto a quelli che corrispondono alle corse totali dello stantuffo.



• IMMISSIONE ~ All'inizio delle corse di aspirazione 1-2, all'interno del cilindro si trova una pressione di poco maggiore a quella atmosferica perché non è ancora terminata la fase di scarric. In 2 lo stantuffo, nella sua corsa verso il PMI richiama una massa d'aria attraverso la valvola di aspirazione aperta a tempo opportuno. A causa delle resistenze dei condotti si ha una pressione minore di quella esterna (depressione all'aspirazione). Tale fase rappresenta del lavoro positivo. Quando in 3 lo stantuffo arriva alle corse al PMS, all'interno del cilindro si trova ancora in depressione e quindi viene introdotto ancora fluido finché in 4 si verifica l'uguaglianza fra la pressione interna e quella atmosferica. Si chiude quindi in 4 la valvola di aspirazione ed inizia la fase di compressione.

• COMPRESSIONE ~ avviene nella fase 4-5. Perché la combustione per completarsi richiede un certo tempo, si fa avvenire l'eccensione prima del PMS. Il punto 6' dà il valore massimo della pressione nel corso di avvenire dell'eccensione.

CICLO DIESEL

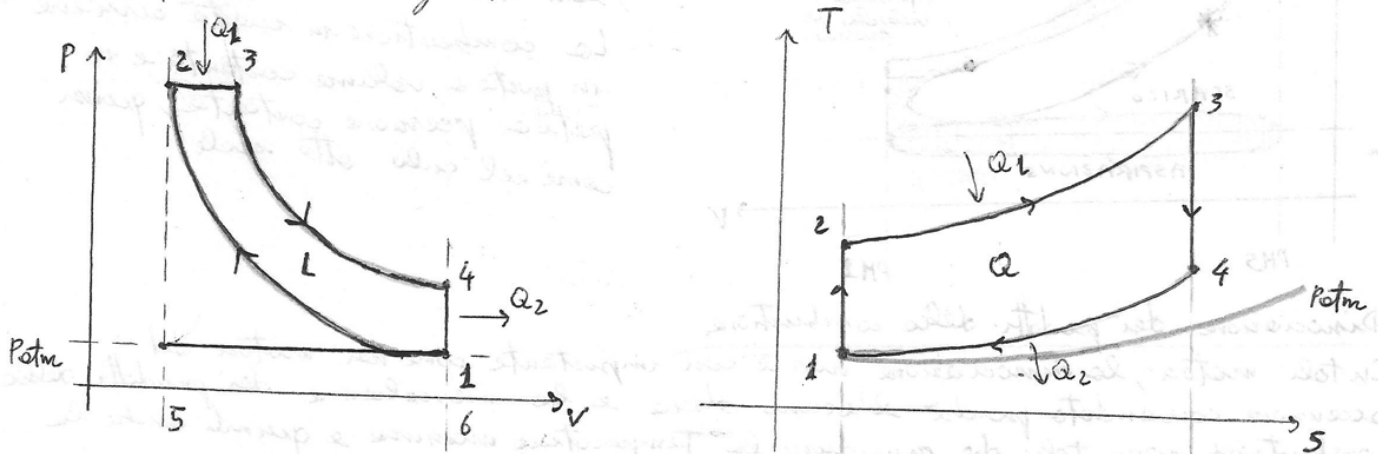
I motori ad eccezione per compressione basano il loro funzionamento sul ciclo Diesel, come un ciclo in cui la combustione avviene a pressione costante. I combustibili sono idrocarburi liquidi di caratteristiche superiori rispetto a quelle dei combustibili usati nei motori ad eccezione comandate e sono meno volatili. Poiché hanno una massa volumica superiore, sono detti combustibili liquidi pesanti. Il più noto è il gessolo.

L'alimentazione del combustibile avviene solo per iniezione.

Tali motori funzionano a 4T e 2T e quelli a 2T non presentano comuni di combustibile superiore e quelli dei 4T perché il lavorio nei cilindri è fatto con una pua e non con miscela combustibile; proprio per questo non si hanno perdite di combustibile attraverso lo scuro.

→ Ciclo teorico

Il ciclo teorico è il seguente:



La differenza fondamentale fra un ciclo Otto e un ciclo Diesel consiste nella fase d'introduzione del calore. Nell'Otto il calore è introdotto a volume costante, mentre nel Diesel a pressione costante.

Altre differenze è nel rapporto di compressione $\rho_{Otto} = 6 \div 10$, $\rho_{Diesel} = 14 \div 22$

Il ciclo Diesel ideale è formato da quattro trasformazioni:

- 1-2 compressione adiabatica.
- 2-3 introduzione di calore a pressione costante.
- 3-4 espansione adiabatica
- 4-1 espulsione di calore a volume costante.

Tralasciando i passaggi per determinarlo, il RENDIMENTO TERMICO IDEALE DEL CICLO DIESEL TEORICO è:

$$\eta_E = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \left[\frac{\tau'^{k-1}}{k(\tau'-1)} \right]$$

dove:

$$\tau' = \frac{V_3}{V_2} \Rightarrow \text{rapporto di combustione}$$

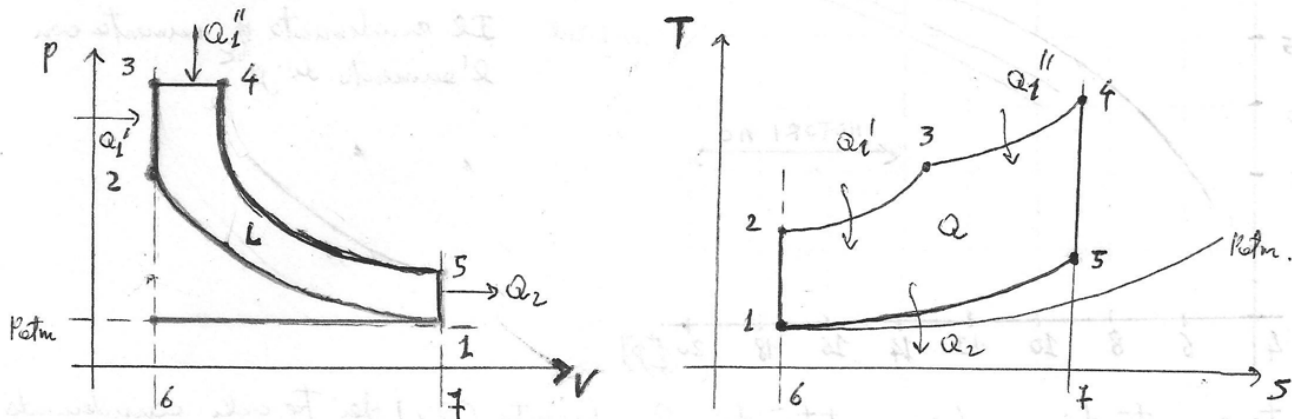
e $p = \text{costante}$

$$\rho = \frac{V_1}{V_2}$$

CICLO SABATHE'

265

Le reali condizioni di funzionamento dei motori sono lontane da quelle dei cicli ideali Otto e Diesel. Tali cicli sono caratterizzati da un ciclo misto in cui la combustione avviene in parte a volume costante e in parte a pressione costante. Tale ciclo è detto ciclo misto Sabathe'.



Le trasformazioni che avvengono in tale ciclo sono:

- 1-2 compressione adiabatica.
- 2-3 combustione a $v = \text{cost}$ dove si introduce Q_1'
- 3-4 combustione a $p = \text{cost}$ dove si introduce Q_1''
- 4-5 espansione adiabatica.
- 5-1 raffreddamento a volume costante del calore Q_2

Trascurando i perdaggi possiamo definire il RENDIMENTO TERMICO IDEALE DEL CICLO SABATHE' definito come:

$$\eta_E = 1 - \frac{1}{p^{k-1}} \cdot \frac{\tau \tau'^k - 1}{(\tau - 1) + k\tau(\tau' - 1)}$$

dove $p = \frac{v_1}{v_2}$; $\tau' = \frac{v_4}{v_3}$.

A parità di p , η_E è intermedio tra η_{EO} e η_{ED} .

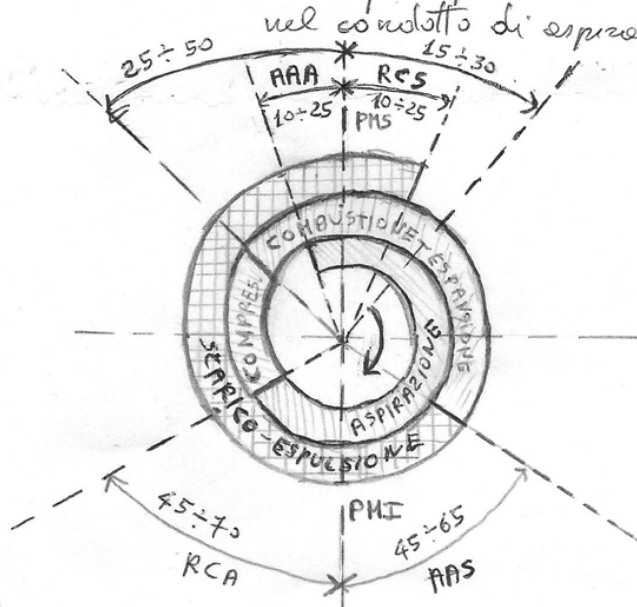
Se si aumenta Q_1' , η_E si avvicina ad η_{EO} , se si aumenta Q_1'' , η_E si avvicina a η_{ED} .

DIAGRAMMA DELLA DISTRIBUZIONE

Nello studio dei cicli ideali si suppone normalmente che l'apertura e la chiusura delle valvole avvenga istantaneamente in corrispondenza dei punti morti. In pratica le valvole si aprono e si chiudono in un tempo finito quando lo stantuffo è piuttosto lontano dai punti morti. In particolare, l'angolo dell'oleata delle valvole di scarric e la chiusura di quella di aspirazione sono generalmente distanti ($\approx 60^\circ$) dal PMI.

Nella pratica, i dati riguardanti i tempi di apertura delle valvole possono essere riassunti in un diagramma, nel quale si riportano gli istanti in cui incominciano ad aprirsi le valvole e quelli in cui si chiudono facendo riferimento ai punti morti. In particolare:

- Angolo (AAS) - anticipo con il quale viene aperta la valvola di scarric rispetto al PMI ha lo scopo di osservare la pressione dei gas combusti, prima dell'inizio della corsa di scarric, avvicinando a quella dell'ambiente esterno, senza però ridurre sensibilmente il lavoro di espansione.
- Angolo (RCS) - Il ritardo nella chiusura della valvola di scarric rispetto al PMS deriva dalle perdite con la quale si chiude la valvola e dell'opportunità di sfruttare l'inerzia dei gas combusti, resistenti per richiamare la carica fresca nel cilindro, grazie alle contemporanee aperture delle due valvole.
- Angolo (AAA) - Anticipo dell'apertura delle valvole di aspirazione rispetto al PMS. E' anch'esso una conseguenza della non istantaneità dell'apertura delle valvole. Infatti, perché la valvola sia sufficientemente aperta già al principio della corsa di aspirazione è necessario che l'angolo dell'oleata venga anticipato rispetto al PMS.
- Angolo (RCA) - Ritardo nella chiusura della valvola di aspirazione rispetto al PMI serve principalmente a sfruttare l'energia cinetica dei gas in moto nel condotto di aspirazione per favorire il riempimento del cilindro.



⇒ Consideriamo il diagramma della distribuzione per un MOTORE AD ACCENSIONE COMANDATA

- III Aspirazione
- III Compressione
- III Combustione - espansione
- # Scarico ~ espulsione

si ha che:

AAA = $10 \div 25^\circ$
 RCS = $10 \div 25^\circ$
 RCA = $45 \div 70^\circ$
 AAS = $45 \div 65^\circ$

(63) PRESTAZIONE DEI MOTORI AD ACCENSIONE PER COMPRESSIONE 269
4T ~ DIESEL

Nei motori ad accensione per compressione si aspira aria.
 Si ha a disposizione una cilindrata V . La densità dell'aria è ρ_a e la pressione è p_a [Kg/m^3].

La massa d'aria che si introduce ad ogni ciclo è pari a:

$$m_{a,ad} = \rho_a V$$

La MASSA REALMENTE INTRODotta è

$$m_a = \lambda V m_{a,ad} = \lambda V \rho_a V = \lambda V \frac{V}{V_a}$$

dove $\rho_a = \frac{1}{V_a}$, con V_a volume specifico dell'ambiente di aspirazione.

Dopo aver ammesso l'aria, essa viene compressa e con un certo anticipo avviene l'iniezione del combustibile. La QUANTITA' DI COMBUSTIBILE INTRODotta è definita come:

$$m_b = \frac{m_a}{\alpha} = \lambda V \frac{V}{V_a \alpha}$$

con α , densità.

Ad ogni ciclo si ha a disposizione una certa energia. Indichiamo con ΔE_u la quantità di energia interna utile, che sarà pari a:

$$\Delta E_u = m_b H_i = \lambda V \frac{V}{\alpha V_a} H_i$$

Il LAVORO UTILE OTTENIBILE ad ogni ciclo è definito come:

$$L_u = \eta_u \Delta E_u = \eta_u \lambda V \frac{V}{\alpha V_a} H_i$$

Possiamo quindi definire la PRESSIONE MEDIA EFFETTIVA P_{me} :

$$P_{me} = \frac{L_u}{V} = \eta_u \lambda V \frac{H_i}{\alpha V_a}$$

con V unità di cilindrata.

osserviamo che P_{me} non è una particolare pressione del ciclo ma indica quella pressione che se agisse in modo costante sul pistone per lo intero corso di espansione, produrrebbe tutto il lavoro indicato del ciclo.

La P_{me} può quindi essere scatta come:

$$P_{me} = \eta_{lim} \eta_{ci} \eta_o \lambda v \frac{H_i}{\alpha V_o} \quad \text{--- formula valida per i 4T}$$

Per i motori ad accensione per compressione e 2T si deve considerare l'aria che rimane all'interno e l'aria che viene espulsa con il lavaggio. A seconda dell'aria considerata, l'espressione cambia.

Il CONSUMO SPECIFICO q_b è definito come:

$$q_b = \frac{m_b}{P_u} = \frac{m_b H_i}{P_u H_i} = \frac{1}{\eta_u H_i}$$

essendo:

$$\eta_u = \frac{P_u}{m_b H_i}$$

Potremo anche scrivere:

$$\eta_u = \frac{J_u}{m_b H_i} = \frac{J_u i^{n/m}}{m_b H_i i^{n/m}} = \frac{J_u i}{m_b H_i} \frac{n}{m}$$

Si deduce quindi che q_b ed η_u sono inversamente proporzionali.

q_b deve essere il più basso possibile; mentre η_u il più alto possibile.

$$m_b = \lambda v(G) \frac{p_m V}{1 + \alpha} = \lambda v(G) \frac{V}{(1 + \alpha)/V_m}$$

poiché $p_m = 1/V_m$

Il VOLUME MASSICO è definito come:

$$V_m = \frac{\text{Volume}}{\text{Masse}} = \frac{m_a V_a + m_b V_b}{m_a + m_b} = \frac{\alpha m_b V_a + m_b V_b}{\alpha m_b + m_b} = \frac{\alpha V_a + V_b}{\alpha + 1} = \frac{V_a (\alpha + \frac{V_b}{V_a})}{\alpha + 1}$$

Introduciamo la DENSITA' DEL COMBUSTIBILE RELATIVA ALL'ARIA:

$$\delta = \frac{p_b}{p_a} = \frac{V_a}{V_b}$$

si ottiene:

$$V_m = \frac{V_a (\alpha + \frac{1}{\delta})}{\alpha + 1}$$

quindi la masse del combustibile per unità di volume:

$$m_b = \lambda v(G) \frac{V}{(1 + \alpha)} \frac{(\alpha + 1)}{V_a (\alpha + \frac{1}{\delta})} = \lambda v(G) \frac{V}{V_a (\alpha + \frac{1}{\delta})}$$

Si definisce la PRESSIONE MEDIA EFFETTIVA p_{me} per combustibile gassoso:

$$p_{me} = \eta_u \lambda v \frac{H_i}{V_a (\alpha + \frac{1}{\delta})}$$

Possiamo definire il rapporto:

$$\frac{\lambda_{vc}}{\lambda_{vi}} = \frac{\lambda_{vc}}{\lambda_{vc}^*} \cdot \frac{\lambda_{vc}^*}{\lambda_{vi}}$$

dove:

$\lambda_{vc} \Rightarrow$ è riferito ad un motore a combustione (miscele \rightarrow aria + combustibile) motore ed accensione comandate \rightarrow combustibile gassoso.

$\lambda_{vi} \Rightarrow$ è riferito ad un motore ad iniezione (si comprime solo l'aria) motore ed accensione per compressione \rightarrow combustibile liquido.

$\lambda_{vc}^* \Rightarrow$ coefficiente di riempimento λ_{vc} senza considerare il raffreddamento dell'aria dovuta alla vaporizzazione del combustibile \rightarrow liquido che evapora ma ha un valore di vaporizzazione nullo \rightarrow combustibile fittizio.

$$\frac{\lambda_{vc}^*}{\lambda_{vi}} = \frac{\alpha V - V_b x}{\alpha V} = \frac{\alpha (V - V_b \frac{x}{\alpha})}{\alpha V} = \frac{V - \frac{x}{\alpha}}{V} = \frac{\delta - \frac{x}{\alpha}}{\delta} = 1 - \frac{x}{\alpha \delta}$$

$\frac{V}{V_b} \approx \delta$

caso:

$$\frac{\lambda_{vc}^*}{\lambda_{vi}} = 1 - \frac{x}{\alpha \delta}$$

Tale rapporto quindi non tiene conto dell'effetto termico dovuto all'evaporazione, infatti λ_{vc}^* tiene conto del fatto che il combustibile occupa un volume di vapore, ma non considera il raffreddamento. Gli effetti termici interverranno su $\lambda_{vc}/\lambda_{vc}^*$

⇒ Enumeriamo il termine $\lambda_{vc}/\lambda_{vc}^*$

Possiamo scrivere:

$$\frac{\lambda_{vc}}{\lambda_{vc}^*} = \frac{m_{oc}}{m_{oc}^*} = \frac{p'V}{pV} = \frac{p'}{p}$$

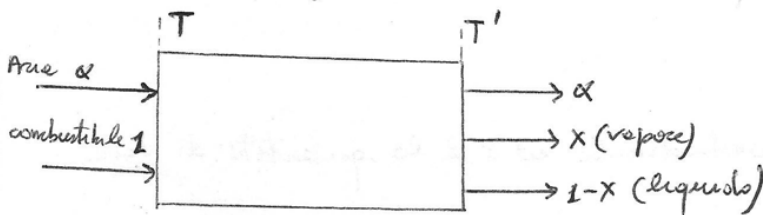
p' → densità nel cilindro nel caso reale
 p → densità nel cilindro nel caso ideale, senza alcun membro termico (non c'è evaporazione)

essendo: $p = \frac{p}{RT}$ si ha che:

$$\frac{\lambda_{vc}}{\lambda_{vc}^*} = \frac{p'}{p} = \frac{p'}{RT'} \frac{RT}{p} = \frac{T}{T'}$$

T' → è la temperatura che si realizza dopo l'umore tra vapore e benzina.

Supponendo che il sistema sia isolato rispetto all'esterno il modello che rappresenta il sistema è il seguente:



$$\alpha c_p T + 1 c_b T = \alpha c_p T' + (1-x) c_b T' + x (c_b T' + r)$$

\downarrow capacità termica del combustibile liquido $\downarrow \approx 0$ \downarrow calore di vaporizzazione.
 \downarrow entalpia di vaporizzazione.

quindi:

$$T(\alpha c_p + c_b) - x r = T'(\alpha c_p + c_b)$$

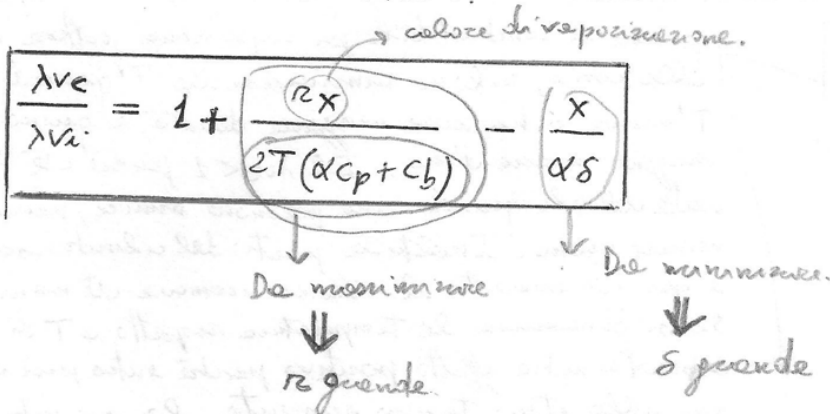
Consideriamo entrambi i termini si ottiene:

277

$$\frac{\lambda_{vc}}{\lambda_{vi}} = \frac{\lambda_{vc}}{\lambda_{vc}^*} \frac{\lambda_{vc}^*}{\lambda_{vi}}$$

$$\frac{\lambda_{vc}}{\lambda_{vi}} = \left(1 + \frac{rX}{2T(\alpha C_p + C_b)} \right) \left(1 - \frac{X}{\alpha \delta} \right)$$

sviluppendo i calcoli si ottiene:

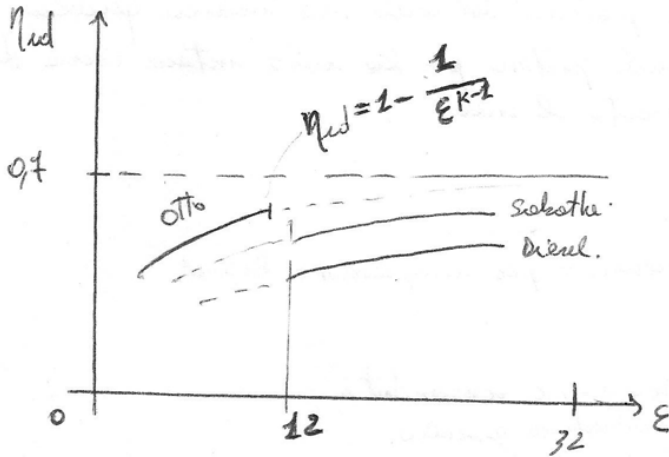


Operiamo da noi vuole essere $\left| \frac{\lambda_{vc}}{\lambda_{vi}} \right| \geq 1$ e quindi si considerano combustibili con elevato r ed elevato δ.

Ad esempio l'alcol ha un elevato r quindi raffredda molto, infatti il suo utilizzo permette anche la riduzione delle temperature di testate e valvole.

Potremmo confrontare η_{id} per i tre casi, e parate di ϵ si ottiene:

279



Il caso otto presenta il η_{id} maggiore. Per gli altri casi si devono definire dei τ, τ' opportuni: τ per il Dienel e τ, τ' per il Sobotta.

Rendimento limite η_{lim}

Il rendimento limite considera il flusso reale e le trasformazioni del ciclo ideale.

E' definito come:

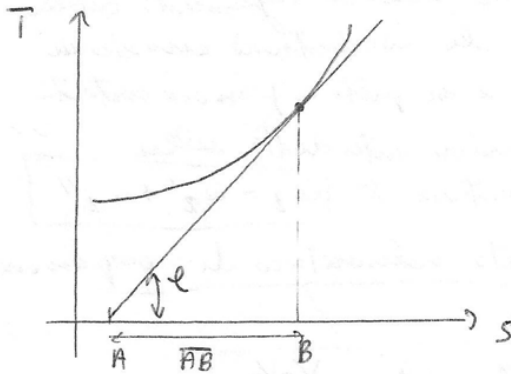
$$\eta_{lim} = \frac{P_{lim}}{4 \dot{E}_u} = \frac{P_{lim}}{m_b H_r}$$

E' influenzato:

- Variazione delle capacità termiche $c_v, c_p, f(T)$
- Dimensione
- Variazione della costante elastica dei gas $R' \neq R$

⇒ Variazione della capacità termica con la temperatura.

Considerando un diagramma $T-s$ la capacità termica è definita come:



$$c = \frac{T}{T \Delta s}$$

se la curva in questione è un'isobara c_p un'isocora c_v

considerando una macchina in cui il fluido è reale si avrà una legge:

$$T V^{K_0-1} = \text{cost} \quad e \quad -DT/c_v$$

L'esponente K_0 è ricavato come segue:

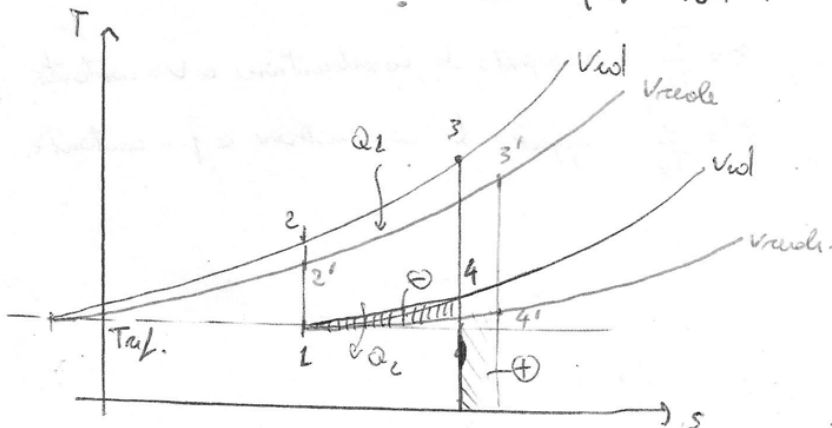
$$\begin{cases} c_p = c_{p0} + DT \\ c_v = c_{v0} + DT \end{cases} \Rightarrow R = c_p - c_v = c_{p0} - c_{v0} \Rightarrow \boxed{K_0 = \frac{c_{p0}}{c_{v0}}}$$

Quindi l'isocora reale 1-4' è caratterizzata da una retta tangente da esse Tangente è uguale a quella ideale.

Si ha per ipotesi che:

$$\overline{23} = \overline{2'3'}$$

e parte di calore intercambiato Q_2 quindi si determina $3'$ e tracciando la verticale da $3'$ si trova $4'$ come intersezione con l'isocora reale.



Per i gas perfetti in h.c.

$$pV^k = \text{costante}$$

$$TV^{k-1} = \text{costante}$$

281

per i gas reale

$$TV^{k_0-1} = \text{cost} e^{-D7/CV_0}$$

$$\text{con } K_0 \equiv \frac{C_{p0}}{C_{v0}}$$

Consideriamo:

$$R = \frac{R}{\mu} \text{ gas combusti.}$$

$$R' = \frac{R}{\mu'} \text{ gas reagenti.}$$

perché $\mu' < \mu$

$$R' > R$$

l'effetto è il seguente:

$$p_2 v_2 = R T_2$$

$$p_3 v_3 = R T_3$$

$$\Rightarrow \frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

con ideale

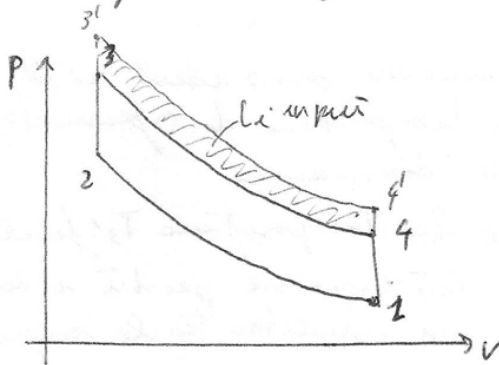
$$p_2 v_2 = R' T_2$$

$$p_3 v_3 = R' T_3'$$

$$\Rightarrow \frac{p_3'}{p_2} = \frac{R'}{R} \frac{T_3'}{T_2}$$

con limite

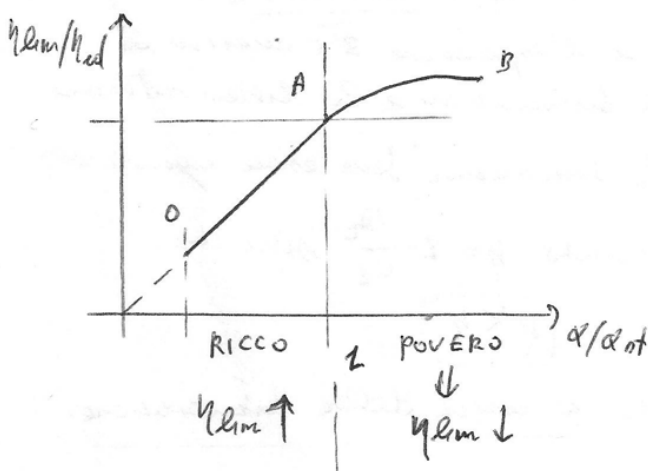
$$\Rightarrow > 1$$



Quindi, anche un aumento di pressione rispetto al caso ideale, quindi l'aumento del lavoro, quindi aumenta il lavoro ed il rendimento.

Le tre cause di perdita dell' η_{lim} ne generano nel suo complesso una riduzione.

⇒ Possiamo considerare l'andamento del η_{lim} in funzione delle sostanze α



• Se c'è eccesso d'aria, e quindi una riduzione di combustibile, la temperatura di fine combustione diminuisce, e quindi sono minimi gli effetti delle diluizioni.

η_{lim} aumenta ⇒ tratto OA

• se invece non vi è ossa e sufficiente per l'ossidazione completa, che:

η_{lim} diminuisce ⇒ tratto AB.

vi è un valore di α/α_{st} al di sotto del quale non avviene la combustione (punto O) perché non vi è ossa e sufficiente.

Possiamo scrivere:

$$\eta_{lim} = \frac{\eta_{lim}}{\eta_{lim, st}} = \frac{\eta_{lim}}{\eta_{lim, st} \frac{\alpha/\alpha_{st}}{\alpha}} = \frac{\alpha}{\alpha_{st}} \eta_{lim, st}$$

$$\text{con } \alpha = \alpha_{st} \frac{m_{bst}}{m_s}$$

Si evita in tal modo di avere il fenomeno dell'interapprestività che può provocare un aumento della temperatura di scacco con il rischio di bruciare le valvole. L'anticipo di accensione dipende dal numero di giri e dalla durata della miscela che influenza la temperatura di combustione.

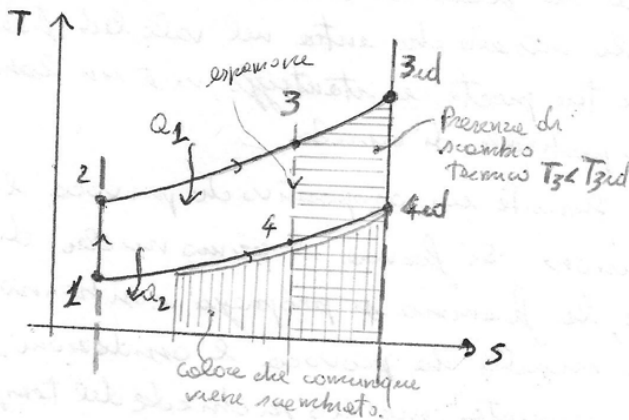
Nella situazione ideale, tutta l'energia dovrebbe essere fornita al PMS, ma ciò non è possibile e si fa in modo che l'energia venga distribuita equamente prima e dopo del PMS (e cavallo di ferro).

I rendimenti η così peggiora perché aumenta α_2

⇒ Scambi termici con le pareti.

Vi è, nel ciclo reale, lo scambio termico tra pareti e gas per la presenza del lubrificante. Una prima ipotesi è che:

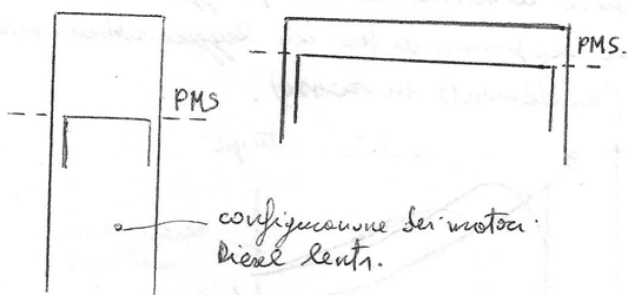
se avviene lo scambio termico non si raggiunge la T_{3id} , ma la $T_3 < T_{3id}$ e si ha cessione di calore all'esterno. Si riduce quindi il lavoro del ciclo con lo scambio termico ed alla massima temperatura si scambia tutto.



Altra ipotesi è che al termine dell'espressione si ammetta lo scambio termico ⇒ le due aree rosse e blu devono essere uguali e quindi non vi è variazione di lavoro e di rendimento.

La situazione reale è una via di mezzo tra le prime ipotesi peggiorative e le seconde ipotesi migliorative. Lo scambio termico si distribuisce tra le due situazioni.

Per ridurre lo scambio termico con le pareti si può giocare sulla geometria del motore.



considerando l'esempio e conto si vede come il volume delle camere nei due casi è lo stesso, ciò che interessa è la superficie di scambio, più essa è piccola meglio è.

• Consideriamo un motore ad accensione comandata:

$$\dot{Q} = K S \Delta T_m = K S (T_g - T_p)$$

Devo non fornire alcuna informazione, me va confrontato con $\dot{Q}/m \cdot H$ perché interessa la frazione persa rispetto a quella interdetta.

Coefficiente globale di scambio termico dalle pareti

temperatura delle pareti e dipende dal sistema di controllo di esse
temperatura dei gas e dipende dalla loro quantità e dalla durata.

Superficie di scambio, non costante.

per cui:

$$\frac{m_{\text{larve}}}{m_{\text{ov}} = 1 - \frac{m_{\text{f}}}{m_{\text{e}}} = 1 - \frac{\text{cost}}{m_{\text{e}}}$$

le foglie diventano impovertite e basso numero di grani.

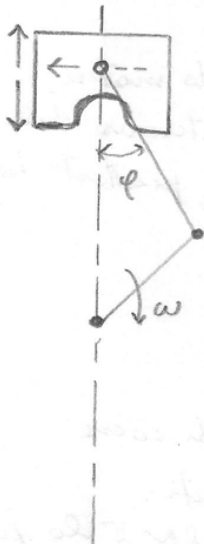
285

Se f si considera costante, se così non fosse, la funzione g comprendrebbe l'esempio di manovella. E' una scelta il parametro f , cioè $g(\epsilon, f)$.
Quindi: $\bar{K} = f \cdot K'$ ed allora:

$$\mathcal{L}'_{\text{ottato}} = P_{\text{max}} V \cdot \bar{K}$$

dove \bar{K} comprende tutti i termini costanti.

⇒ Lavoro d'ottato delle masse inerti.



Si ha: $F_{\text{ott}} = m_{\text{ott}} \cdot \omega^2 r \cdot g(\epsilon)$

↳ valvole centrifuga

F_{ott} dovuto anche bilanciata delle manovelle la cui forza viene scomposta nelle sue componenti. La componente orizzontale provoca una forza d'ottato. Il lavoro d'ottato dovuto a queste perdite è dato da:

$$\mathcal{L}''_{\text{ott}} = m_{\text{ott}} \omega^2 K''$$

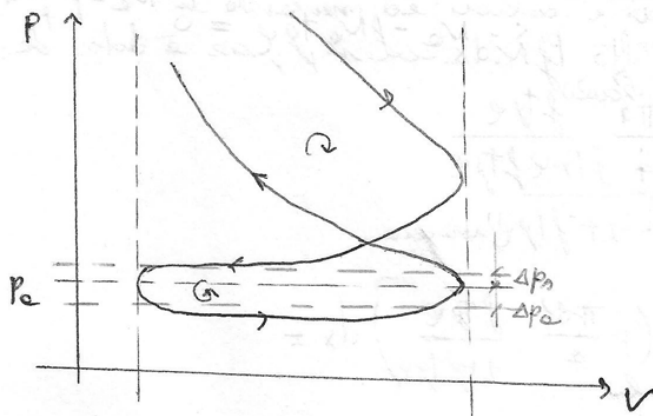
con m_{ott} si indica la massa ridotta allo stesso punto ed oscillante.

⇒ Lavoro d'ottato degli eccentri.

Il lavoro d'ottato dovuto agli eccentri dipende dalle cilindrate, cioè dalle dimensioni del motore.

$$\mathcal{L}'''_{\text{ott}} = k''' V$$

⇒ Lavoro d'ottato del fluido motore



Si consideri un motore a 4T e si suppone di individuare una differenza di pressione del fluido allo scavo rispetto alla pressione ambiente. Possiamo scrivere:

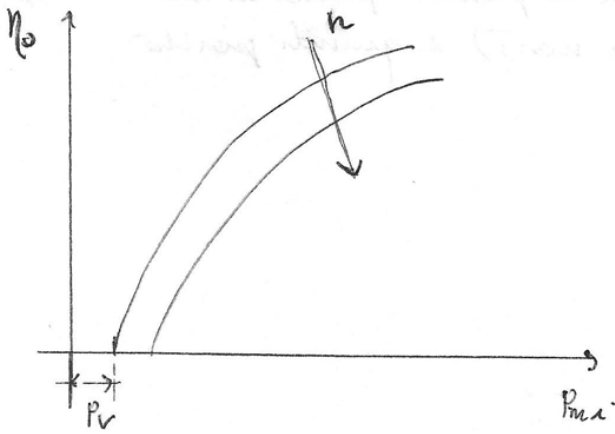
$$\mathcal{L}^{IV}_{\text{ott}} = (\Delta P_s + \Delta P_a) V$$

dove ΔP_a e ΔP_s rappresentano le cadute di pressione all'aspirazione e allo scavo.

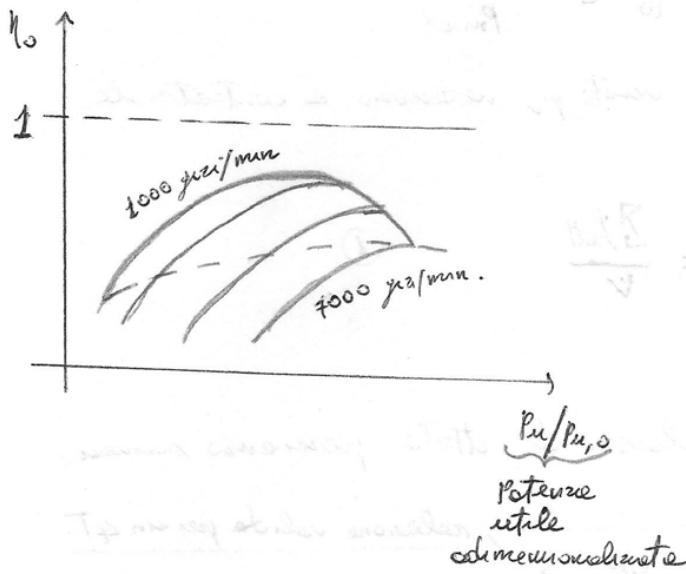
Quindi:

$$\Delta p \propto p c^2 \propto p \omega^2$$

La portata da aspirazione lo scavo risulta dalle valvole e quella da spinta lo scavo ed è quindi legata alla velocità dello stantuffo



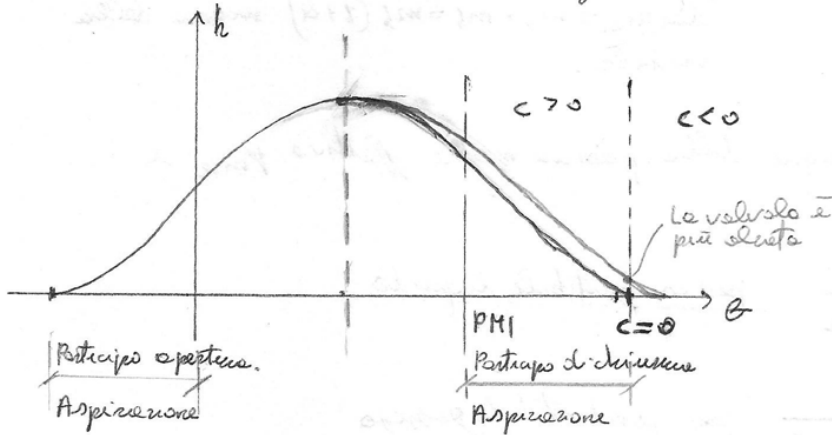
Considerando $n = \text{costante}$,
 all'aumentare della P_{max} la
 pressione massima P_{max} aumenta
 perché aumenta la pressione in
 camera. Quindi le perdite
 diventano meno importanti all'
 aumentare del w_{max} ed. il
 rendimento η_{0} cresce.



Tale grafico mostra le principali
 influenze, nel pannello dei dati ed
 altri regimi.
 In condizioni di pieno w_{max} il
 rendimento η_{0} come da 0,9 e 0,7
 sono mostrate le condizioni di
 utilizzazione e regime in steady.

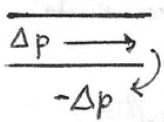
2/9

La valvola ha una legge delle elate. Se si fa un postcipo superiore allora si ha un peso in cui il fluido esce fuori; però durante tutte le fasi di operazione si ha un'elate superiore quindi minore portata per la minore. Se il numero di giri è superiore, c'è una parte di fluido che non riesce ad entrare perché si chiude la valvola \rightarrow rifiuto; se il numero di giri è inferiore, la valvola rimane aperta ed il fluido rotorna un po' indietro \rightarrow reflusso

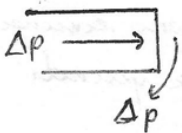


\Rightarrow Fughe

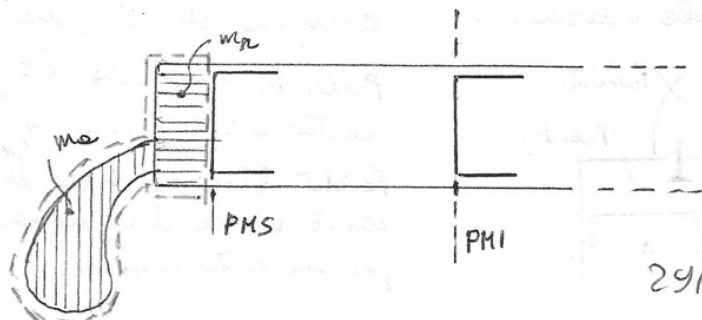
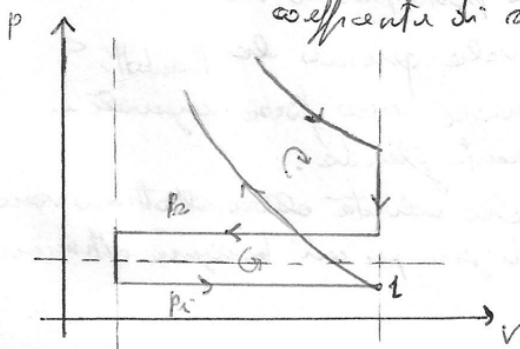
\Rightarrow Pulsazioni delle coarctate



osserviamo che se il fluido trova la valvola aperta, torna indietro una perturbazione di pressione che ha segno opposto.

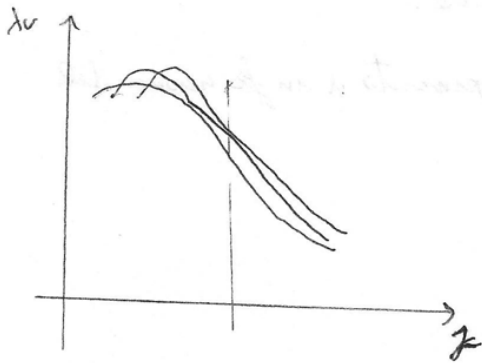


Quando il fluido incontra una valvola chiusa si fa sì che il segnale di pressione torni indietro (con lo stesso segno). Il fluido entra nel condotto, oltre alla valvola chiusa e così non propaga una sovrappressione in verso opposto, che invece in ambiente aperto, quindi si propaga una depressione che oltre alla valvola ancora chiusa che quindi ripro la depressione che oltre all'ambiente e diventa una sovrappressione che può essere sfruttata aprendo la valvola. La pulsazione deve essere sfruttata nel momento giusto. Considerando il 1° principio in forma lagrangiana applicato al sistema trattato si scrive alla seguente relazione del coefficiente di rendimento:



La situazione migliore materialmente se si esprime λ_v in funzione di un parametro z , detto GULP FACTOR definito come:

293

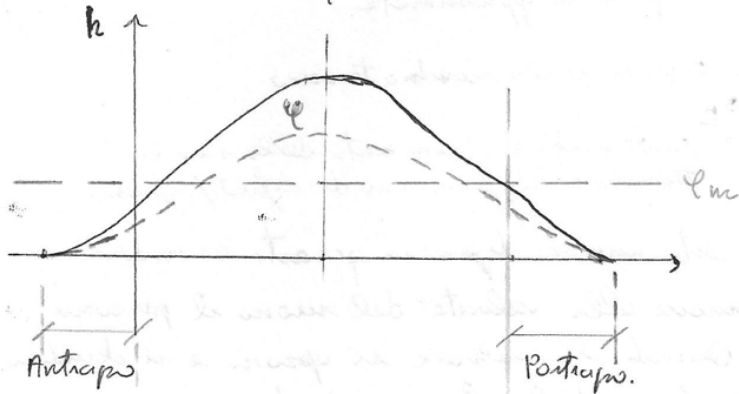


$$z = \left(\frac{d}{dv} \right)^2 \frac{u}{c_s} \frac{1}{\varphi_m}$$

dove:
 $u \Rightarrow$ velocità dello stantuffo
 $c_s \Rightarrow$ velocità del suono $c_s = \sqrt{KRT}$
 $\varphi_m \Rightarrow$ coefficiente medio di attrito.
 $d \Rightarrow$ diametro.
 $dv \Rightarrow$ diametro della valvola

In tal modo si ottengono curve molto vicine tra di loro per motori differenti da poter quindi essere confrontati.

L'utilizzo di φ_m impone però dei vincoli obbligati a bloccare con lo stesso anticipo e posticipo.



L'andamento di z dipende anche dalla temperatura ambiente T_{amb} .

Infatti:

$$z \propto \frac{1}{c_s} \propto \frac{1}{\sqrt{KRT}}$$

quindi, aumentando T , diminuisce z ed aumenta λ_v

Quindi, variando z con c_s e quindi T e di conseguenza sperimentalmente si trova:

$$\lambda_v \propto T \Rightarrow \text{per cui la variazione della temperatura ambiente influenza } \lambda_v$$

Perché $m_{e,d} \propto \frac{P}{RT}$ se aumenta T diminuisce $m_{e,d}$. Quindi, essendo:

$$\lambda_v = \frac{m_{e,d}}{m_e} \Rightarrow m_{e,d} = \lambda_v m_e \text{ e } \lambda_v \text{ da diminuire } m_e.$$

Per questo allora risulta:

$$m_e \propto \lambda_v \frac{1}{T} \propto \sqrt{T} \cdot \frac{1}{\sqrt{T}} = \propto \frac{1}{\sqrt{T}}$$

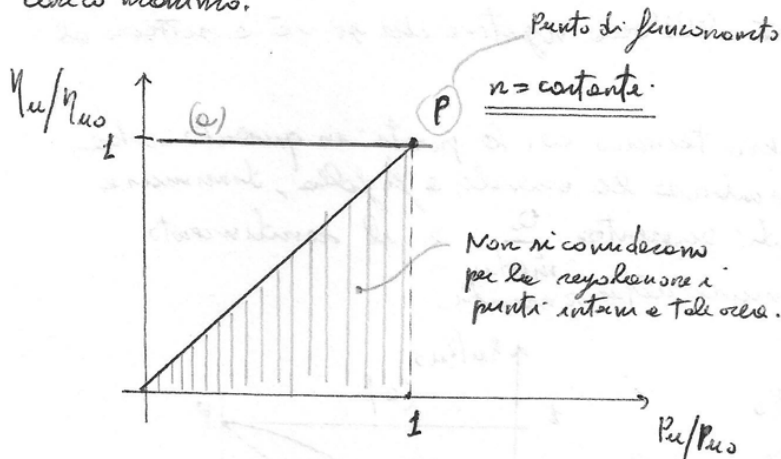
cioè la massa deve essere:

$$m_e \propto \frac{1}{\sqrt{T}}$$

(69) REGOLAZIONE DEI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

Si fa riferimento alla caratteristica di regolazione (η_u, P_u) ottenuto a numero di giri costante e $n = \text{costante}$.

La caratteristica di regolazione è opportunamente adimensionata, e si indica con η_{u0} il rendimento utile a carico nominale e P_{u0} la potenza richiesta a carico nominale.



La regolazione ottimale è data dall'orizzontale (a).

Possiamo scrivere:

$$P_u = p_{me} \cdot iV \frac{n}{m} \quad \text{Potenza utile}$$

dove $p_{me} = \eta_u \lambda V \frac{H_i}{\alpha V}$

Osserviamo che iV , n ed m sono termini costanti; quindi la variazione di P_u può essere ottenuta variando la pressione media effettiva p_{me} .

Inoltre considerando una condizione in cui η_u è costante e H_i definito e V (volume medio dell'ambiente di espansione) sia costante, per la regolazione possiamo agire sul coefficiente di riempimento λV e sulla densità α

⇒ Intervento su λV

La densità α nel campo di controllo delle emissioni è costante e dovrebbe essere uguale alla densità atmosferica α_{at} nei motori ad accensione comandata (nei motori ad accensione per compressione α varia). Possiamo quindi pensare di agire su λV tramite una struttura sulla valvola a farfalle nel condotto di espansione.

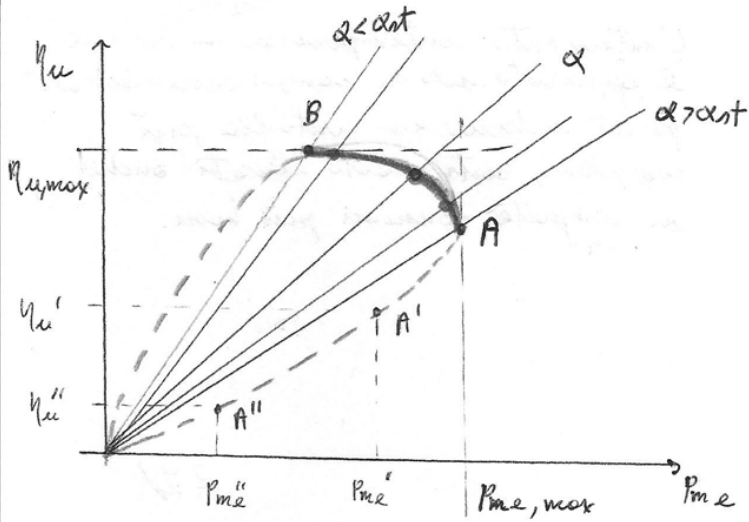
Si ha che il rendimento utile η_u si deve mantenere costante:

$$\eta_u = \eta_0 \eta_{E_i} \eta_{l_{im}} = \text{costante}$$

si ha una maggiore importanza alle perdite meccaniche, date dalla relazione:

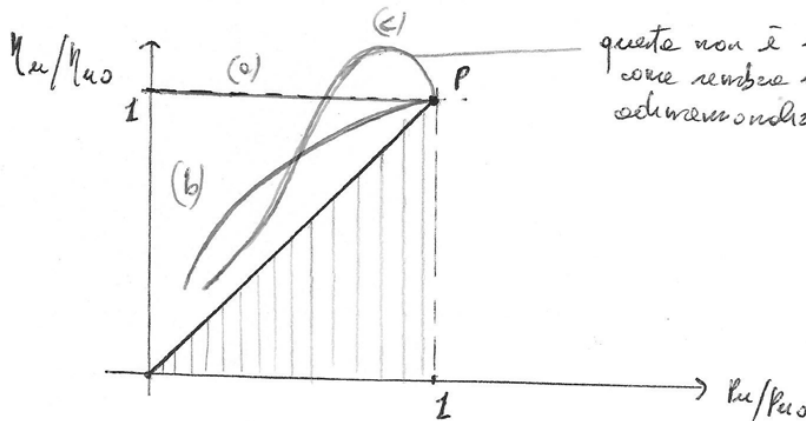
$$\eta_0 = 1 - \frac{P_v}{P_{mi}} \rightarrow \text{pressione di miscela e vuoto che si comporta come un termine costante.}$$

297



Al di sotto di A e di B riprendo le curve e copro non si hanno prestazioni ottimali, ma stabili. (quando se siamo in una zona A' una piccola variazione di portata ci porta in A'' con prestazioni del motore, vale a dire P_{me} , completamente diverse)

Quando considerando una regolazione attraverso la variazione di portata α si ottiene la curva (c) dove il punto A coincide con il massimo valore di P_{me} e quindi di potenza utile e quindi col massimo valore di η_{u0} , cioè A è rappresentato nelle caratteristiche di regolazione adime unoblasto del punto di funzionamento P.



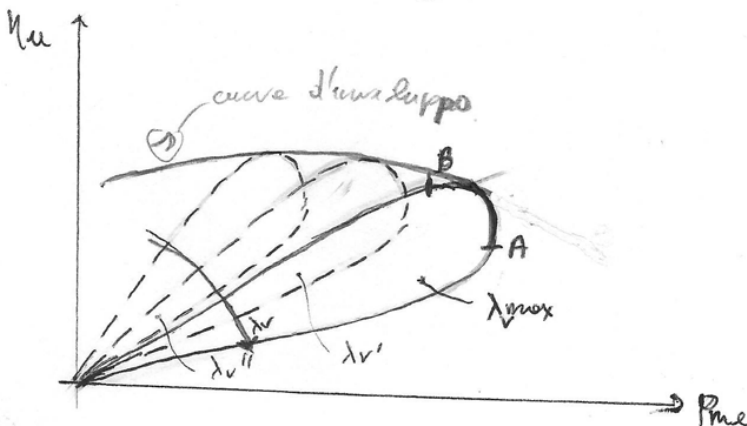
questo non è una zona di massimo rendimento come sembra in quanto il diagramma è adime unoblasto.

⇒ Intervento su α e su λ_v

Essendo $P_{me} = \eta_u \lambda_v \frac{H_u}{\alpha}$ in campo oceanico si è tentato di agire sia sulla portata α che sul coefficiente di riempimento λ_v .

Al diminuire di λ_v , la foce si regola ed aumenta il lavoro di sostituzione del fluido, quindi se λ_v diminuisce si ha che η_u diminuisce e quindi diminuisce anche.

η_u . Essendo $\tan \beta \propto \frac{\lambda_v}{\alpha}$ si ha che il tratto AB mi dà la variazione della portata e un determinato valore di λ_v .

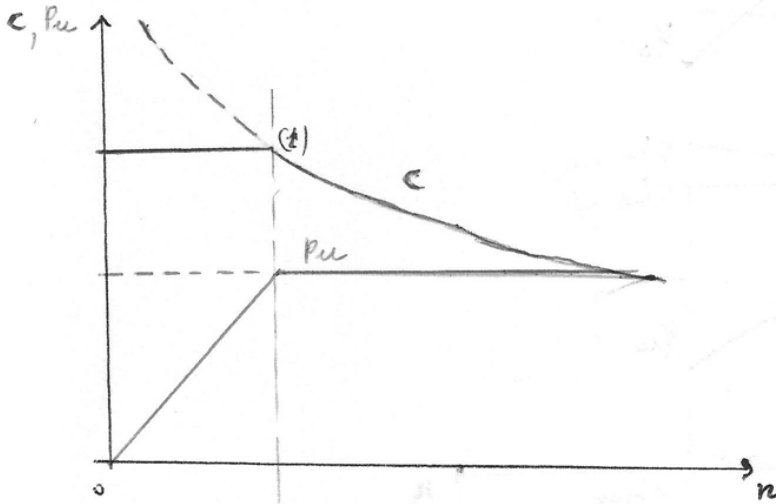


Diminuendo λ_v si possono ottenere le curve e copro. In blu viene quindi riportate le curve d'innalzamento al valore di λ_v ed α .

L'intervento contemporaneo su λ_v e α determina una curva di regolazione nelle caratteristiche di regolazione η_u, P_{me} adime unoblasto sotto delle curve (d).

10) CARATTERISTICA MECCAMICA

La caratteristica meccanica è l'andamento della potenza utile P_u e della coppia C in funzione del numero di giri n . La caratteristica meccanica viene tracciata con la posizione del regolatore fissa (WOT: wide opening Throttle).



Le caratteristiche meccaniche ideali dipende dall'utenza e in generale si vorrebbe una potenza costante al variare del numero di giri.

Espresso $P_u = \omega C$

l'andamento della coppia sarebbe di tipo iperbolico. Ma la coppia non va ad infinito e quindi in (1) viene inserito un limitatore di coppia che taglia l'andamento. Quindi la potenza utile P_u sale e basta un numero di giri in andamento decrescente e non più costante.

Le caratteristiche reali di un motore si ottiene.

Espresso:

$$P_u = p_{me} \cdot iV \frac{n}{m}$$

perché:

$$P_u = \omega C = 2\pi n C$$

allora:

$$2\pi n C = p_{me} \cdot iV \frac{n}{m} \Rightarrow C = p_{me} \frac{iV}{2\pi m}$$

osserviamo che:

$$p_{me} = \underbrace{\eta_0 \eta_{e1} \eta_{elm}}_{\eta_u} \cdot \lambda \cdot \frac{H_i}{\omega V}$$

Perché il prodotto $iV/2\pi m$ è costante perché di coppia o di p_{me} è la stessa cosa, hanno lo stesso andamento in funzione di n

quindi:

$$C = \eta_0 \eta_{e1} \eta_{elm} \cdot \lambda \cdot \frac{H_i}{\omega V} \cdot \frac{iV}{2\pi m}$$

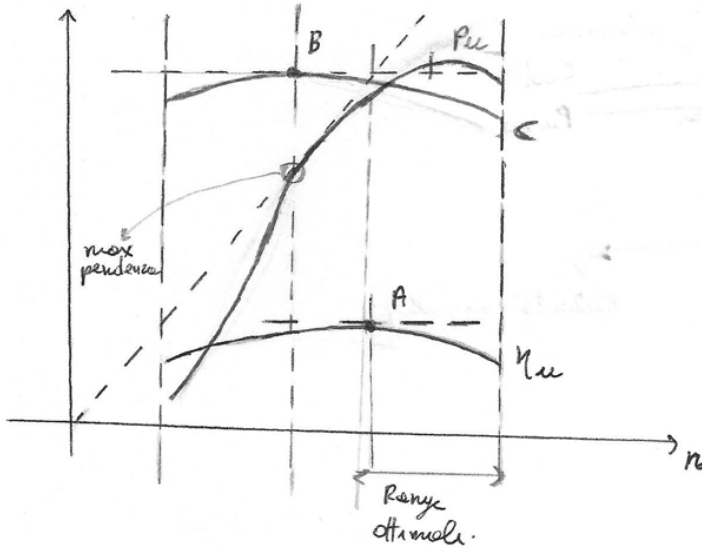
Al fine di esprimere l'andamento di C in funzione di n risulta necessario esprimere gli andamenti di $\eta_0, \eta_{e1}, \eta_{elm}$ e λ e il valore del numero di giri n (come costante regolazione).

Perché il motore non è in grado di correre da solo ha bisogno di un avviamento e quindi gli andamenti non traccati e partec da un numero di giri n non

L'andamento di P_{me} e quindi della coppia al variare del numero di giri: 301
 avrà un andamento che presenta un massimo nel punto B.

Il momento della coppia B si presenta ad un numero di giri minore di quello per cui si ha il massimo del rendimento utile A.

La CARATTERISTICA MECCANICA COMPLETA è la seguente:



Essendo $P_{me} = C \omega$

si ha: $\frac{P_{me}}{\omega} = C$
 $\omega = 2\pi n$

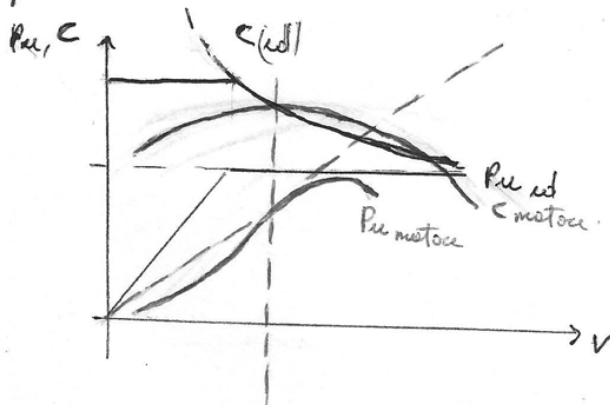
quindi:

$$t_p \alpha = \frac{P_{me}}{n} \alpha C$$

La massima pendenza di P_{me} si ha in corrispondenza della coppia massima.

• Il cambio di velocità permette di mantenere il funzionamento del motore nel range ottimale del numero n di giri e prescrivere delle velocità in strada. La P_{me} data da Cn , inizialmente cresce perché l'andamento di C è diversamente decrescente, mentre aumenta η_u. Successivamente la C diminuisce più velocemente, diminuisce η_u e complessivamente diminuisce P_{me} .

Ad esempio cambiando il rapporto di trasmissione, si approssima la caratteristica reale a quella ideale della macchina. (al posto di n, si scrive la coppia la velocità v). Tanto più la P_{me} è costante, tanto più C è iperbolico.



come si vede dal grafico con un rapporto di trasmissione fisso la caratteristica di un motore a combustione interna risulta troppo lontana dall'andamento ottimale, corrispondente alla condizione di potenza costante al variare della velocità (con coppia con andamento ad iperbolico equilatero)

L'uso di un cambio discontinuo ad esempio a quattro marce permette di avvicinare l'andamento della curva caratteristica di un motore a combustione interna a quello ottimale, corrispondente alla condizione di potenza costante al variare

(H) SOVRALIMENTAZIONE

Si definisce sovralimentazione l'operazione mediante la quale si precompone l'anteca (o una parte) della carica fresca al di fuori del cilindro di lavoro, con lo scopo di aumentare la massa di aria o miscela che un motore riesce ad aspirare per ogni ciclo.

- Un motore a quattro tempi rinnova la propria carica attraverso la corsa del pistone di espulsione dei gas combusti e la sua successiva risalita, per rischiocare nel cilindro il fluido presente nel condotto di aspirazione. Esso si dice quindi sovralimentato quando si fa aumentare la densità della carica fresca nel collettore di aspirazione ad un valore più elevato e quello che corrisponde alle condizioni dell'ambiente circostante, mediante un compressore.
- Un motore a due tempi, invece, ha sempre una sostituzione artificiale della carica, mediante una pompa di lavaggio. Esso si definisce quindi « sovralimentato » quando è munito di speciali dispositivi atti a produrre nel collettore di lavaggio una sovrappressione, rispetto all'ambiente circostante, superiore a quei valori (20 ÷ 50 KPa) necessari ad effettuare un corretto lavaggio del cilindro.

In ogni caso, il principale scopo che ci si pone con la sovralimentazione è quello d'introdurre nel cilindro una massa di carica fresca superiore a quella corrispondente all'ASPIRAZIONE NATURALE per ottenere una maggiore potenza a parità di cilindrata, condegnando la relazione della potenza ritale:

$$P_u = \eta_u \lambda V \frac{H_i}{\alpha V} \alpha V \frac{n}{m}$$

poniamo fare le seguenti considerazioni per aumentare P_u il più:

- fare aumentare η_u e λV ed avere i più alti possibili.
- aumentare le dimensioni del motore e quindi λV , ma è poco conveniente in termini di peso e costi.
- cambiando opportunamente n , ma di solito si fa nelle competizioni.
- variando n ed α ma per il controllo delle emissioni si evita di farlo.

Allora si preferisce agire nel volume massimo variando le condizioni dell'ambiente. Su tale principio si basa la sovralimentazione. Si anticipa ulteriormente l'apertura della valvola di aspirazione e si posticipa ulteriormente la chiusura della valvola di scoppio.

SOVRALIMENTAZIONE DI BASE

Si indica con:

- 1. punto di fine espansione del ciclo $(P_{2,0}; T_{2,0})$
- 1c punto di fine espansione con sovralimentazione $(P_{2,c}; T_{2,c})$

Facciamo inizialmente l'ipotesi $T_{2,0} = T_{2,c}$ come si elimina l'influenza della temperatura nel fenomeno e si modifica solo la pressione ponendo $P_{0,c} = P_c$ cioè $P_c > P_{0,0}$

Possiamo definire un GRADO DI SOVRALIMENTAZIONE dato dal rapporto:

$$\frac{P_{2,c}}{P_{2,0}} = \frac{P_c}{P_{0,0}}$$

Le altre relazioni si dicono che:

$$P_{2,c} = P_{1,c} \epsilon^k$$

dove ϵ è il rapporto di compressione che rimane uguale nelle due situazioni con e senza sovralimentazione.

inoltre:

$$P_{3,c} = P_{2,c} \frac{R'}{R} \frac{T_{3,c}}{T_{2,c}}$$

Quindi possiamo scrivere:

$$\frac{P_{2,c}}{P_{2,0}} = \frac{P_c}{P_{0,0}} = \frac{P_{2,c}}{P_{2,0}} = \frac{P_{3,c}}{P_{3,0}} = \frac{P_{4,c}}{P_{4,0}} = \frac{P_{m,i,c}}{P_{m,i,0}}$$

Così le pressioni cambiano tutte con lo stesso rapporto e quindi delle sovralimentazioni e con una anche $P_{m,i}$

La pressione media indicata $P_{m,i}$ è data dalla relazione:

$$P_{m,i} = \eta_i \cdot \lambda \cdot \frac{H_i}{\sigma V}$$

con $\eta_i = \eta_{e,i} \cdot \eta_{lim}$

Si cambiano le condizioni avendo su λ e V .

Il valore della pressione media indicata in presenza di sovralimentazione $P_{m,i,c}$ è dato dalla relazione:

$$P_{m,i,c} = P_{m,i,0} \mu () + ()$$

Dobbiamo definire questi due termini.

che che $\mu = \frac{P_c}{P_{0,0}} \sqrt{\frac{T_{0,0}}{T_c}}$

Per definire i due termini si fa riferimento al ciclo convenzionale e si vede come accade se il motore viene sovralimentato

quindi:

$$P_{mi,c} = \left(P_{mi,o} \left(\frac{P_c}{P_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_c}} \right) \left(1 + \frac{1}{\epsilon-1} \left[1 - \left(\frac{P_o}{P_c} \right)^{1/n^*} \right] \right) \right) + (P_c - P_o)$$

⇒ Variazione dei rendimenti in seguito alla sovralimentazione.

• Consideriamo il rendimento organico η_o

Il rendimento organico per un sistema normale è dato da: $\eta_o = 1 - \frac{P_{v,o}}{P_{mi,o}}$

Il rendimento organico nel caso di sistema sovralimentato è dato da:

$$\eta_{o,c} = 1 - \frac{P_{v,c}}{P_{mi,c}}$$

La pressione di iniezione e vuoto nel sistema normale è data da:

$$P_{v,o} = A_o + B_o$$

\downarrow funzione del numero di giri $A_o = f(n)$ \downarrow funzione della pressione in camera $B_o = f(p)$

Nel caso di sistema sovralimentato non si ha variazione del numero di giri quindi la pressione di iniezione e vuoto è data da:

$$P_{v,c} = A_o + B_o \mu \frac{\lambda_{v,c}^*}{\lambda_{v,o}^*} + C$$

Si riferisce alle condizioni e valle del compressore.

Tiene conto degli scempi. Così tiene conto dell'arricchimento della potenza nel caso in cui vi è un sovralimentatore collegato all'albero.

Tiene conto dell'aumento reale della cilindrata

• Consideriamo il rendimento limite η_{lim}

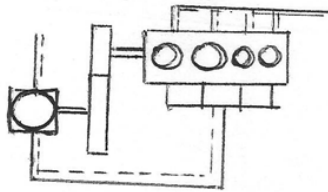
Le cause della variazione del rendimento limite sono dovute a variazioni della capacità termica (che si trascorrono in quanto non cambiano i livelli di temperatura) e alla dissipazione (che ha un minimo effetto in quanto il motore è alimentato ad una pressione più elevata di quella ambiente) ed alla variazione della costante elettrica.

⇒ Schemi di sovralimentazione

Consideriamo gli schemi più diffusi per ottenere la sovralimentazione in cui si utilizzano fonti di energia differenti per ottenere la compressione.

• Schema con CM (comando meccanico)

Il compressore è alimentato da una cinghia collegata all'albero motore.



$$\begin{cases} P_s = P_e & \text{all'uscita} \\ C > 0 & \text{(viene prelevata potenza dal motore)} \end{cases}$$

✓ questo termine è sempre maggiore quello di una compressione con iniezione a vuoto:

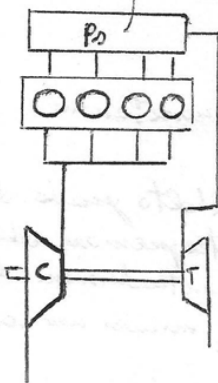
$$P_{VC} = A_0 + B_0 \mu \frac{\lambda_{VC}}{\lambda_{V0}} + C$$

• Schema con TG (Turbina a gas)

Si utilizza un gruppo di sovralimentazione non collegato al motore e la turbina riceve il gas combusti.

È un sistema con pressione costante ed è usato in impianti stazionari.

capacità per mantenere la pressione P_s costante.



$$P_s > P_e$$

$$C = 0$$

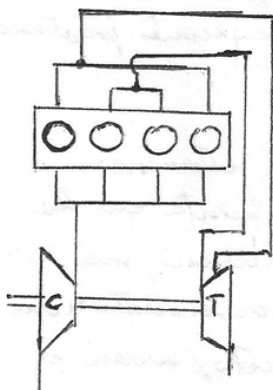
se la turbina è alimentata a pressione costante la pressione dello scavo P_s è la pressione delle camere.

✓ Il termine è pari a zero perché non vi sono collegamenti meccanici.

• Schema con turbine TG ed impulsi

Configurazione utilizzata negli impianti automobilistici.

Piccoli condotti collegano ciascun cilindro con la turbina. In questo modo gli impulsi di pressione, che si generano all'apertura delle valvole di scacco dei singoli cilindri, sono trasmessi direttamente alla girante della turbina. È poi possibile ridurre l'interomissione del flusso che investe la turbina, raggruppando in un unico condotto gli scarichi di più cilindri (ovvero, una minima sovrapposizione di forature nel tempo (per evitare reciproci disturbi).



con più gruppi di cilindri opportunamente forati, in più forza che la turbina, per funzionare in condizioni interomissione, possa raggiungere buoni livelli di rendimento nella conversione delle maggiori energie disponibili.

In questo caso la pressione dello scavo è circa pari alla pressione ambientale $P_s \approx P_e$

Se $C = 0$, il termine è pari a zero in quanto non vi sono collegamenti meccanici.

computata come p.m.a. del punto di vite funzionale.

Nel caso di TG il termine C è presente in quanto non vi è contatto meccanico.
 Nel caso di CM invece il termine C è presente. Possiamo quantificare tale termine essendo:

$$P_{v,c} = A_0 + B_0 \mu \frac{\lambda_{v,c}^*}{\lambda_{v_0}^*} + C$$

In generale si ha l'eq. di bilancio delle potenze per un sistema sovralimentato e comando meccanico CM:

$$P_{in} = P_{c} - P_{e} - P_{att+ecc.}$$

\swarrow \searrow \rightarrow eccenza.
 stato
 \rightarrow Potenza erogata al compressore.

si ha anche che:

$$P_{me} = \frac{P_{in}}{\lambda v \frac{n}{m}}$$

Il termine C viene dato in condizioni di sovralimentazione dalla relazione:

$$C = \frac{P_{om,c}}{\lambda v \frac{n}{m}} = \frac{m_c L_{c0}}{\eta_{mc} \eta_c \lambda v \frac{n}{m}}$$

\rightarrow Potenza erogata dal compressore.
 \rightarrow condiz. sovralimentazione.
 \rightarrow losses compressori restituisce.

quindi:

$$C = \frac{P_c \lambda_{v,c} \lambda v \frac{n}{m} L_{c0}}{\eta_{mc} \eta_c \lambda v \frac{n}{m}} = \frac{P_c \lambda_{v,c} L_{c0}}{\eta_{mc} \eta_c}$$

che può essere scatta indipendentemente dai termini:

$$C = \frac{\frac{P_c}{RT_c} \lambda_{v_0} \sqrt{\frac{T_c}{T_0}} \frac{\lambda_{v,c}^*}{\lambda_{v_0}^*} c_p T_c \left[\left(\frac{P_c}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{mc} \eta_c}$$

Quindi aumentando P_c la C aumenta perché aumenta il compressore. Aumenta $P_{v,c}$ ed essendo $\eta_0 = 1 - \frac{P_{v,c}}{P_{m,c}}$ diminuisce il rendimento globale e quindi

essendo $\eta_{lim} \eta_{cr} = \text{costante}$ si ha che il rendimento totale diminuisce (η_{tot})

Togliere tale lavoro di compressore e quindi si pone sulla linea di espansione m^* alla linea di espansione in adiacenti.

L'area effettiva ($f_c - f_w$) non è quindi quella trattenuta in blu.

Aumentando il grado di sovralimentazione $p_c' > p_c$ si ha un aumento dell'area $f_c - f_w$.

Osservando che approssimando $AB \approx 61-62$ l'area $61-62$ è il lavoro utile che si ha al motore; mentre l'area $2c1cC$ è il lavoro compiuto in più dal compressore.

Man mano che aumenta il grado di sovralimentazione aumenta anche l'area relativa al lavoro in più (triangolo $2c1cC$) compiuto dal compressore e ciò giustifica.

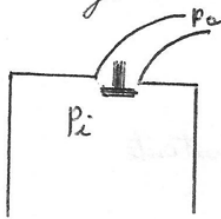
L'andamento decrescente del rendimento per funzione del grado di sovralimentazione p_c/p_a

• TG (Turbina a gas di scorio)

Nelle TG si possono avere due casi:

→ TG alimentata a pressione costante interponendo tra motore e turbina una capace. Si fa ciò perché il turbocompressore è una turbomacchina che lavora meglio in condizioni stazionarie quindi alimentando la turbina sempre nelle stesse condizioni nell'ambito del ciclo vuol dire ottimizzare le prestazioni. Rispetto al ciclo perché si utilizza bene l'energia dei gas combusti allo scorio. Il flusso che scura a velocità elevate, dunque ha una energia perché la capace non viene utilizzata per cui allo scorio parte dell'energia che si aveva viene dissipata. Non si sfrutta quindi tutta l'energia investita.

→ TG alimentate ad impulso. Il comportamento del riferimento è quello di un ugello.



Il rapporto critico in un ugello (p_c/p_a) è di poco maggiore di 2,5, ciò significa che se $p_a = 1 \text{ bar}$ sono necessarie 2 bar nel cilindro per realizzare le condizioni critiche.

Quando si apre la valvola di scorio, nel cilindro c'è una pressione $> 2 \text{ bar}$ ($\approx 4 \div 5 \text{ bar}$) e si è in condizioni in cui il flusso è critico e si condotta di scorio non sono regolati come ugello di De Laval per avere una espansione priva di perdite, però si ha in realtà il

raggiungimento delle massime velocità nelle reazioni critiche per e quella del motore e dopo una post-espansione che dipende dal livello di pressione da cui si parte.

Man mano che procede lo scorio, la quantità di massa nel cilindro si riduce e la pressione si abbassa e quindi cambia anche il rapporto di espansione che diventerà nono e subsonico.

Durante lo scorio spontaneo e l'espulsione, le velocità del gas variano.

Si avrà quindi un'energia disponibile con scorio spontaneo.

(72) COMBUSTIONE NEI MOTORI AD ACCENSIONE COMANDATA

315

La combustione nei motori ad accensione comandata prevede la formazione di una miscela normalmente uniforme all'interno della camera. Su come realizzare tale miscela uniforme ci possono essere varie soluzioni: la più vecchia era proprio la miscela fuori camera un carburatore, abbandonato il carburatore per un discorso di emissioni si è usato un sistema ad iniezione, ma l'iniezione della benzina avviene normalmente in un'ambiente a pressione relativamente bassa (ci hanno pressioni d'iniezione in sovrapressione rispetto alla pressione dell'aria dei motori dei 2-3 bar, quindi sono elettroiniettori meno sollecitati rispetto a quelli dei motori ad accensione per compressione) e quindi in questo caso l'iniezione avviene direttamente nel condotto di aspirazione in corrispondenza delle valvole di aspirazione (ci tengo presente che l'iniezione dovrebbe essere fatta con l'aspirazione per cui non basta vedere come funziona la manovella ma devo avere un'informazione diversa in quanto la posizione della manovella e parte di posizione dei due fori diversi e quindi ho bisogno di un preciso controllo sulla posizione della camera)

Adesso si mette solo durante l'apertura delle valvole. Ci sono però dei motori in cui l'iniezione avviene all'interno del motore e in tal caso si distinguono tra due soluzioni:

- iniezione con valvole di aspirazione aperte ~ si comporta esattamente come l'iniezione in corrispondenza delle valvole di aspirazione in quanto significa che si avrà un tempo di omogeneizzazione aria-combustibile tra fine aspirazione e fine compressione.
- iniezione con valvole chiuse (quindi durante la compressione) ~ in questo caso in parte di motore a carica stratificata e l'obiettivo non è più ottenere una carica omogenea ma una stratificazione della carica.

Si considera una miscela omogenea e si dà il comando di accensione della candela con un certo anticipo. In corrispondenza delle candele nasce il vortice, un'energia per unità di volume molto elevata, fa sì che accende la massa aria-combustibile. La massa-combustibile inizia ad ossidarsi e inizia localmente ad espandersi (aumentando cioè la pressione) ed aumentando la temperatura, tali variazioni di stato si devono propagare alla massa circostante gradualmente in modo lento perché la massa coinvolta nell'ossidazione è piccola per non meno che pone il tempo in cui una propagazione della fiamma dal nucleo centrale alla zona circostante.

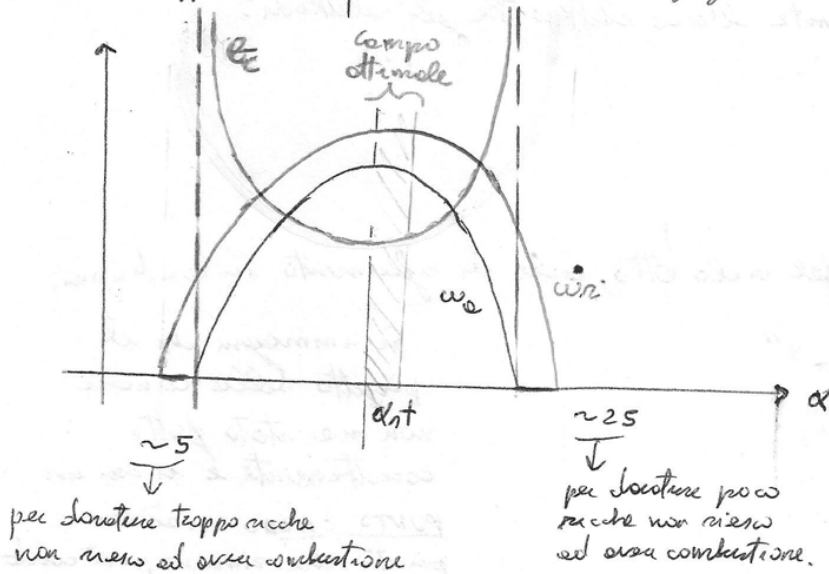
Volendo identificare tale fenomeno si parla di due velocità:

con \Rightarrow velocità di reazione ~ in realtà non è una vera e propria velocità (come unità di misura è $1/\text{tempo}$) ed indica la massa che nell'unità di tempo è coinvolta nel processo di ossidazione. È un parametro che indica quanto riesce

L'angolo di combustione è uno dei parametri più importanti per capire come si a deve comportare con il motore, ad esempio qual'è il numero di giri a cui fare funzionare il motore.

Un'aspetto fondamentale nella combustione è la durata α . Infatti il rapporto aria/comburibile mi determina l'ampiezza dell'angolo α_c e la velocità ω_r ed ω_c . Cioè le grandezze α_c , ω_r ed ω_c sono funzioni della durata α .

Possiamo rappresentare quanto detto con un grafico.



si vede da tale grafico che esiste la possibilità di reazione in un certo campo di durata.

Per durata troppo anche non si riesce ad avere combustione.

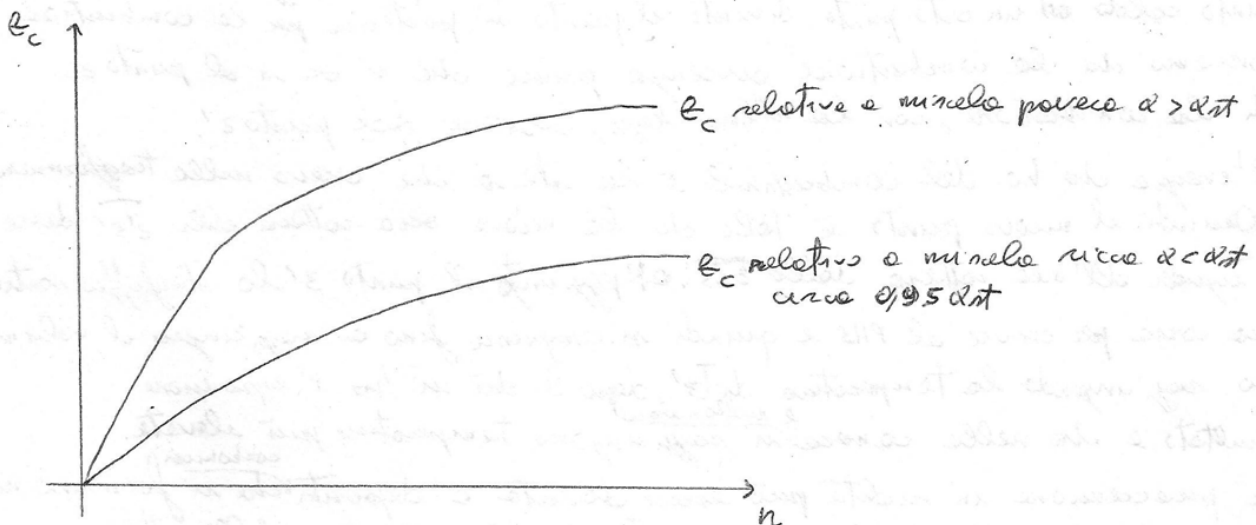
Per durata molto poca non si riesce ad avere combustione. Vi è un campo di durata in cui si hanno le condizioni ottimali. Dove $\omega_c > 0$ e la fiamma si propaga.

Tale campo si ha per durata lievemente ricca.

Dal grafico il momento si ha verso sinistra rispetto ad α_{opt} .

L'angolo di combustione $\alpha_c \rightarrow \infty$ quando $\omega_c \rightarrow 0$ ed è minimo quando ω_c è massimo.

Un'altro grafico fa vedere un funzione del numero di giri n come varia l'angolo di combustione α_c



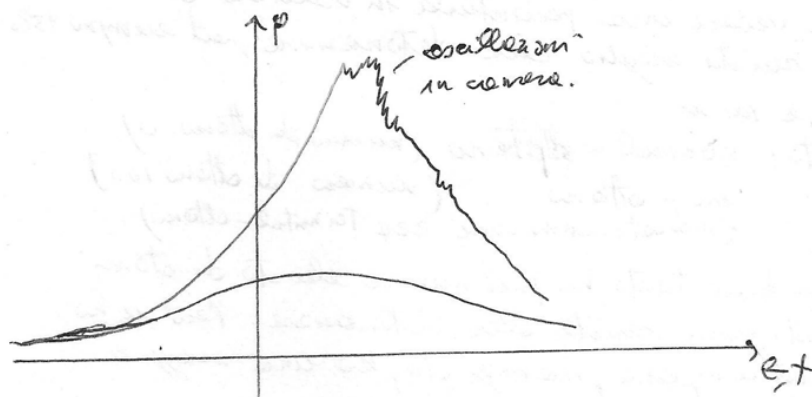
L'aumento dell'angolo α_c mi dice che ad un certo punto il motore non riesce a vedere di nuovo di giri perché per fare avvenire la combustione si ha bisogno di un angolo α_c e quindi di tempo troppo elevato.

Lo stesso motore portato a carichi più elevati (ad esempio portato in autorotazione) 319
 l'ambiente a temperatura più elevata fa sì che una elevata e punti caldi
 facendo compiere il motore in maniera regolare.

Consideriamo l'ANOMALIA DI PROPAGAZIONE DI FIAMMA. La teoria che si
 è affermata su tale fenomeno è quella delle end gas.

Si ha una propagazione delle zone della candela alle zone circostanti, però
 man mano che procede la combustione, ed aumenta la temperatura in camera,
 tutte le particelle, anche quelle non combuste, aumentano dell'incremento ed
 oscillano, dato il combustibile, delle pressioni. Questo per reazione ad un
 certo punto possono portare alla pre-accensione. L'autoaccensione si verifica se
 il fronte di fiamma ritarda ed arriva nella zona in cui si verifica il fenomeno.
 Il tempo di ritardo maggiore del fronte di fiamma è nelle zone del gas più
 distanti dall'innalzamento della combustione. (Cosa perché si chiama end gas), e quindi
 è tale zona in cui può avvenire tale autoaccensione.

Questa autoaccensione lo dice vuol dire che localmente la combustione avviene
 in condizioni molto favorevoli, si ha una combustione che avviene in tempi
 rapidissimi e rimane praticamente costante, e si ha un picco di pressione nelle
 zone in cui avviene. Tale pressione è però molto più alta di quella dell'
 ambiente circostante e quindi tale incremento di pressione si deve distribuire
 nelle camere. Se si va e minuzie con un aumento di pressione si osservano delle
 oscillazioni di pressione in camera.



Tali oscillazioni comportano
 sollecitazioni locali molto
 ampie con rumori
 di funzionamento.
 Se la detonazione persiste
 si può osservare alla perfezione
 dello stentuffo.
 Si hanno delle sollecitazioni
 enormi a livello tecnico.

Si parla di detonazioni di "mistella nuda", in realtà il rumore dei motori europei
 in condizioni di detonazione ha frequenze più elevate di quelle che si verificano
 nei motori americani per una questione di dimensioni: dimensioni più grandi
 significano lunghezza d'onda più grandi e quindi frequenze più basse e meno
 in un campo del rumore più e basse frequenze rispetto a quelle dei motori
 europei.

(7) COMBUSTIONE NEI MOTORI AD ACCENSIONE PER COMPRESSIONE

321

Nei motori ad accensione per compressione si immette più o meno secondo si ottiene il massimo rendimento e qualunque numero di giri e si immette nel momento opportuno il combustibile nelle quantità che dipendono dal corso del motore. Si deve immettere il combustibile in un ambiente sufficientemente caldo in modo che si possano innescare delle reazioni che conducano all'autoaccensione del combustibile. Come ordine di grandezza la temperatura di autoaccensione deve essere dell'ordine dei 350°C ; per il gasolio è considerata una temperatura minima per l'autoaccensione intorno ai 250°C . Una benzina ha una temperatura di autoaccensione di 500°C , quindi più elevata di quella del gasolio.

Consideriamo di aver individuato in qualche modo l'istante in cui vorremmo far avvenire l'accensione del combustibile, si dovrà immettere il combustibile tramite l'apparato di iniezione in un momento opportuno che non è l'istante di autoaccensione ma si deve essere un certo anticipo dell'iniezione in quanto il combustibile iniettato subisce dei determinati fenomeni prima di autoaccendersi. **Iniettate** le goccioline di combustibile ricevono calore dall'ambiente circostante e si inaspriscono evaporando e si mescolano con l'aria circostante, tale tempo comporta un ritardo che viene denominato RITARDO FISICO. Formate la miscela aria + combustibile, avviano delle reazioni che non sono visibili e che portano all'autoaccensione, tali reazioni determinano il RITARDO CHIMICO.

Questi ritardi sono funzioni delle funzioni di iniezione considerate. Quando si avvia l'iniezione, la prima parte (le prime goccioline di combustibile che vengono iniettate) sono in una certa condizione ed il ritardo sarà relativamente lungo, poi man mano che procede il fenomeno si è esaurite le goccioline iniettate per effetto della combustione delle stesse che ho prima iniettato questi ritardi si esauriscono più o meno presto per effetto trascorrendo se ho una iniezione con pressioni e temperature particolarmente elevate.

Consideriamo l'andamento della pressione in camera e la funzione di combustibile iniettate in funzione dell'angolo di manovella e o tempo.

Il meccanismo di autoaccensione è quello che si innesca con la detonazione, cioè in questo caso vogliamo che il motore si autoaccenda (mentre nel caso di combustione ad accensione comandata vogliamo impedire la detonazione). Quindi nei motori Diesel ciò che favorisce la detonazione sono condizioni favorevoli.

Considerando l'andamento delle pressioni in funzione di θ + trascritto in un caso corrisponde all'andamento in camera di combustione in cui la pressione massima si raggiunge al P.M.S. (l'andamento se si considerano gli scatti termici non è esattamente quello mostrato).

Considerando l'andamento delle pressioni in funzione della posizione distinguiamo i seguenti intervalli: 323

AB \Rightarrow accumulo di mome (ritardo)

BC \Rightarrow onduzione mome AB

CD \Rightarrow combustione graduata dell'imezione.

quando si raggiunge il punto C si dice che le condizioni che si sono realizzate in camera e livello di temperatura e di pressione sono così elevate che la mome che si imette successivamente al punto C oppreme tutta mome ed onden. Quindi per immette al punto A, solo quello che immettono dal punto C segue la legge di imensione, in quanto prima si verifica dei ritardi.

DE \Rightarrow post-combustione (completamento dell'onduzione)

Il tratto AB in alcuni motori può essere un intervallo angolare superiore al tempo d'imezione e quindi si può verificare il caso che si imetta tutto e non è ancora immette la combustione (ciò succede più quando il combustibile immette a bruciare in un poco di pressione elevata e quindi si ha una combustione tutt'altro che dolce, il sistema in treve sottoposto ad una forte sollecitazione quindi ad una instabilità)

E' molto importante la pendenza $\Delta p / \Delta \theta$ della curva in quanto ci dà l'idea di come procede la combustione e se essa è una combustione dolce o ruvida.

E' importante anche la deviate ruvida che avendo un'eccitazione mi dà un'idea della velocità delle deformazioni degli organi mobili (profitti nel momento in cui si ha un'eccitazione della forza che si sta imprimendo, tale forza si deve muovere e non avendo tutto rigido si ha una deformazione che deve essere considerata dal punto di vite strutturale in quanto genera fenomeni vibrazionali nel manovellismo)

\rightarrow Consideriamo come variabili gli angoli θ e il valore del carico e del numero di giri.

In particolare indichiamo:

$e_{AB} \Rightarrow$ angolo di accumulo della mome

$e_{AD} \Rightarrow$ angolo d'imezione.

Vedremo come legge la mome che si accumula e quella che complessivamente viene immette. Considerando solo la variazione del numero di giri del motore.

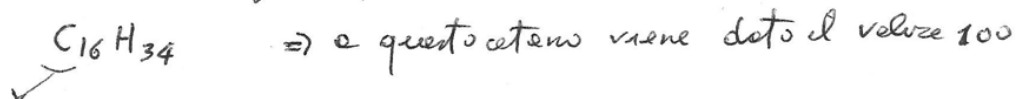
L'angolo $e_{AB} = T_{AB} \omega$
 T_{AB} velocità angolare del motore.

sperimentalmente si vede che il valore del numero di giri e l'intervallo T_{AB} non rimane costante ma tende a ridursi un po' all'aumentare del numero di giri n del motore. (come in maniera molto molle). Presumendo tale variazione si può ritenere e_{AB} proporzionale ad n .

$$e_{AB} = T_{AB} \omega \approx n$$

Il cetano ha la seguente formula:

325



↳ idrocarburi paraffinici saturi e catena dritta.

il numero combustibile, che deve essere difficile ad autoaccendersi, ha una struttura aromatica tipo benzene:



la cui formula è: $C_{11}H_{10}$ \Rightarrow ha indice 0
 ↓
 Alfomatilnaftolene

Sostanzialmente si confronta il gergolo in esame con una miscela di $C_{11}H_{10}$ percentuale in volume, quando lo stesso ritarda all'autoaccensione in certe condizioni di prova (standardizzate), individuando il numero di cetano del combustibile.

Tali composti però non sono stabili e sono costosi; infatti il $C_{11}H_{10}$ è stato sostituito con un composto detto ISOCETANO.

Indicativamente il numero di cetano per un buon combustibile per autoaccensione è circa 50.

Per motori Diesel stazionari che girano a 100-200 giri/min si utilizzano combustibili che hanno numero di cetano positivo e zero o negativo. Ciò significa che tali combustibili (oli pesanti) per essere utilizzati hanno bisogno di un forte riscaldamento, cioè sono interni preiscaldati per far avvenire la combustione.

Vengono poi introdotti degli indici di cetano che servono di riferimento al comportamento del combustibile nelle prove (in quanto le prove sono onerose sia da un punto di vista economico che di tempo).

Solo svolgendo correttamente queste sue funzioni, l'apparato d'alimentazione può contare notevolmente e fare in modo che il combustibile iniettato bruci completamente, permettendo al motore di sviluppare la potenza richiesta e rispettare i limiti previsti per consumo di combustibile, rumore generato ed emissioni allo scarico.

Le funzioni elencate possono essere svolte ripetute fra i due organi principali dell'apparato d'alimentazione.

- una pompa volumetrica che mette in ogni caso il combustibile in pressione e fornisce la portata necessaria, in modo intermittente od uniforme.
- un'iniettore ad apertura automatica o comandata, che introduce il combustibile polverizzato nel cilindro.

Il combustibile ad alta pressione è poi trasportato dalla pompa d'alimentazione all'iniettore da un'adeguata tubatura, che talvolta viene eliminata fornendo così un gruppo compatto chiamato pompa-iniettore o unità d'alimentazione.

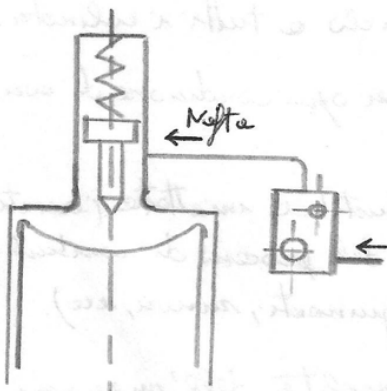
Fra le varie soluzioni possibili ricordiamo le più comuni:

• Iniezione meccanica semplice

Con questo sistema la pompa manda direttamente, nella quantità e con la forza dovuta il combustibile all'iniettore.

La pompa deve essere ovviamente tanto elementi componenti quanti sono i cilindri del motore con i quali devono trovarsi in fase, ed è comandata da un albero a eccentrici azionato dall'albero a gomiti. Completano il sistema il reattori, le pompe di alimentazione, il complesso dei filtri, le varie tubazioni di ritorno e quelle di mandata della pompa ai singoli iniettori.

La qualità dell'iniezione è assicurata da:



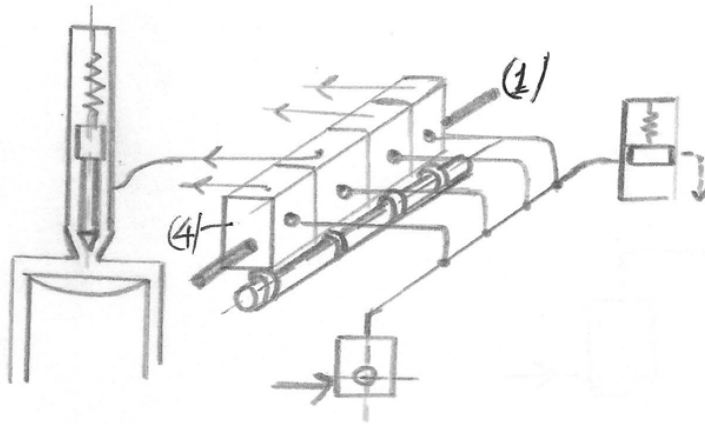
- il numero di fori-iniettore permette la dispersione
- la pressione dovuta al precarico della molla assicura la penetrazione.
- la pressione dei fori dell'iniettore assicura la polverizzabilità.

• Iniezione meccanica con distributore.

Si è diffuso per motori veloci. In tale sistema vi è una sola pompa che ha un numero di mandate al ciclo del motore pari a quello dei cilindri. Tale

Le funzioni dell'iniezione e la quantità da iniettare sono definite dall'unità di controllo attraverso impulsi di tensione mandati ai gruppi di attuazione degli iniettori, sulla base delle informazioni fornite dai sensori di numerosi parametri motoristici.

Quindi, il distributore è controllato dal regolatore.



⇒ INIETTORE

Gli iniettori sono i componenti a cui è affidato il compito di spruzzare il combustibile nel cilindro. Prescindendo dal tipo di comando utilizzato per il loro azionamento, in un gruppo completo normalmente si distingue:

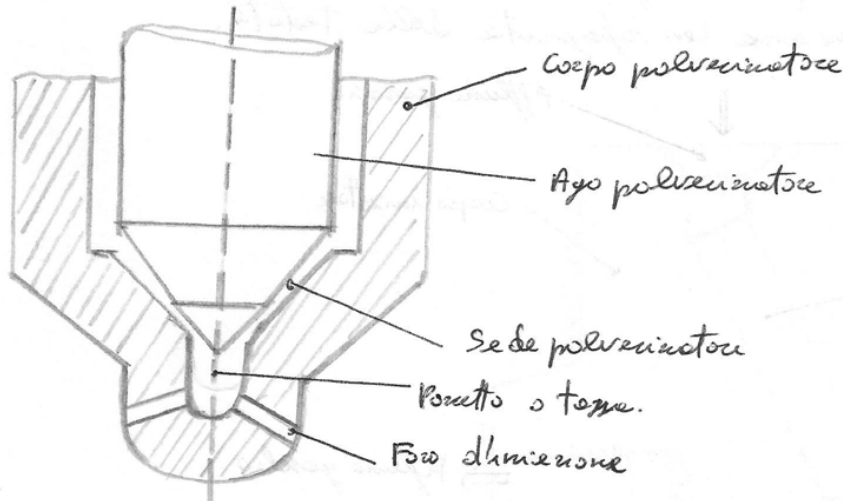
- il polverizzatore, formato da un corpo di canali per l'arrivo del combustibile e dallo spillo (premuto contro la molla da una molla) che ne controlla l'iniezione nel cilindro.
- il postpolverizzatore, che serve a fissare nella teste del motore il polverizzatore (ad esso applicato per mezzo di raccordi filettati) e ad inviarlo nella camera di combustione.

La soluzione più comune utilizza uno spillo a lungo stelo, in modo che ottenga un'asta allungata di piccolo diametro che faciliti il collocamento dell'iniettore sulla teste del cilindro fra le valvole, mentre la guida dello spillo è allontanata dalla camera di combustione e portata in una zona meno calda.

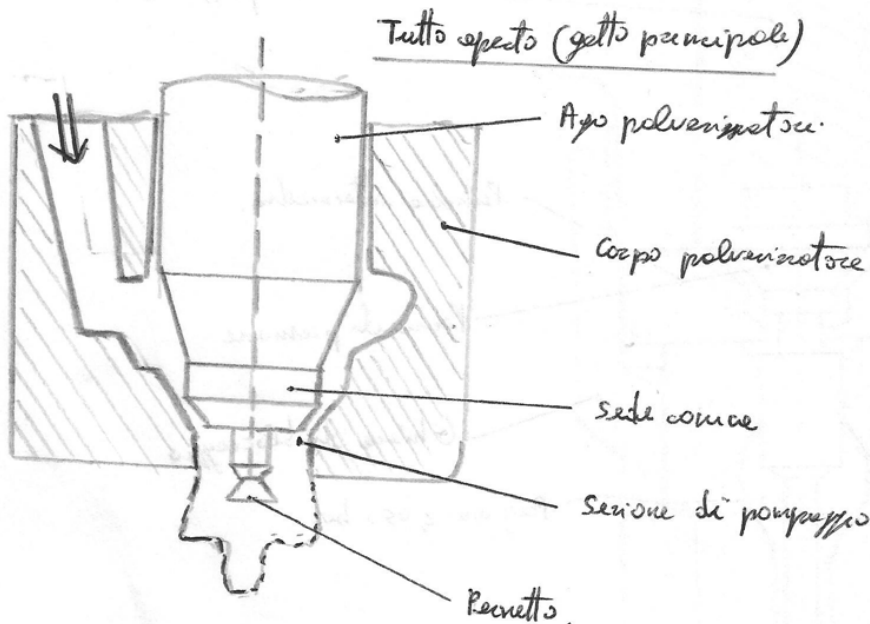
Il foro, o i fori di effluvio del combustibile sono chiusi da una valvola, o spillo, automaticamente premuta contro la sede da una robusta molla: al momento voluto la pressione stessa del combustibile surriscaldato dalla pompa agendo sull'attuatore vince la resistenza delle molle aprendo la valvola e determinando così l'iniezione attraverso l'ugello. Il combustibile eventualmente infiltratosi nella camera della molla ritorna al serbatoio attraverso un'opportuno tubo. Le forme ed il numero di fori degli ugelli sono in stretta relazione con la disposizione della camera di combustione: nei

Fra le varie possibili configurazioni del polverizzatore, si distinguono due principali tipi: 331

- Il polverizzatore con spillo e punta conica, ed uno o più fori d'aspirazione, unito sui motori ad aspirazione diretta, aventi una semplice forma cilindrica, oppure capaci di imprimere un moto di swirl al liquido che li attraversa.

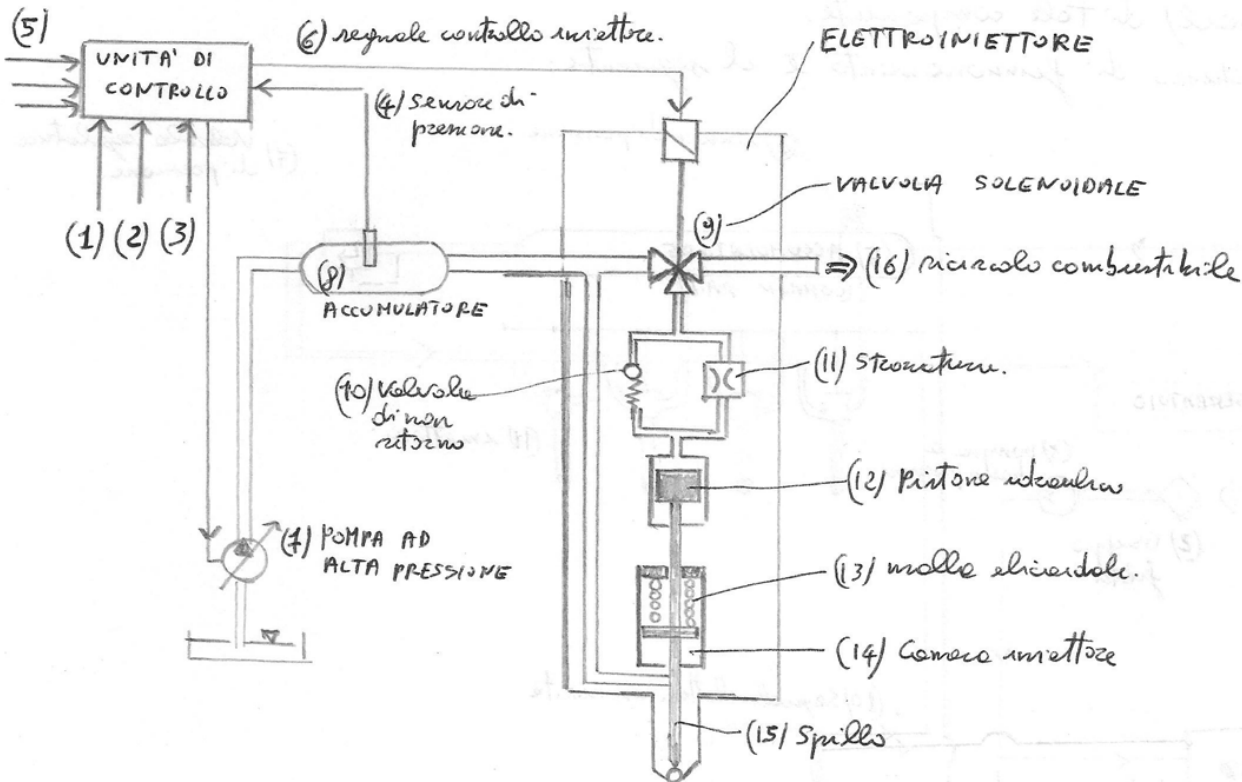


- Il polverizzatore con spillo e puntello che al momento dell'apertura libera una luce annulare, attraverso la quale si genera spray avente forma di cono vuoto all'interno.



desiderato delle valvole regolatrici (7). Il combustibile in eccesso, scaricato da quest'ultime e dagli iniettori, è rinviato nel serbatoio, poiché con il giraglio (basse temperature di vapore) non ci sono sensibili problemi di perdite per evaporazione.

Il seguente schema ripropone alcuni ulteriori dettagli relativi al principio di funzionamento dell'unità di controllo e dell'ELETTROINIETTORE.



Tra i parametri sentiti dall'unità di controllo consideriamo i principali: (1) la posizione del pedale dell'acceleratore, mediante il quale il guidatore regola il carico richiesto al motore, (2) il cilindro in cui deve avvenire l'iniezione; (3) il regime di rotazione del motore e l'angolo di manovella; (4) la pressione che si ha nell'accumulatore. Sulla base di queste informazioni, di quelle fornite dai sensori (5) addizionali (che misurano ad esempio la temperatura del refrigerante e dell'olio, le condizioni ambientali, la portata d'aria aspirata, quella ricaricata di gas di scarico, ecc.) e di valori prefissati nell'elemento di comando, l'unità centrale invia al segnale principale (un impulso di tensione a forma di onda quadra) all'iniettore (finestra con l'istante e la durata di apertura) e controlla la pompa (4) ad alta pressione.

⇒ Per quanto riguarda l'elettroiniettore, va tenuto presente che al suo spillo è normalmente chiuso.

Infatti, la camera (14) sottostante l'espansione cilindrica dello spillo è costantemente

(16) ELETTROINIETTORE

335

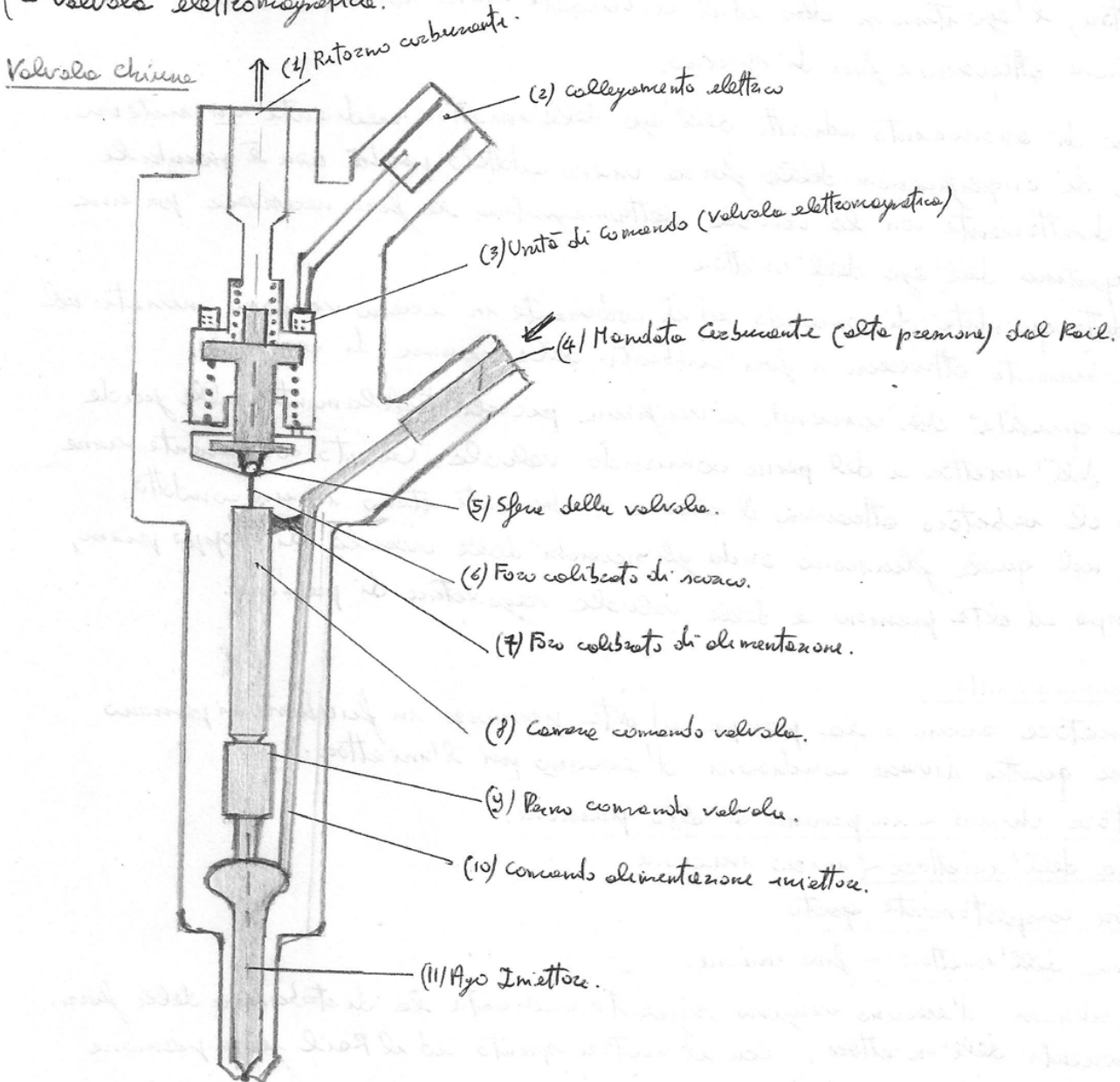
L'anno e la quantità d'iniezione vengono impostati dalle centraline elettroniche mediante un comando elettrico all'elettroiniettore.

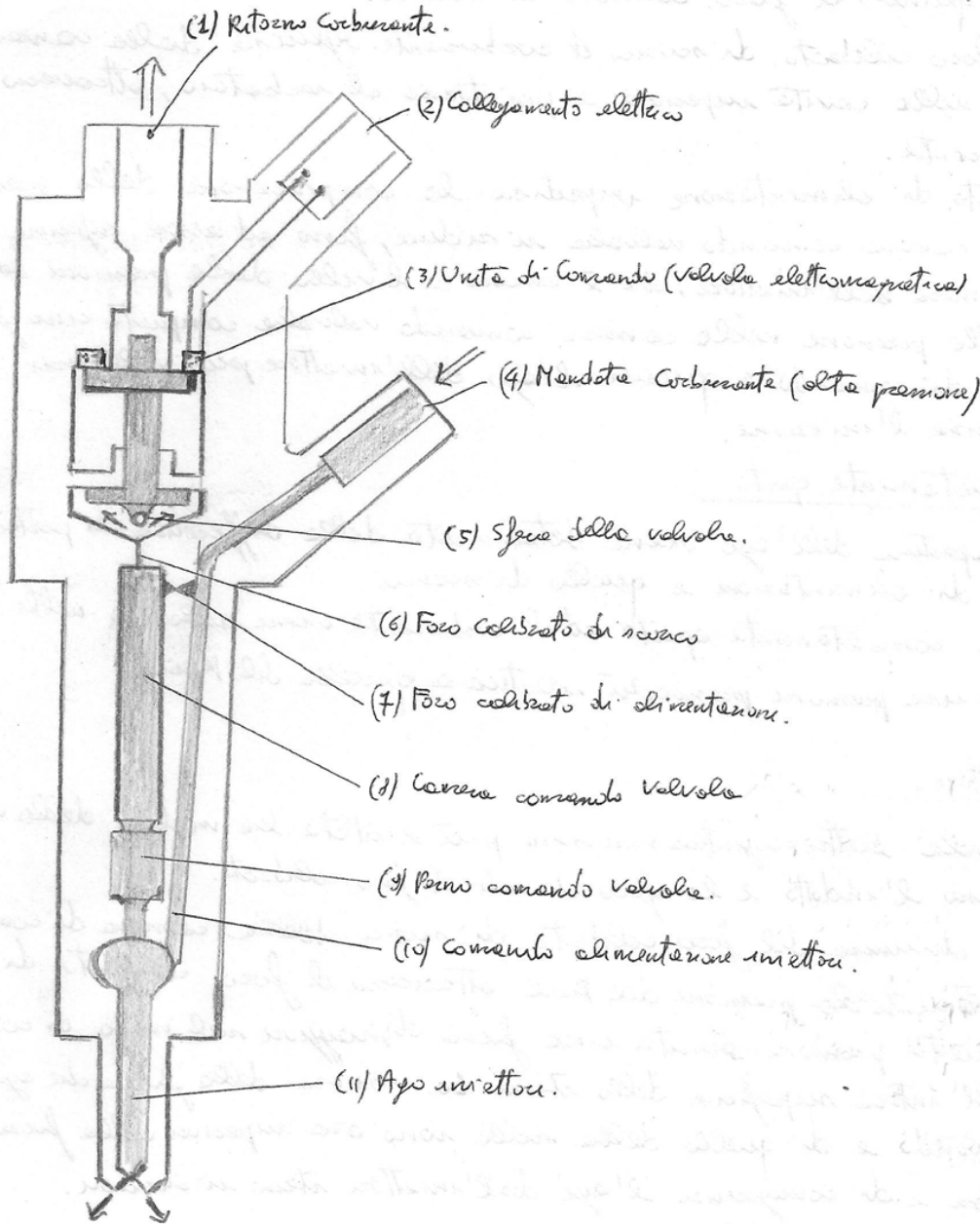
Questo elettroiniettore sostituisce il postopolverizzatore con polverizzatore integrato caratteristico degli impianti d'iniezione Diesel convenzionali.

Similmente ai postopolverizzatori montati attualmente nei motori Diesel ad iniezione diretta DI, anche questi iniettori vengono montati parallelamente nelle testate cilindri con staffe di fissaggio. Pertanto gli iniettori Common Rail sono adatti per il montaggio nei motori Diesel DI senza modifiche notevoli delle testate cilindri.

L'elettroiniettore può essere suddiviso in diversi blocchi funzionali:

- polverizzatore e fori
- sistema idraulico
- valvola elettromagnetica.





① Iniettori chiusi

Quando il foro calibrato di scarico è chiuso la sfera dell'indotto è premuta dalla molla dell'indotto nella sua sede chiudendo con il foro calibrato di scarico. Nella camera comando valvola giunge l'alta pressione del Rail. La stessa pressione è presente anche nella camera di comando dell'iniettore. La forza generata dalla pressione del Rail sulla superficie del perno di comando e la forza della molla mantengono l'ago dell'iniettore stesso in posizione di chiusura perché la forza di apertura, determinata dalla stessa pressione del Rail, agisce su una superficie minore (spalle di pressione dell'ago).

② Apertura iniettore. ~ nuova iniezione

La valvola elettromagnetica viene alimentata con la condotta corrente di eccitazione per ottenere un'apertura rapida della valvola elettromagnetica stessa.

POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento Energia

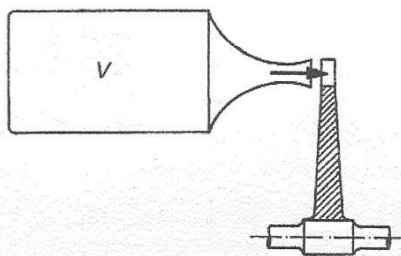


LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

a.a. 2012/2013

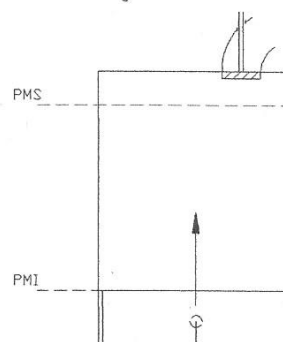
ESERCITAZIONE 1 - MACCHINE

- 1) Un recipiente del volume di $0,1 \text{ m}^3$ contenente aria a pressione $p_1 = 30 \text{ bar}$ e temperatura $T_1 = 800 \text{ K}$ si svuota tramite un ugello nell'ambiente esterno a pressione costante $p_a = 1 \text{ bar}$. Se l'aria che affluisce alimenta una turbina ad azione calcolare il massimo lavoro che essa può compiere nelle ipotesi che tutta l'energia cinetica di efflusso si trasformi in lavoro (senza perdita di energia cinetica allo scarico della turbina) e che l'espansione che l'aria subisce dalla pressione p_1 alla pressione p_2 sia tutta isoentropica (adiabatica reversibile).



- 2) Un compressore volumetrico a stantuffo, avente volume minimo della camera (spazio morto) pari a 150 cm^3 e cilindrata pari a 1500 cm^3 , aspira aria ($R = 287 \text{ J/kgK}$, $k = 1.4$) dall'ambiente ($p_a = 1 \text{ bar}$ e $t_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) e la invia in un serbatoio in cui regna una pressione di 2.3 bar . All'apertura della valvola di aspirazione il volume della camera vale $V_A = 293.5 \text{ cm}^3$ e le condizioni dell'aria all'interno del cilindro sono $p_A = 95 \text{ kPa}$ e $T_A = 295.4 \text{ K}$. Sapendo che, dall'apertura della valvola di aspirazione al termine della corsa di aspirazione stessa, il calore complessivamente ceduto dalle pareti all'aria ammonta a 19.55 J e che la pressione all'interno del cilindro si mantiene ad un livello medio pari a p_A , determinare la massa d'aria aspirata dall'ambiente esterno nonché la temperatura dell'aria contenuta nel cilindro alla fine della corsa di aspirazione.

- 3) Lo stantuffo di un compressore alternativo con valvole comandate (cilindrata 3000 cm^3 , spazio morto 300 cm^3) si trova al termine della fase di aspirazione al punto morto inferiore (PMI): la pressione e la temperatura in camera sono pari rispettivamente a 90 kPa e 21°C . Il fluido di lavoro (aria, $R=287 \text{ J/kgK}$, $k=1,4$) viene compresso a valvole chiuse sino ad una pressione pari a 320 kPa . Si ipotizzi che durante questa fase il fluido segua un'evoluzione politropica caratterizzata da un esponente $m=1,35$.



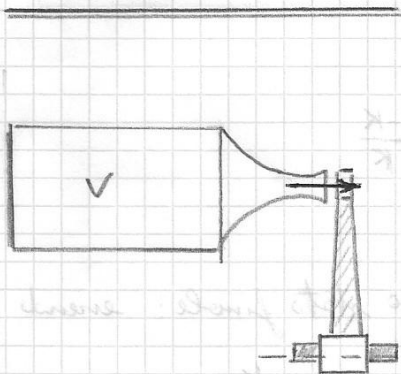
Calcolare il lavoro di compressione ed il calore scambiato con le pareti, trascurando il lavoro delle resistenze passive.

Si supponga che la valvola di mandata si apra istantaneamente al termine della fase di compressione e che la successiva fase di funzionamento, con valvola di mandata completamente aperta, avvenga ad una pressione costante, pari a quella di fine compressione. Si ipotizzi inoltre che la valvola di mandata si chiuda istantaneamente quando lo stantuffo arrivi al punto morto superiore (PMS). Sapendo che durante la fase di mandata il calore trasmesso dal fluido alle pareti è pari a 145 J e che la pressione e la temperatura del fluido mandato nell'ambiente a valle si portano rispettivamente a 300 kPa e 90°C , determinare la massa di aria inviata durante tale fase.

ESERCIZIO 1 ~ ESERCITAZIONE 1 ~ VOLUME CHE SI SVUOTA

Un recipiente del volume di $0,1 \text{ m}^3$ contenente aria e pressione $p_1 = 30 \text{ bar}$ e temperatura $T_1 = 800 \text{ K}$ si svuota tramite un ugello nell'ambiente esterno a pressione costante $p_2 = 1 \text{ bar}$. L'aria che effluisce alimenta una turbina ed infine, si può ipotizzare che tutta l'energia cinetica di effluvio dall'ugello si trasformi in lavoro (quindi senza perdite all'interno della puzante e senza perdite di energia cinetica allo scorcio della turbina) e che l'espansione che l'aria subisce dalle pressioni p_1 alle pressioni p_2 sia tutta ventropica (adiabatica reversibile).

Calcolare il lavoro che la turbina compie in tali condizioni.



Consideriamo:

Istante iniziale

$$m_1, V_1, p_1, T_1$$

dove:

$$V_1 = 0,1 \text{ m}^3$$

$$p_1 = 30 \text{ bar} = 30 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_1 = 800 \text{ K}$$

$$m_1 = ?$$

Istante finale

$$m_2, V_2, p_2, T_2$$

dove:

$$p_2 = 1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$$

$$V_2 = 0,1 \text{ m}^3$$

$$m_2 = ?$$

$$T_2 = ?$$

⇒ Considerando le condizioni iniziali possiamo determinare m_1 .

Essendo

$$pV = RT$$

$$m \quad v = \frac{V}{m} \quad \text{ma} \quad pV = RTm$$

quindi

$$m_1 = \frac{p_1 V_1}{RT_1} = \frac{30 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot 0,1 \text{ m}^3}{287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 800 \text{ K}} = \underline{\underline{1,306 \text{ kg}}}$$

Consideriamo l'eq. di primo principio applicata alla massa m_1

$$Q = \Delta U + \mathcal{L}_e + \Delta E_c$$

essendo:

$$\Delta U = \Delta U \cdot m_1 = c_v 4T m_1 = m_1 c_v (T_u - T_1)$$

$$\mathcal{L}_e = \int_{\text{rapporto}} p dV = p_0 \int_{\text{rapporto}} dV = p_0 (V_u + V_2 - V_1) = p_0 V_u$$

quindi:

$$\Delta E_c = -\Delta U - \mathcal{L}_e = m_1 c_v (T_1 - T_u) - p_0 V_u$$

essendo $c_v = \frac{1}{\gamma - 1} R = \frac{1}{1,4 - 1} \cdot 287 = 717,5 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$

quindi:

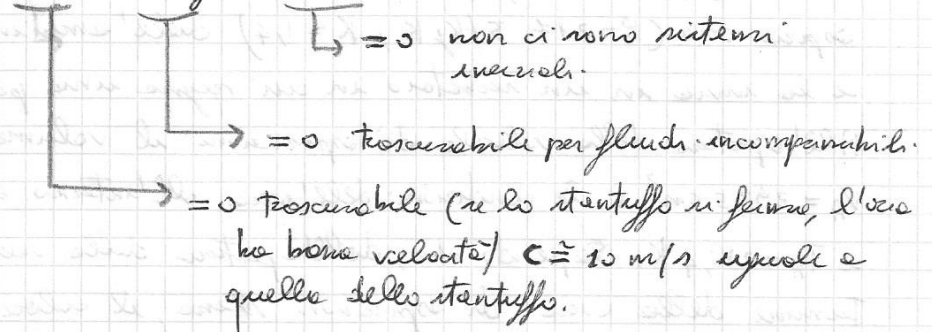
$$\Delta E_c = 1,306 \cdot 717,5 (300 - 303) - 10^5 \cdot 1,035 =$$

$$= -362,21 \text{ kJ}$$

Tale valore rappresenta il lavoro che la trazione compie.

T_B sarà la media ponderata tra T_A e T_C diminuita degli scambi termici.
 Applicheremo il 1° principio in forma Lagrangiana:

$$Q + \mathcal{L} = \Delta U + \Delta \mathcal{E}_c + \Delta \mathcal{E}_p + \Delta \mathcal{E}_w$$



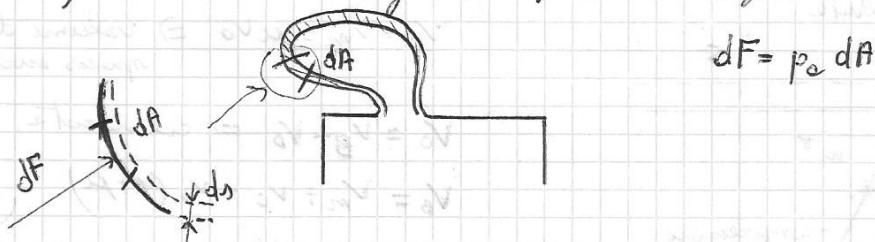
quindi:

$$Q + \mathcal{L} = \Delta U$$

Calcoleremo i vari termini che costituiscono tale equazione.

⇒ Lavoro \mathcal{L} ~ lavoro fatto dall'esterno sul sistema

Considereremo il lavoro esterno. Le forze che esercitano tale lavoro sono le forze di superficie, si trascurano le forze di taglio (effetti delle viscosità del fluido al contorno). Considereremo le forze di pressione lungo tutto il contorno:



se il pressione si sposta perché sta venendo compressa dall'aria a livello locale si definisce uno spostamento ds per cui

$$d\mathcal{L}^I = p_0 dA ds = p_0 d^2V$$

estendendo all'intera superficie

$$d\mathcal{L}^I = \int_{A(t)} d^2\mathcal{L}^I = p_0 dV$$

↘ Temperatura

integrando ulteriormente:

$$\mathcal{L}^I = \int_{T_A}^{T_B} d\mathcal{L}^I = p_0 V_0$$

si è trovato con il primo contributo di \mathcal{L} , si è trovato il lavoro compiuto dall'esterno sul sistema (positivo → forze e spostamento sono concordi). Considereremo la componente del lavoro dovuta al lavoro compiuto dallo stentuffo.

$$m_e T_e \frac{K}{K-1} R = P_B V_B \frac{K}{K-1} - P_A V_A \frac{K}{K-1} - Q$$

da quest'ultima possiamo ricavare la massa d'aria espulsa m_e dell'ambiente esterno:

$$m_e = \frac{P_B V_B \frac{K}{K-1} - P_A V_A \frac{K}{K-1} - Q}{\frac{K}{K-1} T_e R}$$

Si ha che: $V_B = V_0 + V_M = 1500 + 150 = 1650 \text{ cm}^3$
 volume di spazio vuoto cilindrico.

avendo:

$$R = 287 \text{ J/KgK}$$

$$K = 1,4$$

$$P_e = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa} = P_B$$

$$T_e = 20 + 273,15 = 293,15 \text{ K}$$

$$V_A = 293,5 \text{ cm}^3 \text{ volume della camera all'apertura delle valvole}$$

$$P_A = 95 \text{ kPa}$$

$$T_A = 295,4 \text{ K}$$

$$Q = 19,55 \text{ J}$$

si ha:

$$m_e = \frac{(100 \cdot 10^3 \cdot 1650 \cdot 10^{-6} \cdot 1,4) - (95 \cdot 10^3 \cdot 293,5 \cdot 10^{-6} \cdot 1,4) - 19,55}{1,4 \cdot 293,15 - 287}$$

$$= 1,563 \cdot 10^{-3} \text{ kg} = 1,563 \text{ g}$$

(b) Determinare la temperatura T_B dell'aria contenuta nel cilindro alla fine della corsa di espansione.

Dall'equazione dei gas perfetti si ha:

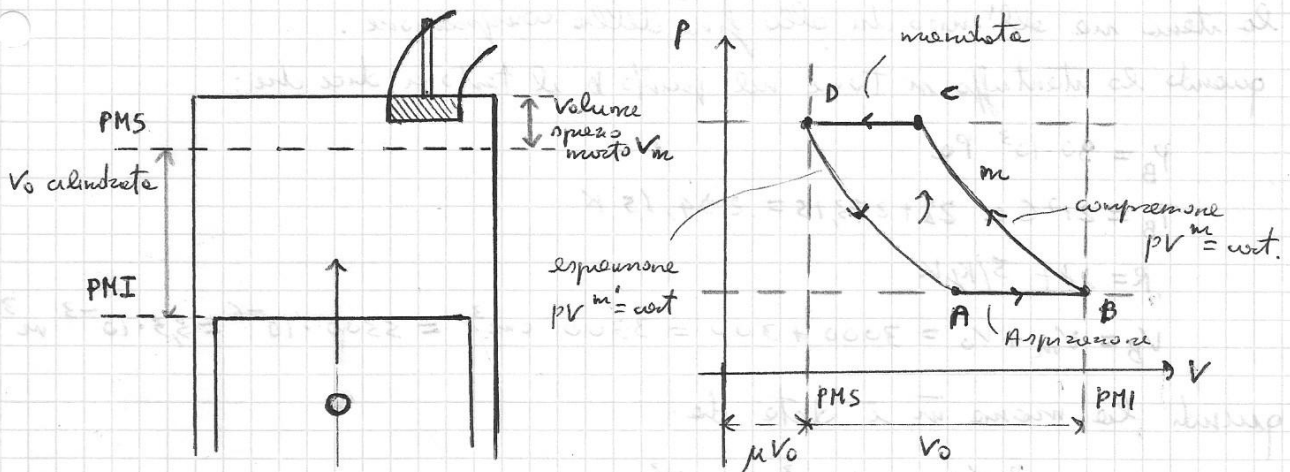
$$P_B V_B = m_B R T_B \rightarrow T_B = \frac{P_B V_B}{m_B R}$$

dove: $m_B = m_A + m_e$

ESERCIZIO 3 - ESERCITAZIONE 1 ~ COMPRESSORE ALTERNATIVO

Lo stantuffo di un compressore alternativo con valvole comandate (cilindrata 3000 cm^3 , spazio morto 300 cm^3) si trova al termine della fase di espansione al punto morto inferiore (PMI): la pressione e la temperatura in camera sono pari rispettivamente a 90 kPa e 21°C . Il fluido di lavoro (aria, $R = 287 \text{ J/Kg}\cdot\text{K}$, $K = 1,4$) viene compresso a valvole chiuse sino ad una pressione pari a 320 kPa . Si ipotizza che durante questa fase il fluido regga l'evoluzione politropica caratterizzata da un esponente $m = 1,35$.

- Calcolare il lavoro di compressione ed il calore scambiato con le pareti, trascurando il lavoro delle resistenze parve.
- Si supponga che le valvole di mandata si apra istantaneamente al termine della fase di compressione e che la successiva fase di funzionamento, con valvole di mandata completamente aperte, avvenga ad una pressione costante, pari a quella di fine compressione. Si ipotizzi inoltre che le valvole di mandata si chiuda istantaneamente quando lo stantuffo arriva al punto morto superiore (PMS) sapendo che durante la fase di mandata il calore trasmesso dal fluido alle pareti è pari a 145 J e che la pressione e la temperatura del fluido mandato nell'ambiente a valle si portano rispettivamente a 300 kPa e 90°C , determinare la massa di aria iniettata durante tale fase.



La compressione avviene lungo la politropica BC

$$V_D = V_m = \mu V_0$$

$$V_B = V_m + V_0 = V_0 (1 + \mu)$$

dove
$$\mu = \frac{V_m}{V_0} = \frac{300}{3000} = 0,1$$

quindi:

$$Q_c = - \frac{1}{m-1} (\bar{m} R T_c - \bar{m} R T_B) = - \frac{\bar{m} R}{m-1} (T_c - T_B)$$

Trasformo T_B

essendo $p V^m = \text{costante}$:

$$\text{vale } p_B V_B^m = p_C V_C^m$$

$$V_B = \frac{\bar{m} R T_B}{p_B} ; V_C = \frac{\bar{m} R T_C}{p_C}$$

quindi:

$$p_B \left(\frac{\bar{m} R T_B}{p_B} \right)^m = p_C \left(\frac{\bar{m} R T_C}{p_C} \right)^m$$

$$p_B^{(1-m)} T_B^m = p_C^{(1-m)} T_C^m$$

$$\left(\frac{T_C}{T_B} \right)^m = \left(\frac{p_B}{p_C} \right)^{1-m}$$

$$\frac{T_C}{T_B} = \left(\frac{p_B}{p_C} \right)^{\frac{1-m}{m}} \Rightarrow T_C = T_B \left(\frac{p_B}{p_C} \right)^{\frac{1-m}{m}}$$

quindi:

$$T_C = 294,15 \left(\frac{90 \cdot 10^3}{320 \cdot 10^3} \right)^{\frac{1-1,35}{1,35}} = \underline{\underline{408,69 \text{ K}}}$$

Quindi il lavoro di compressione è pari a:

$$Q_c = - \frac{3,518 \cdot 10^3 \cdot 287}{1,35-1} (408,69 - 294,15) = - 330,4 \text{ J}$$

⇒ Calcolo del calore scambiato con le pareti.

Il calore scambiato si ottiene dal primo principio applicato al volume all'interno della camera alla fine dell'espansione (punto B).

Poniamo scrivere:

$$Q = Q_c + \Delta U + \Delta E_c + \Delta E_w + \Delta E_{y,z}$$

Applichiamo il primo principio della termodinamica:

$$Q = \underbrace{\int_{c \rightarrow D} \delta Q}_{\text{lavoro che si compie alla mandata.}} + \Delta U + \underbrace{\Delta E_c}_{\text{energia cinetica}} + \underbrace{\Delta E_u}_{\text{energia potenziale}} + \underbrace{\Delta E_{gr}}_{\text{energia gravitazionale}}$$

$\int_{c \rightarrow D} \delta Q$ è il lavoro delle superfici che si spostano: si sposta una lo stantuffo che il "pistonino". Quindi: vale:

$$\int_{c \rightarrow D} \delta Q = p_u V_u - p_c (V_c - V_D)$$

↳ lavoro dell'esterno al fluido.

quest'ultimo viene considerando che il lavoro alla mandata è dato da:

$$\int_{c \rightarrow D} \delta Q = \int_c^D p dV = \int_c^D p dV_{\text{sup. interna}} + \int_c^D p dV_{\text{sup. esterna}} = p_c (V_D - V_c) + p_u (V_u - 0) =$$

$$= p_u V_u - p_c (V_c - V_D)$$

↳ lavoro tecnico ↳ lavoro di trasferimento

vale da $pV = RT \Rightarrow p \frac{V}{M} = RT \rightarrow pV = RTM$

quindi: $p_u V_u = RT_u M_u \Rightarrow V_u = \frac{RT_u M_u}{p_u}$

essendo $M_u = M_c - M_D$

quindi:

$$\int_{c \rightarrow D} \delta Q = p_u \frac{RT_u M_u}{p_u} - p_c (V_c - V_D) = RT_u M_u - p_c (V_c - V_D)$$

L'energia potenziale è data da:

$$\Delta U + = \Delta U_{M_D} + \Delta U_{M_u} = M_D c_v (T_D - T_c) + M_u c_v (T_u - T_c)$$

essendo $pV = RT \Rightarrow pV = RTM$

vale $p_D V_D = RT_D M_D \Rightarrow T_D = \frac{p_D V_D}{R M_D}$

inoltre $M_D = M_c - M_u$

quindi:

$$\Delta U + = \underbrace{M_D c_v T_D}_{\frac{p_D V_D c_v}{R}} - \underbrace{M_D c_v T_c}_{(M_c - M_u) c_v T_c} + M_u c_v (T_u - T_c) =$$

ESERCIZIO 1 ~ ESERCITAZIONE 2 ~ TURBOCOMPRESSORI

Un turbocompressore centrifugo che opera con l'aria (1 bar, 18°C) presenta la seguente caratteristica a velocità angolare costante:

β	1,800	1,793	1,771	1,733	1,700	1,650	1,593	1,514	1,436	1,357
\dot{m} [kg/s]	2,27	2,40	2,60	2,80	3,00	3,20	3,40	3,60	3,80	3,98
η_c	0,750	0,767	0,790	0,812	0,820	0,813	0,792	0,763	0,726	0,690

Sapendo che il compressore funziona attualmente con $\dot{m} = 3,20 \text{ kg/s}$, determina la potenza assorbita ($\eta_m = 0,96$).

Desiderando regolare il compressore per l'alimentazione dell'espansore fino a portata la portata è 2,27 kg/s, e portata di mandata e velocità angolare, determina il nuovo rapporto di compressione e la nuova potenza assorbita (consuendo perdite meccaniche dipendenti dalla sola velocità angolare)

punto (a) ~ Calcolo della potenza assorbita P_{ass}

La potenza assorbita è data da:

$$P_{ass} = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{\dot{m} L_i}{\eta_m} = \frac{\dot{m}}{\eta_m} \left(\frac{1}{\eta_c} c_p T_1 \left(\beta^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) \right)$$

Stiamo considerando aria, per cui $R = 287 \text{ J/kg K}$

$$K = 1,4$$

$$T_1 = 18^\circ\text{C} = 18 + 273,15 = 291,15 \text{ K}$$

inoltre $c_p = \frac{K}{K-1} R$

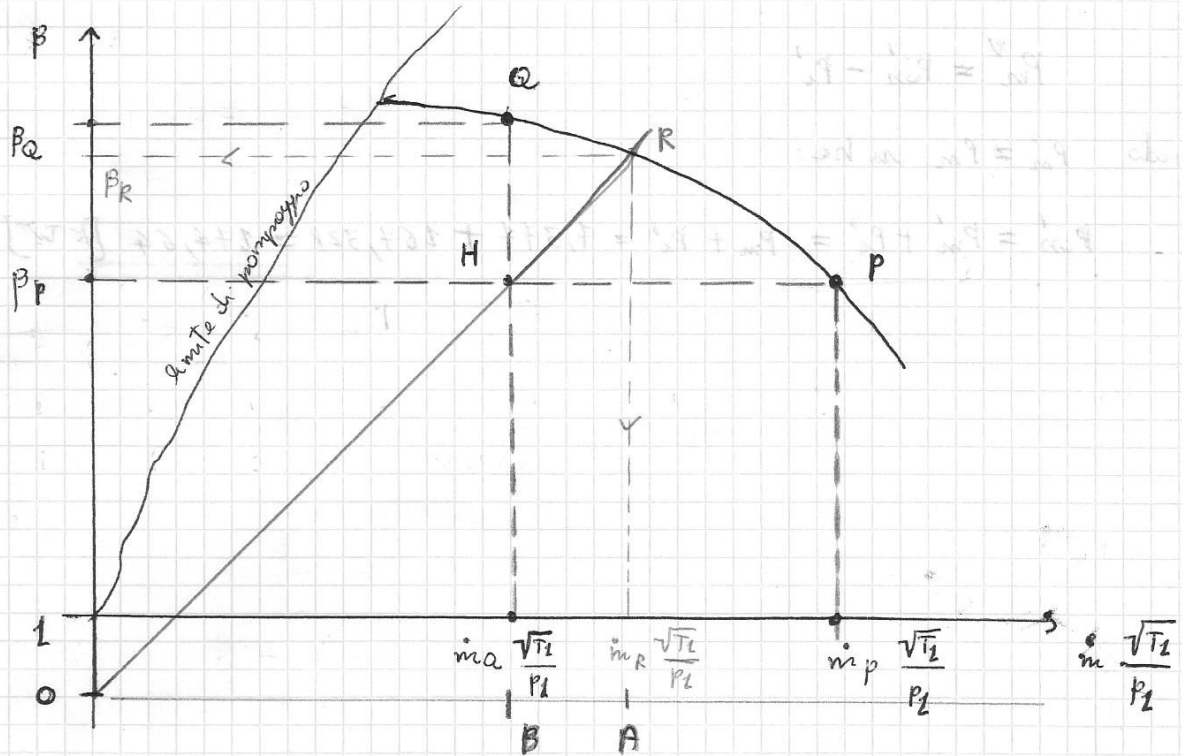
quindi:

$$P_{ass} = \frac{\dot{m}}{\eta_m} \left(\frac{1}{\eta_c} \frac{K}{K-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) \right) =$$

$$= \frac{3,20}{0,96} \left[\frac{1}{0,813} \frac{1,4}{0,4} (287 \cdot 291,15) \left(1,650^{\frac{0,4}{1,4}} - 1 \right) \right] = 184,436 \text{ [kW]}$$

La potenza meccanica è data da:

$$P_m = P_{ass} - P_i$$



Risolviemo il problema attraverso l'ausilio di un grafico su un foglio millimetrato.

Si otteniamo per il punto di rotazione R cercato i valori:

$$\dot{m}_R = \dot{m}' = 2,46 \text{ kg/s}$$

$$\eta_c' = 0,77$$

$$\beta_R = \beta_c' = 1,78 \Rightarrow \text{rapporto di compressione nelle nuove condizioni.}$$

Calcoliamo la nuova potenza richiesta P_{in}'

osserviamo che:

$$P_{in}' = \frac{P_i'}{\eta_m'}$$

ma noi non conosciamo η_m' nelle nuove condizioni: in quanto abbiamo mantenuto costante la potenza meccanica e non η_m .

Calcoliamo P_i' :

$$P_i' = \dot{m}' L_i' = \dot{m}' \left[\frac{1}{\eta_c'} \frac{k}{k-1} R T_2 \left(\beta_c'^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] =$$

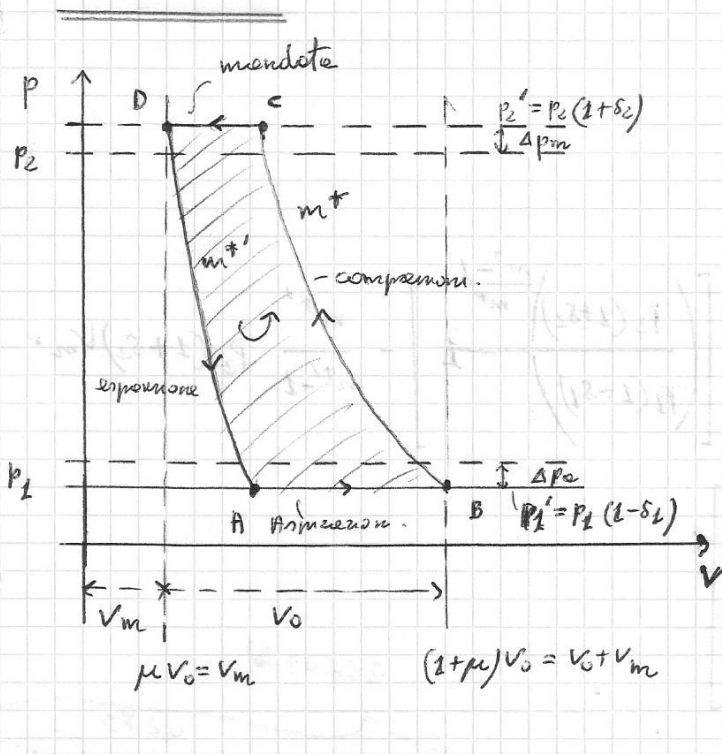
$$= 2,46 \left[\frac{1}{0,77} \frac{1,4}{0,4} (287 \cdot 291,15) \left(1,78^{\frac{0,4}{1,4} = 0,2857} - 1 \right) \right] = 167,328 \text{ [KW]}$$

ESERCIZIO 2 ~ ESERCITAZIONE 2 ~ COMPRESSORI VOLUMETRICI

Un compressore alternativo a stantuffo monostadio aspira aria a $p_1 = 100 \text{ kPa}$ e manda a $p_2 = 600 \text{ kPa}$, cilindrata $V_0 = 1500 \text{ cm}^3$, volume dello spazio morto $V_m = 130 \text{ cm}^3$, $n = 1000 \text{ giri/min}$.

Si conoscono gli esponenti delle linee di compressione ($m^* = 1,35$) e di espansione ($m^{*'} = 1,38$), $s_1 = s_2 = 0,06$, la temperatura durante le mandate (costante) $T_c = T_D = 510 \text{ K}$.

Supponete trascurabili le fughe durante la mandata e si determini: la portata di aria mandata e la potenza erogata; il volume della cavit  di aspirazione allo spazio morto affinch  la portata mandata si dimeni (e porte di altre condizioni).



(a) Calcolo della potenza erogata

Per.

Al fine di determinare la potenza erogata occorre determinare il lavoro da lo stantuffo compie sul gas in un ciclo detto

LAVORO AL CICLO \mathcal{L}_c .

\mathcal{L}_c   il lavoro scambiato dal fluido con l'organo mobile (lo stantuffo)

$d\mathcal{L}_c = -p dV \rightarrow$ per ogni lavoro positivo in senso opposto dV negativo

quindi:

$\mathcal{L}_c = -\int p dV \Rightarrow$ equivalente all'area del ciclo di lavoro

Perch  vale:

$\oint d(pV) = 0 \rightarrow \oint p dV + \oint V dp = 0$

il lavoro al ciclo pu  essere scritto come:

$\mathcal{L}_c = -\oint p dV = \oint V dp$

perch 

$\left. \begin{matrix} p_A = p_B \\ p_C = p_D \end{matrix} \right\}$ n'ha $\int_C^D V dp = 0$ e $\int_B^A V dp = 0$

quindi:

$$f_c = 269,8 \text{ S/ciclo}$$

Perché f_c è composto dallo stantuffo ad ogni giro dell'albero a gomiti, la POTENZA ASSORBITA dal compressore, indicando con n il numero di giri all'unità di tempo sarà:

$$P_{oss} = \frac{f_c n}{\eta_m 60} = \frac{f_c}{\eta_m} \cdot \frac{n}{60} = \frac{P_i}{\eta_m}$$

n è espresso in giri al minuto e deve pertanto essere convertito in giri al secondo
 inoltre $\eta_m = 0,95$

quindi:

$$P_{oss} = \frac{269,8 \cdot 1000}{60 \cdot 0,95} = 4733,33 \text{ W} = 4,73 \text{ kW}$$

(b) Calcolo delle portate di aria mandata in

La portata di aria mandata è data da:

$$m_i = \left(\frac{n}{60} \right) M_m \quad \text{dove } n \text{ è espresso in giri al minuto ed } M \text{ è la massa mandata al ciclo}$$

Per il calcolo di M si fa il bilancio di massa:

$$M_m = M_c - M_D - M_{fughe} (C \rightarrow D)$$

Il testo ci dice che sono trascurabili le fughe durante la mandata, quindi:

$$M_{fughe} (C \rightarrow D) = 0$$

quindi:

$$M_m = M_c - M_D$$

si ha che:

$$M_c = \frac{P_c V_c}{RT_c} = \frac{P_2 (1+S_2) V_c}{RT_c}$$

calcoliamo V_c

essendo:

$$P_c V_c^{m^*} = P_B V_B^{m^*} \rightarrow V_c = \left(\frac{P_B}{P_c} \right)^{1/m^*} \cdot V_B = \left(\frac{P_1 (1-S_1)}{P_2 (1+S_2)} \right)^{1/m^*} (V_m + V_0)$$

quindi:

$$M_c = \frac{P_2 (1+S_2)}{RT_c} \left(\frac{P_1 (1-S_1)}{P_2 (1+S_2)} \right)^{1/m^*} (V_m + V_0)$$

essendo:

$$M_D' = \frac{P_D' V_D'}{RT_D} \quad \text{ed} \quad M_C' = \frac{P_C' V_C'}{RT_C}$$

invece:

$$M_m' = \frac{P_C' V_C'}{RT_C} - \frac{P_D' V_D'}{RT_D}$$

essendo:

$$P_C' = P_C = P_2 (1 + \delta_2)$$

$$P_B = P_1' = P_1 (1 - \delta_1)$$

$$V_C' = \left(\frac{P_B}{P_C'} \right) V_B' = \left(\frac{P_B}{P_C'} \right)^{1/m^*} (V_0 + V_m + V_2) = \left(\frac{P_1 (1 - \delta_1)}{P_2 (1 + \delta_2)} \right)^{1/m^*} (V_0 + \mu V_0 + V_2)$$

$$P_D' = P_D = P_C' = P_2 (1 + \delta_2)$$

$$V_D' = V_2 + V_m = \mu V_0 + V_2$$

Si ottiene:

$$M_m' = \left[\frac{P_2 (1 + \delta_2) \left(\frac{P_1 (1 - \delta_1)}{P_2 (1 + \delta_2)} \right)^{1/m^*} (V_0 + \mu V_0 + V_2)}{RT_C} \right] - \left[\frac{P_2 (1 + \delta_2) (\mu V_0 + V_2)}{RT_D} \right] = \frac{1}{2} M_m$$

quindi:

$$\left[\frac{\overbrace{(600 \cdot 10^3)}^{636000} (1 + 0,06) \left(\frac{100 \cdot 10^3 (1 - 0,06)}{600 \cdot 10^3 (1 + 0,06)} \right)^{1/1,35} \overbrace{(1500 \cdot 10^6 + 130 \cdot 10^6 + V_2)}^{1630 \cdot 10^6}}{287 \cdot 510} \right] + \left[\frac{\overbrace{(600 \cdot 10^3) (1 + 0,06) (130 \cdot 10^6 + V_2)}^{636000}}{287 \cdot 510} \right] = \frac{1}{2} (1,165 \cdot 10^{-3})$$

$$1718,43 \cdot 10^6 + 1,054 V_2 - 564,87 \cdot 10^6 - 4,34 V_2 = 5,825 \cdot 10^{-4}$$

$$1153,56 \cdot 10^6 = 3,286 V_2$$

$$V_2 = 351 \text{ cm}^3$$

(a) Calcoliamo le perdite meccaniche.

Poiché le perdite meccaniche rimangono, non subiscono variazioni, ne calcoliamo il loro valore onnumentando le condizioni di progetto:

$$P_m = P_{os} - P_i$$

essendo:

$$P_{os} = \frac{P_i}{\eta_m} \quad \text{e} \quad P_i = \dot{L}_c n$$

in ottiene:

$$P_m = \frac{\dot{L}_c n}{\eta_m} - \dot{L}_c n = \dot{L}_c n \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right)$$

non compari le i in quanto con v_0 stiamo considerando le cilindrate complessive.

dove:

$$\dot{L}_c = P_1 V_0 \left[\frac{m^+}{m^+ - 1} \left(\rho^{m^+ - 1} - 1 \right) + \frac{1}{\rho} \left(\beta - \rho^{m^+} \right) \right]$$

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

quindi:

$$\dot{L}_c = 98,07 \cdot 10^3 \cdot 2000 \cdot 10^{-6} \left[\frac{1,35}{1,35 - 1} \left(2,5^{1,35 - 1} - 1 \right) + \frac{1}{2,5} \left(\frac{588,42 \cdot 10^3}{98,07 \cdot 10^3} - 2,5^{1,35} \right) \right]$$

1,458 1,022

$$= 486,4272 \text{ J/ads}$$

quindi:

$$P_m = \frac{486,4272 \cdot 3000}{60} \left(\frac{1}{0,95} - 1 \right) = \underline{\underline{1,280 \text{ kW}}}$$

(b) Calcoliamo la potenza erogata P_{os} del compressore nelle condizioni di mezzo e vuoto.

Si ha che:

$$P_m' = P_m \Rightarrow \text{in quanto le perdite meccaniche sono trascurabili}$$

si ha che:

$$P_m' = P_{os}' - P_i'$$

↳ Cambia il rendimento ed il lavoro.

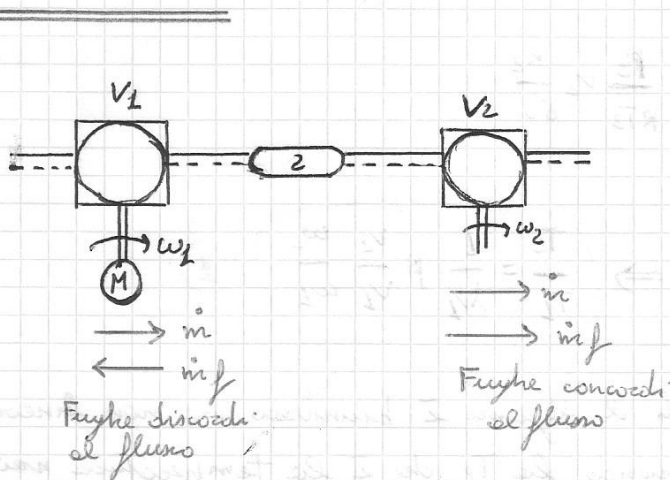
quindi:

$$P_{os}' = P_m + P_i'$$

ESERCIZIO 4 ~ ESERCITAZIONE 2 ~ COMPRESSORI ROOTS

Un compressore Roots monotacho, non refrigerato, avente cilindrata complessiva $V_1 = 2000 \text{ cm}^3$, aspira aria a $p_1 = 100 \text{ kPa}$, $T_1 = 290 \text{ K}$ e la manda in un serbatoio a $p_2 = 180 \text{ kPa}$ ruotando a $209,5 \text{ rad/s}$ (le perdite delle mandate e dell'aspirazione trascurabili). A valle del serbatoio di mandate è situato un motore di portata Roots avente cilindrata complessiva $V_2 = 1500 \text{ cm}^3$, ruotante, nelle condizioni dette, a $167,5 \text{ rad/s}$ con una caduta di pressione fra ingresso e uscita praticamente trascurabile.

Determinare in tali condizioni il coefficiente di riempimento del compressore.



Il funzionamento è ciclico quindi stazionario. Tenute opportune ipotesi si può considerare il moto mediamente stazionario e può essere trattato come tale.

Allontanando il compressore dalle mandate, la portata che vede la mandata non è più presente, ma può essere considerata stazionaria.

Applicando l'eq. di continuità:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

poiché le due macchine funzionano diversamente (la prima da compressore e la seconda da motore) si ha:

$$\lambda V_1 p_1 V_1 \frac{n_1}{60} = \frac{1}{\lambda V_2} p_2 V_2 \frac{n_2}{60}$$

↓ compressore
↓ motore
↓ portate nominali

↓ portate mandate del compressore.

La seconda macchina non funziona come compressore, ma come motore, perché non ha alcun motore che lo traina, ma è trainato dalle rotazioni

si ottiene:

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{k-1}{k} \frac{1}{\lambda v_1} (\beta - 1) \quad (2)$$

uguagliando la (1) e la (2) si ottiene:

$$1 + \frac{k-1}{k} \frac{1}{\lambda v_1} (\beta - 1) = \frac{1}{\lambda v_1} \beta \frac{v_2}{v_1} \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

risolvendo rispetto a λv_1 si ottiene:

$$\lambda v_1 = \left[\left(\beta \frac{v_2}{v_1} \frac{\omega_2}{\omega_1} \right) - \left(\frac{k-1}{k} (\beta - 1) \right) \right]$$

Essendo:

$$V_1 = 2000 \text{ cm}^3$$

$$V_2 = 1500 \text{ cm}^3$$

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{180 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} = 1,8$$

$$\omega_1 = 209,5 \text{ rad/s}$$

$$\omega_2 = 167,5 \text{ rad/s}$$

$$k = 1,4$$

quindi:

$$\lambda v_1 = \left[\underbrace{\left(1,8 \cdot \frac{1500}{2000} \cdot \frac{167,5}{209,5} \right)}_{1,073} - \underbrace{\left(\frac{1,4-1}{1,4} (1,8-1) \right)}_{0,228} \right] = 0,851$$

⇒ Calcoliamo il valore della pressione p_2' nelle condizioni di lavoro
progetto

Dal punto di vista del compressore:

$$(1) \frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{\lambda v' p_2' v n'}{\lambda v p_2 v n}$$

se il coefficiente di riempimento rimane costante e che $\lambda v = \lambda v'$ quindi:

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

Dal punto di vista dell'ugello, se esso è entrato prima e dopo, si scrive:

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{p_2' \sqrt{T_2}}{p_2 \sqrt{T_2}}$$

quest'ultimo può essere scritto come:

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{p_2'}{p_2} \frac{p_2}{p_2} \frac{\sqrt{T_2/T_1}}{\sqrt{T_2'/T_1}} = \frac{\beta'}{\beta} \frac{\sqrt{T_2/T_1}}{\sqrt{T_2'/T_1}}$$

per il compressore vale:

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{1}{\lambda v} \frac{k-1}{k} (\beta-1)$$

quindi:

$$(2) \frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{\beta'}{\beta} \sqrt{\frac{1 + \frac{1}{\lambda v} \frac{k-1}{k} (\beta-1)}{1 + \frac{1}{\lambda v'} \frac{k-1}{k} (\beta'-1)}}$$

regolando la (1) e la (2) si ottiene:

$$\frac{n'}{n} = \frac{\beta'}{\beta} \sqrt{\frac{1 + \frac{1}{\lambda v} \frac{k-1}{k} (\beta-1)}{1 + \frac{1}{\lambda v'} \frac{k-1}{k} (\beta'-1)}} \quad \text{con } \beta = \frac{p_2}{p_1}$$

se quest'ultima si ricava β'

avendo:

$$\beta' = \frac{p_2'}{p_1} \Rightarrow p_2' = \beta' p_1$$

quindi sostituendo i valori: $\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{1,5}{1} = 1,5$

$$\frac{T_u}{T_2} = \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

quindi:

$$T_u = T_2 \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 248,38 \text{ K}$$

dove:

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{1}{\lambda v} \frac{k-1}{k} (\beta-1) \right] = 340,08 \text{ K}$$

La potenza erogata è data da:

$$P_{om} = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{\gamma_c \dot{m}}{\eta_m} = \frac{P_2 V_0 (\beta-1) \dot{m}}{\eta_m} = \frac{V P_2 (\beta-1) \dot{m}}{\eta_m}$$

Cilindrata compressore.

quindi si ottiene:

$$P_{om} = \frac{8 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 10^5 (1,5-1) (1500/60)}{0,95} = 10,52 \text{ kW}$$

⇒ Calcolo della temperatura dell'aria nello sezione di effluvio dell'ugello
 T_u' e della potenza erogata P_{om} nelle condizioni ad n'

si ha che:

$$\dot{m} = \rho_u A_u c_u$$

dove

$$\rho_u = \frac{P_u}{RT_u} = \frac{P_3}{RT_u} \quad \text{con } P_u = P_3$$

$$c_u = \sqrt{2c_p(T_2 - T_u)}$$

quindi erendo: $P_3' = P_3$

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{\rho_u' A_u c_u'}{\rho_u A_u c_u} = \frac{P_3'}{RT_u'} \frac{RT_u}{P_3} \frac{\sqrt{2c_p(T_2' - T_u')}}{\sqrt{2c_p(T_2 - T_u)}}$$

⇓

$$\textcircled{1} \quad \frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{T_u}{T_u'} \sqrt{\frac{T_2' - T_u'}{T_2 - T_u}}$$

Dalla conservazione delle masse, dal punto di vista del compressore:

$$\textcircled{2} \quad \frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{\lambda v' P_2' V n'}{\lambda v P_2 V n} = \frac{n'}{n} = \frac{1200}{1500} = 0,8$$

applicando le $\textcircled{1}$ e le $\textcircled{2}$ si ottiene:

$$\frac{n'}{n} = \frac{T_u}{T_u'} \sqrt{\frac{T_2' - T_u'}{T_2 - T_u}}$$

POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento di Energetica

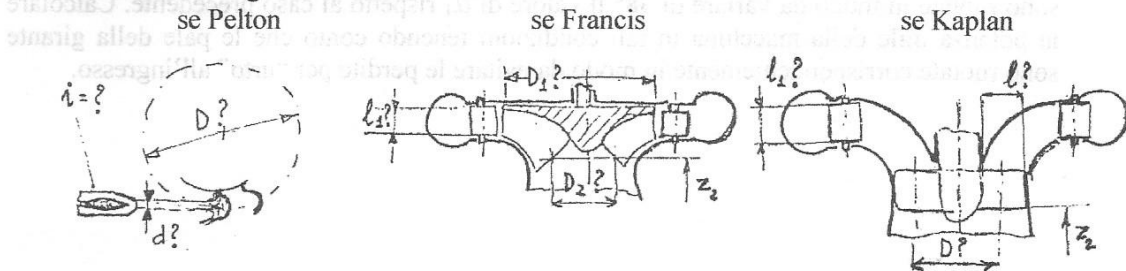


LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

a.a. 2012/2013

ESERCITAZIONE 3 - MACCHINE

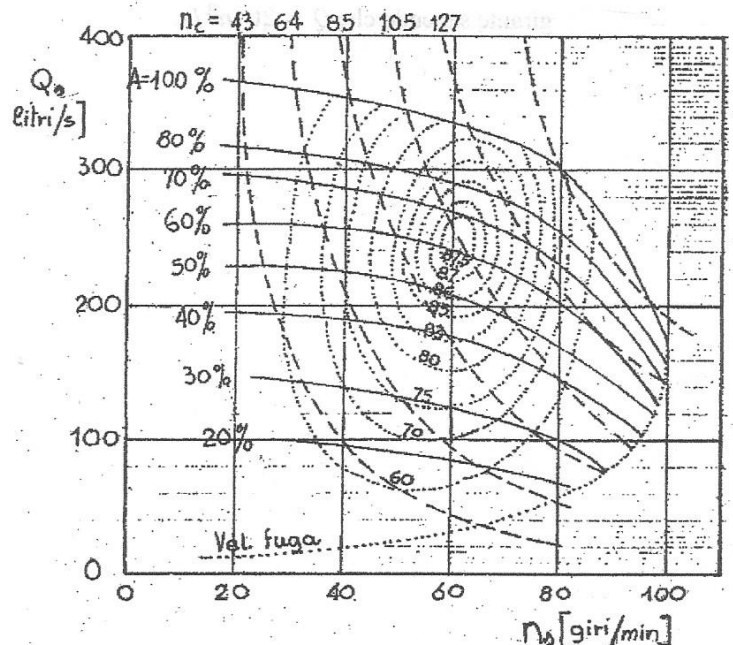
- 1) Una turbina idraulica è destinata ad un impianto avente $Q = 11 \text{ m}^3/\text{s}$, $H_u = 684 \text{ m}$, $n = 450$ giri/min e si presuppone abbia $\eta_y = 0.90$. Scegliere il tipo di turbina e, a seconda di questo, calcolare le seguenti caratteristiche:



Tracciare, inoltre, per il tipo di turbina prescelto, il relativo triangolo di velocità e calcolare la potenza utile della macchina.

- 2) Una turbina Pelton utilizza, in condizioni nominali, un salto utile $H_u = 1441 \text{ m}$ con una portata di $2.79 \text{ m}^3/\text{s}$. Si conoscono $\phi = 0.97$, $\psi = 0.94$, angolo di uscita delle pale $\beta'' = 9^\circ$, diametro medio della girante $D = 2950 \text{ mm}$. Supposti ϕ e ψ costanti, si calcoli la coppia agente sulla girante quando questa è ferma con distributore tutto aperto. Si calcoli altresì il carico complessivo sui cuscinetti della girante in tali condizioni sapendo che la girante pesa 15.5 t , che essa ha asse di rotazione orizzontale e che l'asse del getto è pure orizzontale.

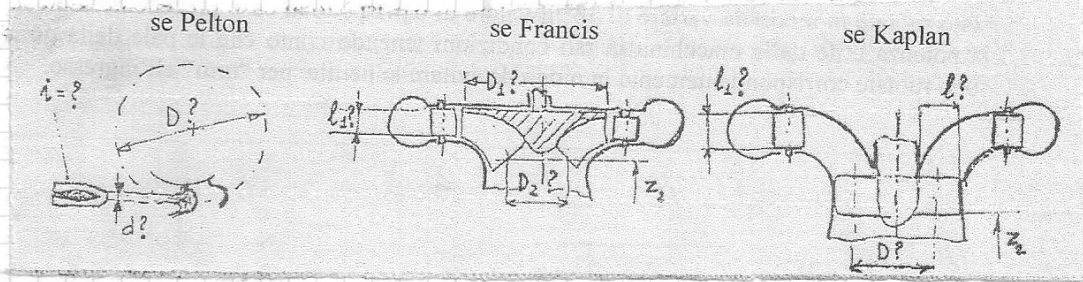
- 3) La turbina Francis, di cui è riportata a lato la mappa di funzionamento, elabora una caduta utile di 240 m con una portata di 3800 l/s . Determinare il diametro della ruota e la sua velocità di rotazione (compatibilmente con l'accoppiamento diretto ad un alternatore a 50 Hz) in modo da rendere il rendimento il massimo possibile. Determinare inoltre la potenza della macchina e la sua velocità di fuga.



- 4) Una turbina Francis avente $\eta_y = 0.88$ fornisce una potenza utile di 18.5 MW con una portata di $20 \text{ m}^3/\text{s}$. La velocità periferica al raggio esterno della girante vale $u_1 = 30 \text{ m/s}$, l'angolo α_1 è pari a 30° , la velocità c_2 è assiale e il coefficiente di perdita nel distributore è $\phi = 0.95$. Supponendo trascurabili le perdite di carico nella condotta forzata calcolare la pressione p_1 all'uscita del distributore,

ESERCIZIO 1 ~ ESERCITAZIONE 3 ~ TURBINA PELTON

Una turbina idraulica è destinata ad un impianto esistente $Q = 11 \text{ m}^3/\text{s}$, $H_u = 684 \text{ m}$, $n = 450 \text{ giri/min}$ e si presuppone abbia $\eta_\gamma = 0,9$. Scegliere il tipo di turbina e, a seconda di questo, calcolare le caratteristiche dimensionali. Tracciare, inoltre, per il tipo di turbina prescelto, il relativo triangolo di velocità e calcolare la potenza utile della macchina.



Si ha:

$Q = 11 \text{ m}^3/\text{s}$

$H_u = 684 \text{ m}$

$n = 450 \text{ giri/min}$

$\eta_\gamma = 0,90 \Rightarrow$ è una stima del rendimento idraulico.

(a) Scelta del tipo di turbina da adottare

In sede di progetto sono di solito assegnate la caduta utile H_u , la potenza P_u , il numero di giri n .

Ciascuna turbina ha per me note un campo di applicazioni che viene indicato dal numero di giri caratteristico:

$$n_c = \frac{n \sqrt{P_u}}{H_u^{3/4}} \quad [\text{giri/min}]$$

dove:

$$P_u = \eta_0 \cdot \eta_v \cdot \eta_\gamma \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_u / 1000 \quad [\text{CV}]$$

ovvero:

$\eta_\gamma = 0,90$

$\eta_v = 1$

$\eta_0 = 0,98$

$\rho = 9810 \text{ N/m}^3$ peso specifico dell'acqua

n_c rappresenta il numero di giri a cui deve ruotare una turbina geometricamente simile all'originale per erogare la potenza di 1 CV funzionante con la caduta di 1 m, in un'itudine fluidodinamica con l'originale.

Calcoliamo il diametro medio D con la formula:

$$u = \frac{\pi D n}{60} \Rightarrow D = \frac{60 u}{\pi n}$$

quindi:

$$D = \frac{60 \cdot 56,185}{3,14 \cdot 450} = \underline{\underline{2,385 \text{ [m]}}}$$

Il numero i di getti e il diametro d dei getti non sono indipendenti tra loro perché da essi dipende la portata:

$$Q = i \frac{\pi}{4} d^2 c_1 \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4Q}{i \pi c_1}}$$

Il numero di getti i può variare da 1 a 6. Tale valore viene scelto tenendo presente che all'aumentare del numero di getti aumenta la complessità costruttiva della macchina e la sua manutenzione.

Inoltre il rapporto $\frac{D}{d}$ ha dei limiti dettati da ragioni meccaniche in quanto da d dipende tutto il dimensionamento delle pale:

$$8 \leq \frac{D}{d} \leq 50$$

$$\text{se } i=1 \Rightarrow d=0,353 \text{ m} \Rightarrow \frac{D}{d}=6,76$$

$$\text{se } i=2 \Rightarrow d=0,250 \text{ m} \Rightarrow \frac{D}{d}=9,54$$

$$\text{se } i=3 \Rightarrow d=0,204 \text{ m} \Rightarrow \frac{D}{d}=11,70$$

$$\text{se } i=4 \Rightarrow d=0,171 \text{ m} \Rightarrow \frac{D}{d}=13,51$$

$$\text{se } i=5 \Rightarrow d=0,158 \text{ m} \Rightarrow \frac{D}{d}=15,10$$

$$\text{se } i=6 \Rightarrow d=0,144 \text{ m} \Rightarrow \frac{D}{d}=16,54$$

non si è sotto del limite minimo consigliato

Il valore $i=1$ non va bene in quanto al di sotto del limite minimo consigliato, invece tutti i valori da 2 a 6 vanno bene. Se vogliamo scegliere la fedeltà costruttiva della macchina si sceglie un $i=2$, se vogliamo abbattere il costo del limite inferiore $D/d=8$ allora scegliamo $i=6$.

La pratica costruttiva ci dice inoltre che con $i=1 \pm 2$ si ha una turbina ad asse orizzontale. Mentre per i superiori si avrà una turbina ad asse verticale.

Scegliamo

$$\boxed{i=2}$$

con asse orizzontale.

$$\boxed{d=0,25 \text{ m}}$$

Calcoliamo c_1 nelle condizioni di suramento

Si ha che:

$$c_1 = \psi \sqrt{2g H_u + c_2^2}$$

osservando che in tale formula nelle condizioni di progetto il valore di c_2 viene trascurato, ma nelle condizioni di suramento si ha un'energia cinetica allo scavo molto alta che obbliga il salto utile e quindi il valore di c_2 deve essere considerato.

Il salto disponibile è infatti dato da:

$$H_d = H_u + Y_c + \frac{c_2^2}{2g}$$

quindi si ottiene:

$$c_1 = \psi \sqrt{2g (H_d - Y_c - \frac{c_2^2}{2g}) + c_2^2} = \psi \sqrt{2g (H_d + Y_c)}$$

quindi:

$$c_{1, sur} = \psi \sqrt{2g (H_d + Y_c)}$$

Noi abbiamo a disposizione il valore di H_u in condizioni di progetto.

In condizioni di progetto (andate con *) possiamo trascurare il contributo Y_c rispetto al salto disponibile H_d infatti si ha $Y_c \ll H_d^*$ ed inoltre $Y_c \ll H_u^*$ quindi: $\frac{c_2^2}{2} \ll H_u^*$. Quindi:

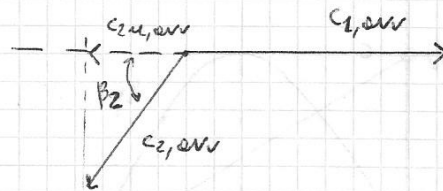
$$H_d^* \approx H_u^* \neq H_{u, sur}$$

\downarrow \downarrow
 condizioni condizioni
 di progetto di suramento.

quindi si ottiene:

$$c_{1, sur} = \psi \sqrt{2g H_u^*}$$

\downarrow
di progetto



quindi:

$$c_{2u, sur} = c_{2, sur}$$

essendo $u=0$ si ha che $c_{1, sur} = c_{2, sur}$

quindi $\omega_{2, sur} = \psi \omega_{2, sur} = \psi c_{2, sur}$

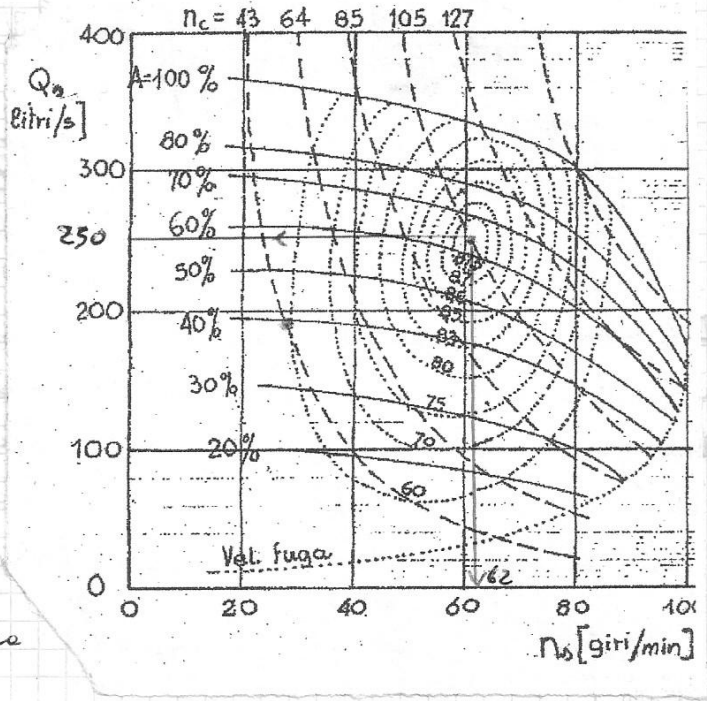
essendo $c_{2, sur} = \psi c_{1, sur}$

si ha che:

$$c_{2u, sur} = -c_{2, sur} \cos \beta_2 = -\psi \cos \beta_2 (\psi \sqrt{2g H_u^*})$$

ESERCIZIO 3 ~ ESERCITAZIONE 3 - TURBINA FRANCIS

Una turbina Francis, di cui è riportata a lato la mappa di funzionamento, elabora una caduta utile di 240m con una portata di 3800 l/s. Determinare il diametro delle ruote e la sua velocità di rotazione (compatibilmente con l'accoppiamento diretto ad un alternatore di 50Hz) in modo da rendere il rendimento il massimo possibile. Determinare inoltre la potenza delle macchine e la sua velocità di fuga.



- (a) Determinare il diametro delle ruote e la sua velocità di rotazione in modo da rendere il rendimento il massimo possibile compatibile con l'accoppiamento diretto ad un alternatore di 50 Hz

Si ha una mappa di funzionamento della turbina Francis dove Q_s è la portata specifica e n_s è il numero specifico di giri. $A=100\%$ corrisponde alle condizioni di distributore tutto aperto, ma non che si rende in ammette meno portata alla turbina.

I dati del testo sono:

$$H_u = 240 \text{ m}$$

$$Q = 3800 \text{ l/s}$$

Considerando condizioni di similitudine fluidodinamica valgono le relazioni:

$$n_s = \frac{nD}{\sqrt{H_u}} \quad ; \quad Q_s = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H_u}} \quad (1)$$

Inoltre vale la relazione per il motore elettrico:

$$(2) \quad n = \frac{60f}{p} = \frac{60 \cdot 50}{p} = \begin{cases} p=1 \Rightarrow n=3000 \text{ giri/min} \\ p=2 \Rightarrow n=1500 \text{ giri/min} \\ p=3 \Rightarrow n=1000 \text{ giri/min} \end{cases}$$

In coppia polari.

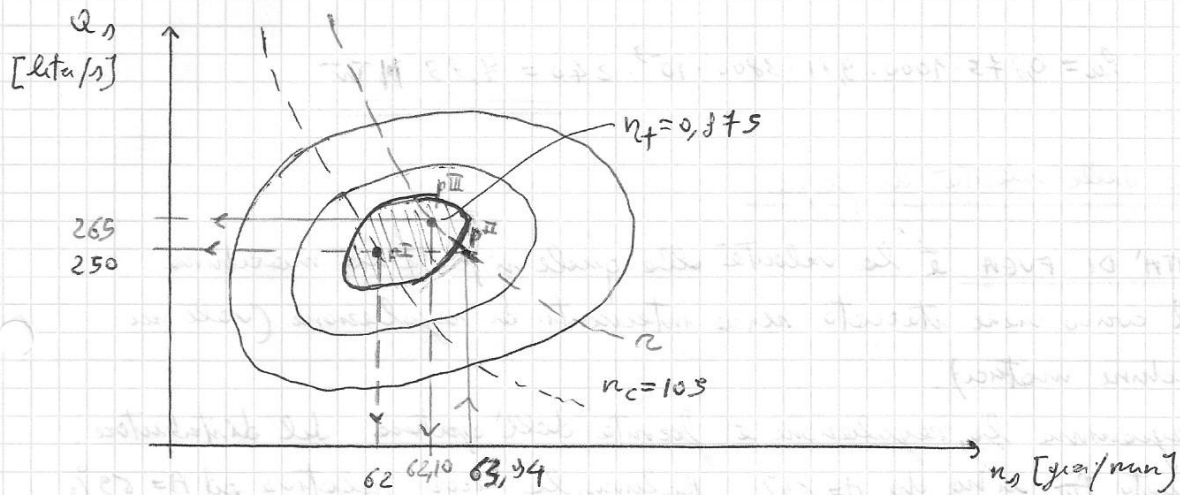
si ha:

$$n_n = 1000 \sqrt{\frac{3800}{250}} \frac{1}{240^{3/4}} = 63,94 \text{ [giri/min]}$$

Sulla caratteristica si ottiene quindi il punto P_{II} caratterizzato dai valori:

$$n_n = 63,94 \text{ [giri/min]}$$

$$Q_n = 250 \text{ [lita/s]}$$



Come si vede il punto P_{II} cade in una regione al di fuori delle zone di massimo rendimento e quindi non va bene.

Quindi per muoversi nelle zone di massimo rendimento si deve diminuire n_n ed aumentare Q_n muovendosi su una curva n che abbia rendimento pari a quello di n_c . Viene quindi considerato un punto P_{III} e cui corrisponde un:

$$Q_n = 256 \text{ [lita/s]}$$

$$n = 1000 \text{ [giri/min]}$$

con tale valva ricorriamo n_n :

$$n_n = n \sqrt{\frac{Q}{Q_n}} \frac{1}{H_n^{3/4}} = 1000 \sqrt{\frac{3800}{265}} \frac{1}{240^{3/4}} = 62,10 \text{ [giri/min]}$$

che cade all'interno delle zone di massimo rendimento:

Con la relazione:

$$D = \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt{Q_n} H_n^{1/4}} = \sqrt{\frac{3800}{265}} \cdot \frac{1}{240^{1/4}} = 0,962 \text{ m}$$

Quindi i valori cercati sono:

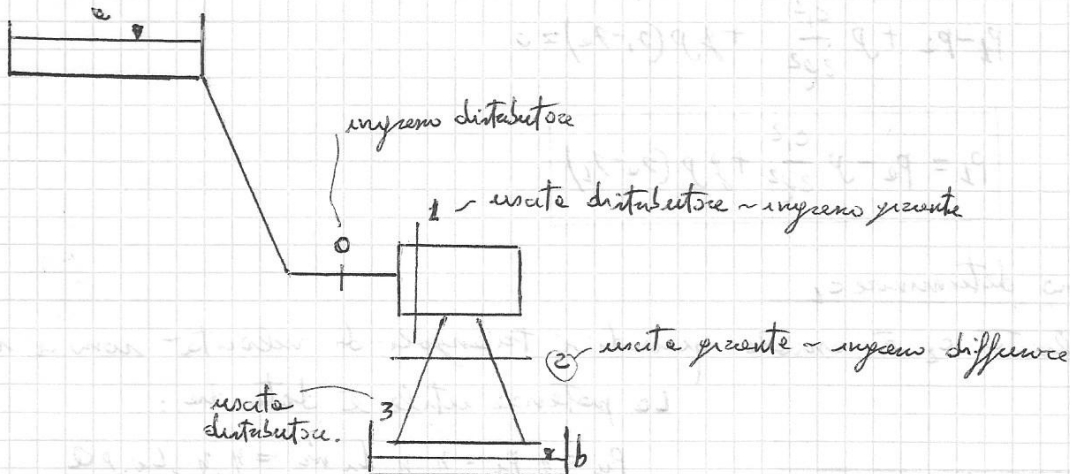
$n = 1000 \text{ giri/min}$
$D = 0,962 \text{ m}$

ESERCIZIO 4 ~ ESERCITAZIONE 3 ~ TURBINA FRANCIS

Una turbina Francis avente $\eta_y = 0,88$ fornisce una potenza utile di 11,5 MW con una portata di 20 m³/s. La velocità periferica al raggio esterno della girante vale $u_1 = 30$ m/s, l'angolo α_1 è pari a 30°, la velocità c_2 è assiale e il coefficiente di perdita del distributore è $\varphi = 0,95$. Supponendo trascurabili le perdite di curva nella condotta forzata calcolare la pressione p_2 all'uscita del distributore, sapendo che tale sezione è posta a 100 m sotto il bacino di monte. Determinare inoltre il salto utile H_u

(a) Calcolo pressione p_2 all'uscita del distributore

Consideriamo lo schema della condotta:



Tra bacino di prelievo e uscita distributore vale la relazione ($0 \rightarrow 1$)

$$-L_i = \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta E_y + \Delta E_c + L_w$$

$$L_i = \frac{p_0 - p_1}{\rho} + \frac{c_0^2 - c_1^2}{2} + g(z_0 - z_1) - \underbrace{L_w}_{L_{w0 \rightarrow 1} + L_{w0 \rightarrow 1}}$$

\downarrow
 $= 0$ non
 va il verso
 tra 0 e 1

\parallel
 φ
 perdite di curva nella
 condotta

$$0 = \frac{p_0 - p_1}{\rho} + \frac{c_0^2 - c_1^2}{2} + g(z_0 - z_1) - \varphi \gamma_c - L_{w0 \rightarrow 1}$$

quindi:

$$\boxed{\frac{p_1 - p_0}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + g(z_1 - z_0) + L_{w0 \rightarrow 1} = 0}$$

quindi:

$$p_2 = 3,5 \text{ bar}$$

(b) Calcolo del salto utile H_u

Si ha che:

$$L_i = \eta_y g H_u$$

quindi:

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

essendo $\eta_y = 0,885$ (in assenza essendo $\eta_y = 0,85 \div 0,92$) si ottiene:

$$H_u = \frac{u_1 c_1 \cos \alpha_1}{\eta_y g} = \frac{30 \cdot 36,33 \cos 30}{0,885 \cdot 9,81} = \underline{\underline{108,72 \text{ m}}}$$