NUMERO: 2257A

ANNO: 2017

A P P U N T I

STUDENTE: Sobrero Giovanni

MATERIA: Fisica II - Fondamenti di Macchine Oleodinamica - Prof. Stefano D'Ambrosio.

Fondamenti di macchine e Oleodinamica

Prof. Stefano D'Ambrosio – Anno 2017

Appunti di Giovanni Sobrero

Programma

Fondamenti di Macchine

- Generalità e classificazione delle machine: macchine idrauliche e termiche; macchine motrici ed operatrici; macchine volumetriche e turbomacchine.
- Fondamenti di termodinamica applicata alle macchine: leggi di conservazione della massa e dell'energia in forma lagrangiana ed euleriana; entropia e leggi di evoluzione dell'energia; legge di conservazione della quantità di moto e del momento della quantità di moto per la valutazione del lavoro interno di una turbomacchina. Triangoli delle velocità per lo studio unidimensionale di una turbomacchina.
- Ugelli e diffusori: cenni sulle equazioni fondamentali della fluidodinamica nell'ottica di un'applicazione allo studio delle macchine a fluido; calcolo di ugelli e diffusori in condizioni nominali di funzionamento, analisi del loro comportamento in condizioni diverse da quelle di progetto.
- Impianti di turbina a vapore. Ciclo Rankine. Valutazione delle prestazioni degli impianti a ciclo semplice, rigenerativi e cogenerativi.
- Impianti di turbina a gas. Ciclo Joule. Valutazione delle prestazioni degli impianti a ciclo semplice. Cenni alle metodologie utilizzate per aumentare il rendimento. Impianti di turbina a gas cogenerativi e impianti a ciclo combinato gas-vapore.
- Turbomacchine. Classificazione.
- Turbine. Perdite fluidodinamiche in uno stadio di turbina. Rendimento total-to-total e total-to-static di uno stadio di turbina. Rendimento di una turbina multistadio e fattore di recupero di una turbina multistadio. Studio unidimensionale di uno stadio di turbina: lavoro dello stadio ed evoluzione del fluido nel diagramma entalpia-entropia. Grado di reazione.
- Turbocompressori. Classificazione e principi di funzionamento; lavoro di compressione; rendimento isentropico ed idraulico; compressore centrifugo e compressore assiale: triangoli delle velocità e determinazione della caratteristica manometrica; cenni alle instabilità di funzionamento dei turbocompressori.
- Turbopompe. Definizione delle grandezze caratteristiche di funzionamento e dei rendimenti delle macchine idrauliche; curve caratteristiche delle turbopompe; funzionamento in similitudine.

Fondamenti di Oleodinamica

- Sistemi di trasmissione idraulici della potenza.
- Schemi simbologici equivalenti dei sistemi oleodinamici: normativa ISO 1219-1.
- Cenni ai moti laminari e turbolenti.
- Principi di funzionamento delle valvole per il controllo della direzione, per il controllo della pressione e per il controllo della portata.
- Teoria dei blocchi funzionali.
- Gruppi di alimentazione.
- Principi di funzionamento di pompe volumetriche e motori oleodinamici. × | NO TIME
- Circuiti di valvole oleodinamiche. × | (2017)

Criteri, regole e procedure per l'esame

La prenotazione all'esame tramite il portale della didattica è obbligatoria.
L'esame consta di una parte scritta e di una parte orale. Quest'ultima parte può essere obbligatoria o facoltativa, in base al punteggio della parte scritta.

Esame scritto (durata: circa 4 h)
L'esame scritto è diviso in due parti:
- La prima parte (durata: 45 minuti) consta di 15 domande a scelta multipla (indicativamente 10 relative alla parte di Fondamenti di Macchine e 5 relative alla parte di Fondamenti di Oleodinamica). Questa parte sarà relativa principalmente agli argomenti di teoria del corso, tuttavia potrebbero essere presenti alcune domande che richiedono la soluzione di brevi esercizi numerici. Per ogni risposta corretta sono assegnati 2 punti, per ogni risposta non data sono assegnati 0 punti, per ogni risposta errata sono assegnati -0.5 punti. Il punteggio massimo della prima parte è dunque 30/30.
- La seconda parte (durata: 3h), consta di 3 esercizi (2 relativi alla parte di Fondamenti di Macchine e 1 relativo alla parte di Fondamenti di Oleodinamica) con difficoltà analoga a quelli proposti durante le esercitazioni svolte in aula. Ogni esercizio vale 10 punti per un punteggio massimo di 30/30.

L'esame risulta non superato se il punteggio della prima parte scritta è inferiore a 18/30 o il punteggio della seconda parte scritta è inferiore a 15/30.
Il voto finale della parte scritta risulta una media pesata delle singole valutazioni delle due parti (i pesi per la prima e la seconda parte valgono rispettivamente 0.3 e 0.7).
Durante l'esame scritto gli studenti possono utilizzare esclusivamente una calcolatrice scientifica, il diagramma entalpico di Mollier e le tabelle delle curve limiti. L'uso di appunti, libri, telefoni cellulari o altri strumenti elettronici di qualsiasi tipo è assolutamente proibito. Allo studente trovato in possesso di materiale non autorizzato o strumenti elettronici (siano essi accesi, spenti o in modalità offline) verrà immediatamente annullato il compito e sarà deferito alla commissione disciplinare del Politecnico.

I fogli per lo svolgimento dell'esame verranno forniti dai docenti. Ogni foglio deve essere restituito alla fine dell'esame, anche nel caso in cui lo studente decidesse di ritirarsi dall'esame.

Il candidato può ritirarsi dall'esame scritto in qualsiasi momento. In questo caso l'esame non verrà corretto e la bocciatura non verrà registrata. Una volta che l'esame scritto viene corretto, l'esito dell'esame verrà registrato, sia che il risultato sia positivo o negativo.
Lo studente che non si ritiene soddisfatto della votazione della parte scritta può decidere di non sostenere la parte orale, e verrà registrata la bocciatura.

Esame orale
La parte orale può essere obbligatoria o facoltativa, in base al punteggio della parte scritta.
Le domande dell'esame orale, a discrezione del docente, potranno essere relative sia alla parte di Fondamenti di Macchine che a quella di Fondamenti di Oleodinamica.
Come già indicato, per essere ammessi alla parte orale il punteggio minimo della prima parte scritta deve essere 18/30 e il punteggio minimo della seconda parte scritta deve essere 15/30. In caso contrario l'esame risulta fallito.
Se la seconda parte scritta ha una votazione compresa tra 15 e 17/30 l'orale è obbligatorio.
Nel caso in cui entrambe le parti scritte abbiano una votazione non inferiore a 18 e la media pesata sia compresa tra 18 e 24, lo studente può decidere di confermare come voto finale il voto dello scritto senza sostenere l'orale.
Nel caso in cui entrambe le parti scritte abbiano una votazione non inferiore a 18 e la media pesata sia compresa tra 25 e 30, lo studente può decidere di accettare il voto finale di 24/30 senza sostenere l'orale.
In caso di esame orale, il voto finale sarà una media tra le parti scritte e la parte orale.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 4 di 260

FONDAMENTI DI MACCHINE

PROF. STEFANO D'AMBROSIO | ANNO: 2017
APPUNTI DI GIOVANNI SOBRERO

DEFINIZIONI:

[06/03/17]

- **MACCHINA** = SISTEMA PER CONVERTIRE ENERGIA.
- **MACCHINA A FLUIDO** = SISTEMA PER CONVERTIRE ENERGIA. È FORMATO DA UN INSIEME DI ELEMENTI FISSI E MOBILI, VINCOLATI GLI UNI AGLI ALTRI CINEMATICAMENTE. NELLE MACCHINE A FLUIDO LA CONVERSIONE DELL'ENERGIA AVVIENE PER MEZZO DEL FLUIDO INTERPOSTO TRA LE PARTI DELLA MACCHINA.
- **FLUIDO**
  - LIQUIDO: F. INCOMPRIMIBILE (/ INCOMPRESSIBILE): $\rho = cost$
  - AERIFORME: F. COMPRIMIBILE (/ COMPRESSIBILE): $\rho \neq cost$
    - GAS
    - VAPORE

(INCOMPRIMIBILE $\rho = \lim_{\delta V \to x^3} \frac{\delta m}{\delta V}$)

CRITERI DI CLASSIFICAZIONE DELLE MACCHINE

1) FUNZIONE O TRASFERIMENTO DI ENERGIA:

- MACCHINA MOTRICE: ENERGIA PRIMARIA $\rightarrow$ ENERGIA MECCANICA $\rightarrow$ E. ELETTRICA
- MACCHINA OPERATRICE: ENERGIA MECCANICA $\rightarrow$ ALTRA FORMA DI ENERGIA (ES: CINETICA, POTENZ., DI PRESS.)

ENERGIA PRIMARIA = FORMA DI ENERGIA DISPONIBILE IN NATURA
- RINNOVABILE (ES.: EOLICA, SOLARE, GEOTERMICA, DELLE MAREE, IDRAULICA POTENZIALE)
- NON RINNOVABILE (ES: ENERGIA CHIMICA NEI COMBUSTIBILI FOSSILI: PETROLIO; GAS; NUCL.)

2) NATURA DEL FLUIDO DI LAVORO

- MACCHINA IDRAULICA: LIQUIDO = F. INCOMPRIMIBILE ($\rho = cost$)
  FENOMENI TERMICI TRASCURABILI: GLI EFFETTI TERMICI NON SONO RILEVANTI PER SCAMBIO $\mathcal{L}$
  ESEMPI: TURBINA IDRAULICA, TURBOPOMPA, ...
- MACCHINA TERMICA: GAS/VAPORE = F. COMPRIMIBILE ($\rho \neq cost$)
  FENOMENI TERMICI NON TRASCURABILI: POSSONO INFLUENZARE SUL $\mathcal{L}$ SCAMBIATO TRA M. E F.
  ESEMPI: MOTORE A COMBUSTIONE INTERNA, TURBOCOMPRESSORE, ...

3) PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

- MACCHINA DINAMICA o TURBOMACCHINA = FLUSSO CONTINUO DI CORRENTE FLUIDA.
  SCAMBIO CONTINUO TRA FLUIDO E PALETTATURA
  ESEMPI: TURBINA, TURBOCOMPRESSORE, ...
- MACCHINA VOLUMETRICA: FUNZ. INTERMITTENTE. PARTE DEL FLUIDO VIENE ISOLATA DALL'INGRESSO E POI VIENE FORZATA A FLUIRE VERSO L'USCITA. IL FLUIDO ISOLATO PUÒ SUBIRE VARIAZIONI DI VOLUME O MASSA. (MOTO CICLICO)
  ESEMPI: MOTORE A COMBUSTIONE INTERNA, POMPA VOLUMETRICA, ...

LEGGI DELLA TERMOFLUIDODINAMICA

1- LEGGE DI CONSERVAZIONE DELLA MASSA

2- LEGGE DI CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA (1° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA)

3- LEGGE DI EVOLUZIONE DELL'ENERGIA (2° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA)

4- TEOREMA DI CONSERVAZIONE DELLA QUANTITÀ DI MOTO

5- TEOREMA DI CONSERVAZIONE DEL MOMENTO DELLA QUANTITÀ DI MOTO

SISTEMA CHIUSO ⇒ APPROCCIO LAGRANGIANO : PORZIONE BEN DEFINITA DI MATERIA

SISTEMA APERTO ⇒ APPROCCIO EULERIANO : PORZIONE DEFINITA DI SPAZIO

APPROCCIO LAGRANGIANO (SISTEMA CHIUSO)

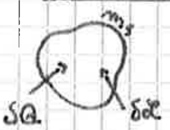
1L LAGRANGIANO

LEGGE DI CONSERVAZIONE DELLA MASSA

SISTEMA CHIUSO

$$\begin{cases} m_s = cost \\ \dfrac{dm_s}{dt} = 0 \quad ; \rho = \dfrac{dm}{dV} \quad ; \quad \dfrac{d}{dt}\int_V \rho \, dV = 0 \end{cases}$$

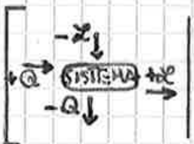
2L LEGGE DI CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA (1° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA)



$t_i = t_0$
$t_f = t_0 + dt$

$\frac{1}{m_s}$ $\quad \delta Q + \delta L = dE$ GRANDEZZE INTENSIVE (QUINDI PER UNITÀ DI MASSA $\frac{1}{m_s}$ 1 Kg)

m_s $\quad \delta Q + \delta\mathcal{L} = d\mathcal{E}$ GRANDEZZE ESTENSIVE ($\mathcal{E} = mE$)



δQ = CALORE SCAMBIATO CON L'ESTERNO : POSITIVO SE IL SISTEMA ASSORBE CALORE

$\delta\mathcal{L}$ = LAVORO DELLE FORZE DI SUPERFICIE SCAMBIATO CON L'ESTERNO : POSITIVO SE IL SISTEMA FORNISCE LAVORO

QUESTE SONO LE CONVENZIONI DELLA TERMODINAMICA

CONVENZIONE MACCHINE OPERATRICI:

$$\begin{cases} Q > 0 \quad \text{EST.} \to \text{SIST.} \\ \mathcal{L} > 0 \quad \text{EST.} \to \text{SIST.} \end{cases}$$

$\delta Q, \delta\mathcal{L}$ ⇒ QUANTITÀ INFINITESIME CHE DIPENDONO DALLA TRASFORMAZIONE | NB!

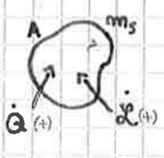
$d\mathcal{E}$ ⇒ DIFFERENZIALE ESATTO (FUNZIONE DI STATO)

$$\frac{d}{dt} \to \frac{\delta Q}{dt} + \frac{\delta\mathcal{L}}{dt} = \frac{d\mathcal{E}}{dt} \iff \dot{Q} + \dot{\mathcal{L}} = \frac{d\mathcal{E}}{dt}$$

- $\dot{Q}$ = POTENZA TERMICA $(= \delta Q/dt)$
- $\dot{\mathcal{L}}$ = POTENZA MECCANICA DOVUTA ALLE FORZE DI SUP. $(= \delta\mathcal{L}/dt)$ NB

CONVENZIONE MACCHINE OPERATRICI:

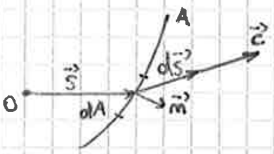
$$\begin{cases} \dot{Q} > 0 \quad \text{EST} \to \text{SIST} \\ \dot{\mathcal{L}} > 0 \quad \text{EST} \to \text{SIST} \end{cases}$$



$$\delta Q + \delta \mathcal{L} = d\mathcal{E}$$

- $\delta Q + \delta \mathcal{L} = dU + d\mathcal{E}_c + d\mathcal{E}_g$ SISTEMA INERZIALE (FISSO)
- $\underbrace{\delta Q + \delta \mathcal{L}_R}_{\text{LEGATI ALLA TRASFORMAZIONE}} = \underbrace{dU + d\mathcal{E}_{c,R} + d\mathcal{E}_g + d\mathcal{E}_\omega}_{\text{DIFFERENZA TRA STATO FINALE E STATO INIZIALE}}$ SISTEMA NON INERZIALE (MOBILE)

LA PORTATA



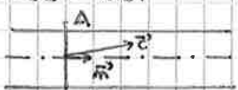
$$\dot{m} = \int_A \rho \cdot \vec{c} \cdot \vec{m}\, dA$$

$$c = \frac{d\vec{s}}{dt} \Rightarrow \dot{m} = \int_A \rho \cdot \frac{d\vec{s}}{dt} \cdot \vec{m}\, dA = \int_A \rho \frac{ds_m}{dt} dA = \int_A \rho \frac{d^2V}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} = \frac{dm}{dt}$$

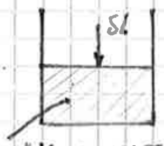
$\dot{m} = \rho \dot{V}$, $\dot{m}$ PORTATA IN MASSA, $\dot{V}$ PORTATA IN VOLUME

NEL CASO IN CUI IL MOTO FOSSE UNIDIMENSIONALE: NB!

$$\dot{m} = \int_A \rho \vec{c} \cdot \vec{m}\, dA = \rho \vec{c} \cdot \vec{m} \int_A dA = \rho \cdot c_m \cdot A$$



TEOREMA DI CONSERVAZIONE DELL' ENERGIA MECCANICA NB!!!!!



1 Kg DI MASSA DEL SISTEMA

(EST → SIST) (COMPRESSIONE)

$\delta L = -p dV + dE_c + dE_g$ F. IDEALE

$\delta L = \underbrace{-p dV}_{\text{ENERGIA POTENZIALE ELASTICA DEL SISTEMA}} + dE_c + dE_g + \delta L_\omega$ F. REALE

↳ LAVORO DELLE IRREVERSIBILITA' LEGATO ALLE FORZE TANGENZIALI

$-p dV > 0$ POICHE' $dV < 0$

$$\begin{cases} \delta Q + \delta \mathcal{L} = d\mathcal{E} & \text{F. ESTENSIVA} \\ \delta Q + \delta L = dE & \text{F. INTENSIVA} \end{cases}$$

CONSERVAZIONE ENERGIA PER SISTEMI CHIUSI APPROCCIO LAGRANGIANO

E COME VEDREMO: $\left(\dot{Q} + \dot{\mathcal{L}} = \frac{d\mathcal{E}}{dt} \right)$

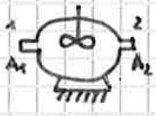
QUINDI:

$$\delta Q + \underbrace{(-p dV + \cancel{dE_c} + \cancel{dE_g} + \delta L_\omega)}_{\delta L} = \underbrace{dU + \cancel{dE_c} + \cancel{dE_g}}_{dE}$$

$$\boxed{\delta Q + \delta L_\omega = dU + p dV = dh - v dp}$$ IN QUANTO $\boxed{h = U + pV}$ ENTALPIA

CONSIDERANDO: $\delta Q + \delta L_\omega = dh - v dp$

$$\int_1^2 \delta Q + \int_1^2 \delta L_\omega = \int_1^2 dh - \int_1^2 v dp$$



(SISTEMA CHIUSO)

QUINDI:

$$\boxed{Q + L_\omega = \Delta h - \int_1^2 v dp}$$

5

2E LEGGE DI CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA (1° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA)

$$\begin{cases} B = \mathcal{E} & (\mathcal{E} = mE \text{ , PROPRIETÀ ESTENSIVA}) \\ \beta = d\mathcal{E}/dm = E & (\text{PROPRIETÀ INTENSIVA}) \end{cases}$$

$$\boxed{\frac{d\mathcal{E}_S}{dt} = \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial t} + \Sigma_j \dot{\mathcal{E}}_j} \Longrightarrow \boxed{\frac{d\mathcal{E}_S}{dt} = \frac{\partial}{\partial t}\int \rho E \, dV + \int_A \rho E \vec{c}\cdot\vec{m}\, dA}$$

PER UN SISTEMA CHIUSO VALE: $\frac{d\mathcal{E}_S}{dt} = \dot{Q} + \dot{\mathcal{L}}$ [FORMULAZIONE LAGRANGIANA]

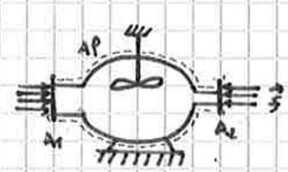
QUINDI:

$$\dot{Q} + \dot{\mathcal{L}} = \frac{d\mathcal{E}_S}{dt} = \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial t} + \int_A \rho E \vec{c}\cdot\vec{m}\, dA$$

ESSENDO:

$$\dot{\mathcal{L}} = \dot{\mathcal{L}}_i + \int_{A_1} \vec{\xi}\cdot\vec{c}\, dA + \int_{A(\xi)} \vec{\xi}\cdot\vec{c}\, dA + \int_{A_2} \vec{\xi}\cdot\vec{c}\, dA \qquad \text{NB!!!!}$$

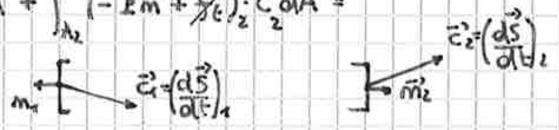
$$\begin{cases} \dot{\mathcal{L}}_i = \text{LAVORO INTERNO / TECNICO CEDUTO DALLA PALETTATURA AL FLUIDO} \\ \vec{\xi} = -P\vec{m} + \vec{\xi}_t \quad , \ \vec{\xi}_t \text{ CONTRIBUTO TRASCURABILE} \end{cases}$$



$$\dot{\mathcal{L}} = \dot{\mathcal{L}}_i + \int_{A_1} (-P\vec{m} + \cancel{\vec{\xi}_t})_1 \cdot \vec{c}_1\, dA + \int_{A(\xi)} \cancel{(-P\vec{m} + \vec{\xi}_t)\cdot\vec{c}}\, dA + \int_{A_2} (-P\vec{m} + \cancel{\vec{\xi}_t})_2 \cdot \vec{c}_2\, dA =$$

$\vec{c} \perp \vec{m}$

$$= \dot{\mathcal{L}}_i + \int_{A_1} -P_1 \vec{m}_1 \frac{d\vec{s}_1}{dt}\cdot dA + \int_{A_2} -P_2 \vec{m}_2 \frac{d\vec{s}_2}{dt}\cdot dA =$$



$$= \dot{\mathcal{L}}_i + \int_{A_1} (+) P_1 \frac{ds_{m_1}}{dt}\cdot dA + \int_{A_2} -P_2 \frac{ds_{m_2}}{dt}\cdot dA = \qquad (+) \text{ POICHE' } ds_{m_1} = m_1 \cdot d\vec{s}_1$$

$$= \dot{\mathcal{L}}_i + P_1 \frac{ds_{m_1}}{dt}\cdot A_1 - P_2 \frac{ds_{m_2}}{dt}\cdot A_2 =$$

$$= \dot{\mathcal{L}}_i + \frac{P_1 dV_1}{dt} - \frac{P_2 dV_2}{dt} = \dot{\mathcal{L}}_i + P_1 \frac{V_1 dm}{dt} - P_2 \frac{V_2 dm}{dt} = \dot{\mathcal{L}}_i + P_1 V_1 \dot{m}_1 - P_2 V_2 \dot{m}_2$$

OTTENIAMO:

$$\dot{Q} + \dot{\mathcal{L}} = \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial t} + \int_A \rho E \vec{c}\cdot\vec{m}\, dA$$

$$\dot{Q} + \dot{\mathcal{L}}_i + P_1 V_1 \dot{m}_1 - P_2 V_2 \dot{m}_2 = \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial t} - \overbrace{\rho_1 E_1 c_{1m} A_1}^{\dot{m}_1} + \overbrace{\rho_2 E_2 c_{2m} A_2}^{\dot{m}_2}$$

$$\dot{Q} + \dot{\mathcal{L}}_i = \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial t} + \dot{m}_2 (E_2 + P_2 V_2) - \dot{m}_1 (E_1 + P_1 V_1)$$

ESSENDO:

$$E = U + \frac{c^2}{2} + gz$$

$$\Rightarrow \dot{Q} + \dot{\mathcal{L}}_i = \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial t} + \dot{m}_2 \Big(\underbrace{P_2 V_2 + U_2}_{h_2} + \frac{c_2^2}{2} + g z_2 \Big) - \dot{m}_1 \Big(\underbrace{P_1 V_1 + U_1}_{h_1} + \frac{c_1^2}{2} + g z_1 \Big)$$

QUINDI:

$$\boxed{\dot{Q} + \dot{\mathcal{L}}_i = \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial t} + \Sigma_j \dot{m}_j E_{F_j}} \qquad [\text{FORMULAZIONE EULERIANA}]$$

$\boxed{\text{CON: } E_F = h + \frac{c^2}{2} + gz}$ ENERGIA DELLA CORRENTE FLUIDA

$h = PV + U$: ENTALPIA ; $E_c = \frac{c^2}{2}$: ENERGIA CINETICA ; $E_g = gz$: ENERGIA POTENZIALE

3E LEGGE DI EVOLUZIONE DELL'ENERGIA (2° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA) [10/03/17]

DUE ENUNCIATI:

1) LORD KELVIN (/KELVIN-PLANK): NON ESISTE UNA MACCHINA MONOTERMA, OVVERO CHE ASSORBE CALORE E FORNISCE LAVORO SENZA CEDERE CALORE
INOLTRE NON ESISTE UNA MACCHINA CON $\eta = 1$ ($0 < \eta < 1$)

2) CLAUSIUS: NON SONO POSSIBILI TRASFERIMENTI DI CALORE DA SORGENTI FREDDE A SORGENTI CALDE SENZA USARE LAVORO

TEOREMA DI CARNOT (MACCHINA REVERSIBILE)

IL RENDIMENTO DI UNA MACCHINA QUALSIASI E' SEMPRE MINORE O UGUALE AL RENDIMENTO DI UNA MACCHINA DI CARNOT

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{|Q_2|}{Q_1} \leq 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

$Q_1 = Q_A$ (ASSORBITO) $T_1 = T_C$ (S. CALDA)

$Q_2 = Q_C$ (CEDUTO) $T_2 = T_F$ (S. FREDDA)

$$\eta_c = 1 - \frac{|Q_2|}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

R. MACCH. CARNOT = MACCH. REVERSIBILE = IN GRADO DI INVERTIRE IL CICLO

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{T_2}{T_1} \Rightarrow \frac{Q_2}{T_2} = \frac{Q_1}{T_1} \Rightarrow \sum_i \frac{Q}{T} = 0$$

$$\begin{cases} \oint \frac{\delta Q}{T} = 0 & \text{PROCESSO CICLICO REVERSIBILE} \\ dS = \frac{\delta Q}{T} & \text{ENTROPIA} \end{cases}$$

PROCESSO GENERICO

$$\begin{cases} \boxed{\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0} \; \begin{cases} = 0 & \text{P. REVERSIBILE} \\ < 0 & \text{P. IRREVERSIBILE} \end{cases} \\ \boxed{dS = \frac{\delta Q + \delta L_\omega}{T}} \end{cases}$$

NB

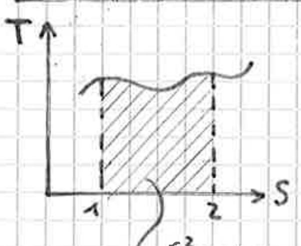
$\delta Q =$ CALORE SCAMBIATO CON L'ESTERNO IN MODO REVERSIBILE

$\delta L_\omega =$ CALORE LEGATO ALL'IRREVERSIBILITA'/VISCOSITA' DEL SISTEMA: C'E' ATTRITO

QUINDI:

NB $\boxed{T\,dS = \delta Q + \delta L_\omega} = dU + p\,dV = dh - v\,dp$ (PER IL T. DELLA CONSERVAZIONE DELL'E. MECC)

DIAGRAMMA DI GIBBS (S,T)



$$\int_1^2 T\,dS = Q + L_\omega$$

$$\delta Q: \begin{cases} > 0 : & \text{ESTERNO} \rightarrow \text{SISTEMA} \\ = 0 : & \text{TRASF. ADIABATICA} \\ < 0 : & \text{SISTEMA} \rightarrow \text{ESTERNO} \end{cases}$$

$$L_\omega: \begin{cases} > 0 : & \text{TRASF. IRREVERSIBILE (REALE)} \\ = 0 : & \text{TRASF. REVERSIBILE} \end{cases}$$

QUINDI OTTENIAMO:

$$\vec{R} = \vec{P} + \vec{F} - p_1 A_1 \vec{m}_1 - p_2 A_2 \vec{m}_2 = \dot{m}(\vec{c}_2 - \vec{c}_1) \quad \rightarrow \quad \vec{F} = -\vec{P} + \dot{m}(\vec{c}_2 - \vec{c}_1) + p_1 A_1 \vec{m}_1 + p_2 A_2 \vec{m}_2$$

IN GENERALE VIENE SCRITTA PER VALUTARE IL CONTRIBUTO DEL FLUIDO (ENTRANDO GENERA UNA FORZA) SULLA PALETTATURA ⇒ SERVE, PER ESEMPIO, PER VALUTARE UN CUSCINETTO PER LA SPINTA ASSIALE ($\vec{S}$) DEL FLUIDO SULLA PALETTATURA.

IN MOTO STAZIONARIO UNIDIMENSIONALE CON 1 IN E 1 OUT:

$\vec{S} = -\vec{F}$

$\vec{S}$ = SPINTA ESERCITATA DAL SISTEMA FLUIDO SULLA PALETTATURA

$\vec{F}$ = FORZA CHE LA PALETTATURA ESERCITA SUL SISTEMA FLUIDO

ARRIVIAMO A SCRIVERE:

$$\boxed{\vec{S} = \vec{P} + \dot{m}(\vec{c}_1 - \vec{c}_2) - p_1 A_1 \vec{m}_1 - p_2 A_2 \vec{m}_2}$$

TEOREMA DI CONSERVAZIONE DELLA QUANTITÀ DI MOTO

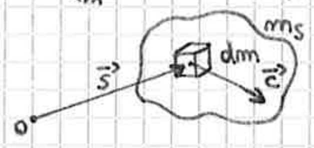
5e TEOREMA DI CONSERVAZIONE DEL MOMENTO DELLA QUANTITÀ DI MOTO (PIÙ UTILIZZATA PER LE TURBOMACCHINE)

$$\boxed{\vec{M}_0 = \frac{d\vec{K}_s}{dt}}$$

IL MOMENTO DI TUTTE LE FORZE ESTERNE ($\vec{M}_0$) APPLICATE AL SISTEMA VALUTATA RISPETTO A UN PUNTO FISSO (O) E' UGUALE ALLA VARIAZIONE DEL MOMENTO DELLA QUANTITÀ DI MOTO DEL SISTEMA ($\vec{K}_s$)

$$\vec{K}_s = \int_m \vec{s} \times \vec{c}\, dm = \int_V \rho\, \vec{s} \times \vec{c}\, dV$$

MOMENTO DELLA QUANTITÀ DI MOTO DEL SISTEMA



→ UTILIZZIAMO IL TEOREMA DEL TRASPORTO DI REYNOLDS PER PASSARE DA UNA FORMULAZIONE LAGRANGIANA A UNA EULERIANA.

$$\vec{M}_0 = \frac{d\vec{K}_s}{dt} = \frac{\partial \vec{K}}{\partial t} + \Sigma_j \dot{K}_j$$

$$= \underbrace{\cancel{\frac{\partial \vec{K}}{\partial t}}}_{=0} + \int_A \rho (\vec{s} \times \vec{c})(\vec{c} \cdot \vec{m})\, dA$$

=0 IN CASO DI MOTO STAZIONARIO

- $\dot{m} = \int_A \rho (\vec{c} \cdot \vec{m})\, dA$
- $\dot{E} = \int_A \rho \cdot E (\vec{c} \cdot \vec{m})\, dA$
- $\dot{J} = \int_A \rho \cdot \vec{c} (\vec{c} \cdot \vec{m})\, dA$
- $\dot{K}_s = \int_A \rho (\vec{s} \times \vec{c})(\vec{c} \cdot \vec{m})\, dA$

hp: (CONSIDERANDO: MOTO STAZIONARIO, UNID., 1 IN E 1 OUT)

$$\vec{M}_0 = \frac{d\vec{K}_s}{dt} = \int_{\underbrace{A}_{A_1 + A_2 + A_{LAT}}} \rho (\vec{s} \times \vec{c})(\vec{c} \cdot \vec{m})\, dA$$

$$\vec{M}_0 = \frac{d\vec{K}_s}{dt} = \int_{A_1} \rho (\vec{s} \times \vec{c})(\vec{c} \cdot \vec{m})\, dA + \int_{A_2} \rho (\vec{s} \times \vec{c})(\vec{c} \cdot \vec{m})\, dA + \cancel{\int_{A_{LAT}} \rho (\vec{s} \times \vec{c}) \underbrace{(\vec{c} \cdot \vec{m})}_{=0}\, dA}$$

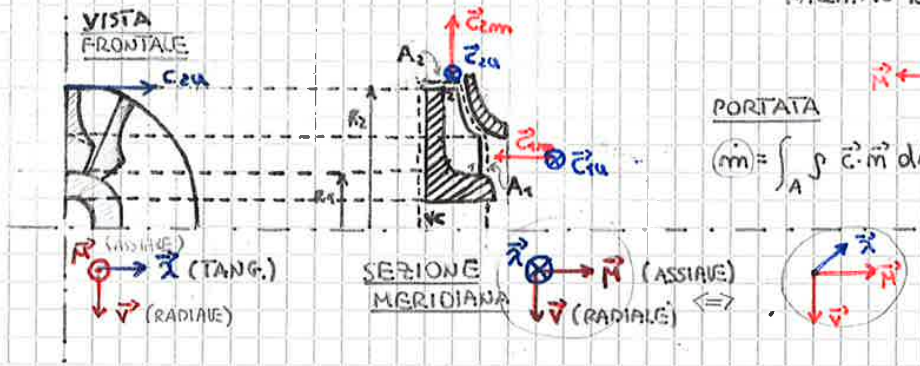
$\vec{c} \perp \vec{m}$

MOMENTO DI TUTTE LE FORZE ESTERNE SUL SISTEMA RISPETTO ALL'ASSE DI ROTAZIONE NEL CASO DI MOTO STAZIONARIO, UNIDIMENSIONALE, 1 IN E 1 OUT [13/03/17]

(ESTERNO → SISTEMA) ⇒ (CONV. MACCH. OPERATRICE) (hp)

$$\boxed{\vec{M}_a = \vec{M}_o \vec{\mu} = \dot{m}(R_2 C_{2u} - R_1 C_{1u}) = C_{op}}$$

NB!: (CONSIDERAZIONE PERSONALE) PROPRIAMENTE, PER LE M. OPERATRICI, FACCIAMO RIFERIMENTO ALLA S.d.RIF.: [TERNA MACCH. OPERAT.]



PORTATA

$$\dot{m} = \int_A \rho\, \vec{c}\cdot\vec{m}\, dA = \int_A \rho\, c_m\, dA$$

[TERNA MACCHINA MOTRICE] / DI RIF. GENERALE

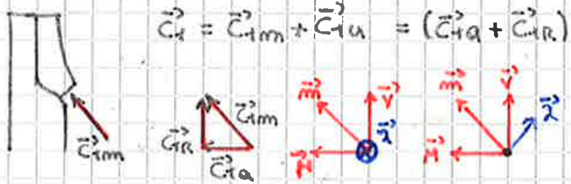
- IL SISTEMA APERTO NON E' ALTRO CHE IL FLUIDO CONTENUTO ALL'INTERNO DEL VC
- NELLE SEZIONI 1 E 2 VEDRO' UNA VELOCITA' MERIDIANA, DATO CHE LA SEZIONE E' MERID.

INIZIALMENTE: $C_{1m} = C_{1a}$ $[\vec{\mu}]$

ALLA FINE: $C_{2m} = C_{2R}$ $[\vec{\nu}]$

- LA COMPONENTE MERIDIANA DA' LA PORTATA: $\dot{m} = \int_A \rho\, \underbrace{(\vec{c}\cdot\vec{m})}_{C_m} dA$
- UN ALTRO TIPO:

$$\vec{C}_1 = \vec{C}_{1m} + \vec{C}_{1u} = (\vec{C}_{1a} + \vec{C}_{1R}) + \vec{C}_{1u}$$



$\left.\begin{matrix}\vec{\mu}\\ \vec{\nu}\end{matrix}\right\}$ $\vec{m}$ DIREZIONE MERIDIANA ; $\vec{\lambda}$ DIREZIONE TANG.

POTENZA INTERNA DI UNA TURBOMACCHINA

$$\boxed{P_i = \dot{\mathcal{L}}_i = C\cdot\omega}$$

MACCHINA OPERATRICE:

$$P_i = \dot{\mathcal{L}}_i = C_{op}\cdot\omega = \dot{m}(C_{2u}R_2 - C_{1u}R_1)\cdot\omega =$$
$$= \dot{m}(C_{2u}\cdot R_2\omega - C_{1u}\cdot R_1\omega) = \dot{m}(C_{2u}u_2 - C_{1u}u_1)$$

$u_2 = \omega R_2$

$u_1 = \omega R_1$

VELOCITA' LINEARE (QUANTO SI STA MUOVENDO) UN PUNTO SULLA PALETTATURA

C = VELOCITA' DEL FLUIDO

u = VELOCITA' LINEARE DELLE PARTI METALLICHE = VELOCITA' DI TRASCINAMENTO

LAVORO INTERNO DI UNA TURBOMACCHINA

$$\boxed{L_i = \frac{P_i}{\dot{m}}}$$

(LA PALETTATURA SI MUOVE E COMPIE LAVORO SUL SISTEMA F.)

MACCHINA OPERATRICE: (MOT. ELETTRICO → ENERGIA MECCANICA → ENERGIA CINETICA / POTENZ / DI PRESS.)

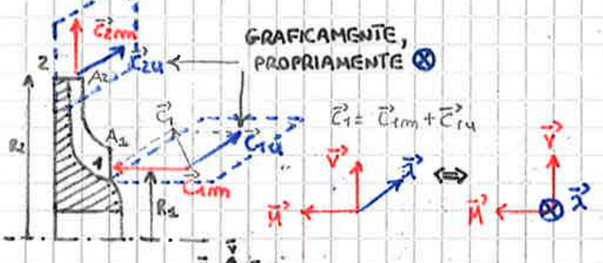
$L_i = \frac{P_i}{\dot{m}} = C_{2u}u_2 - C_{1u}u_1$ ⊕ NB: IL SISTEMA FLUIDO RICEVE LAVORO DALL'ESTERNO TRAMITE LA PALETTATURA (IL SISTEMA F. COMPIE LAVORO SULLA PALETTATURA)

MACCHINA MOTRICE: (EN. PRIMARIA (ES.: FIUME) → ENERGIA MECCANICA → ENERGIA ELETTRICA

$L_i = \frac{P_i}{\dot{m}} = C_{1u}u_1 - C_{2u}u_2$ ⊕ NB: IL SISTEMA FLUIDO CEDE LAVORO ALLA PALETTATURA

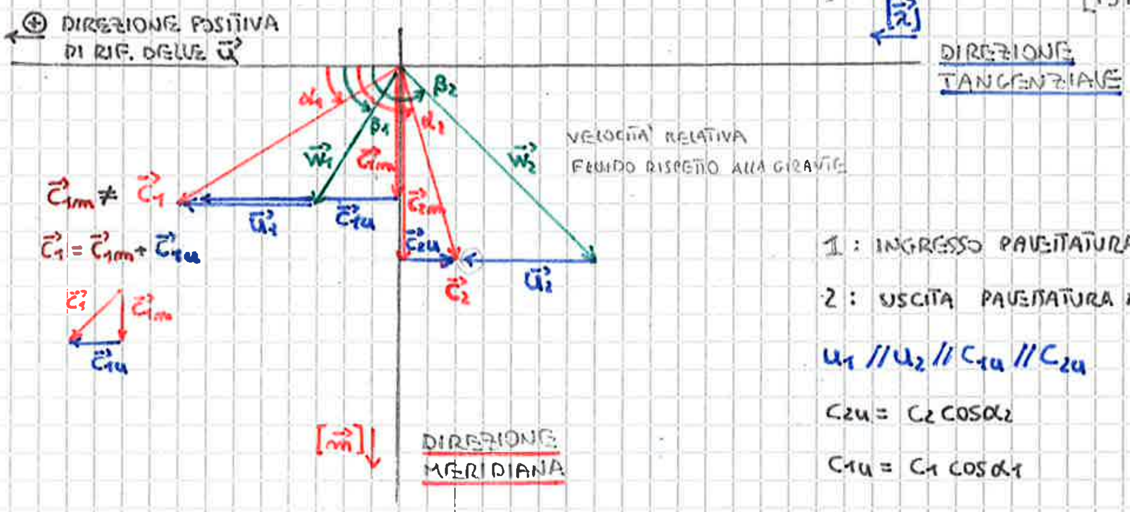
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 17 di 260

- I TRIANGOLI DELLE VELOCITÀ VENGONO UTILIZZATI PER LO STUDIO UNIDIMENSIONALE DELLA TURBOMACCHINA DIAGRAMMANDO OPPORTUNI VALORI MEDI (TEORIA UNIDIMENSIONALE) DELLA VELOCITÀ ALL'INTERFACCIA TRA UNA PALETTATURA MOBILE E UNA FISSA.
- I TRIANGOLI DELLE VELOCITÀ VENGONO TRACCIATI SU UN PIANO INDIVIDUATO DA: DIREZIONE MERIDIANA $[\vec{\mu}+\vec{\nu}]$ E TANGENZIALE $[\vec{\lambda}]$



(M. OPERATRICE $\vec{\mu}, \vec{\nu}, \vec{\lambda}$)

[15/03/17]



1: INGRESSO PALETTATURA MOBILE

2: USCITA PALETTATURA MOBILE

$u_1 // u_2 // C_{1u} // C_{2u}$

$C_{2u} = C_2 \cos\alpha_2$

$C_{1u} = C_1 \cos\alpha_1$

$\boxed{\vec{C} = \vec{u} + \vec{w}}$ VELOCITÀ DEL FLUIDO = V. DELLA PARTICELLA FLUIDA

$\vec{u}$ = VELOCITÀ DI TRASCINAMENTO = V. TANGENZIALE DELLA GIRANTE

$\vec{w}$ = VELOCITÀ RELATIVA DEL FLUIDO RISP. AL SIST. DI RIF. MOBILE, OVVERO LA GIRANTE

TRACCIARE I TRIANGOLI DELLE VELOCITÀ:

- FARE UNO SCHEMA APPROSSIMATIVO DEI VETTORI $(\vec{C}, \vec{w}, \vec{u})$ ALL'INGRESSO E ALL'USCITA DELLA (G)
- VALUTARE IN MODULO, DIREZIONE E VERSO I VETTORI $(\vec{C}, \vec{w}, \vec{u})$ ALL'INGRESSO E ALL'USCITA DELLA (G)

DAL TEOREMA (16) CONS. MOM. QTÀ DI MOTO ← MOMENTO RISPETTO ALL'ASSE DI ROTAZ.

DAI TRIANGOLI DELLE VELOCITÀ ⇒ L_i (SCELGO CONV. M. OPERATRICI → $M_a = \dot{m}(R_2 C_{2u} - R_1 C_{1u}) = C_{op}$)

$$L_i = \frac{P_i}{\dot{m}} = \frac{\dot{\mathcal{L}}_i}{\dot{m}} = \frac{C_{op}\cdot\omega}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}}(R_2C_{2u} - R_1C_{1u})\cdot\omega = (C_{2u}R_2\omega - C_{1u}R_1\omega) = C_{2u}U_2 - C_{1u}U_1$$

$$\boxed{L_i = C_{2u}U_2 - C_{1u}U_1 = C_2\cos\alpha_2 U_2 - C_1\cos\alpha_1 U_1}$$

(SE $L_i < 0$ ⇒ LA CONVENZIONE CORRETTA E' OPPOSTA A QUELLA IPOTIZZATA INIZIALMENTE)

TEOREMA DEL COSENO (O DI CARNOT)

$$\boxed{C_1^2 = w_1^2 + u_1^2 - 2u_1w_1\cos(\pi - \beta_1)}$$

[16/03/17]

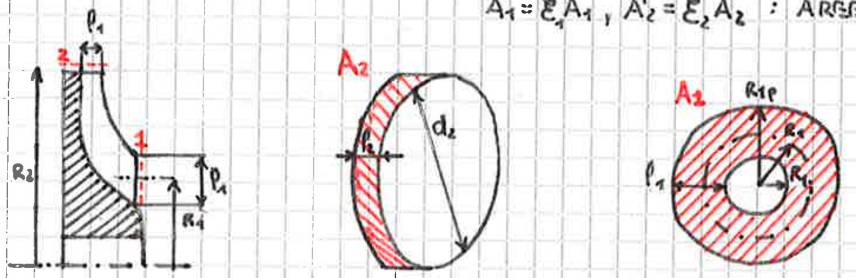
$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$ PORTATA

$\varepsilon_1 \rho_1 c_{1m} A_1 = \varepsilon_2 \rho_2 c_{2m} A_2$

A_1, A_2 : AREE GEOMETRICHE

$A'_1 = \varepsilon_1 A_1$, $A'_2 = \varepsilon_2 A_2$: AREE EFFETTIVE

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$: COEFF. DI INGOMBRO



$A_2 = \pi d_2 \ell_2$

$A_1 = \pi (R_{1e}^2 - R_{1i}^2) = \pi d_1 \ell_1$

EXCURSUS SULLA LEGGE DEI GAS PERFETTI

① $PV = m R_0 T$, R_0 = COSTANTE UNIVERSALE DEI GAS

$R_0 = 8.314 \left[\frac{J}{mol\,K}\right] = 8314 \left[\frac{J}{Kmol\,K}\right]$

② $P/\rho = RT$, R = COSTANTE ELASTICA SPECIFICA DEL GAS

$R = \frac{R_0}{\bar{M}}$ (8314) $\bar{M}_{ARIA} = 28.96 \left[\frac{g}{mol}\right] = 28.96 \left[\frac{Kg}{Kmol}\right] \Rightarrow R_{ARIA} = 8314 \left[\frac{J}{\cancel{Kmol}\,K}\right] \cdot \frac{1}{28.96} \left[\frac{\cancel{Kmol}}{Kg}\right] = 287 \left[\frac{J}{Kg\,K}\right]$

① ⟺ ② $\rho = m/V \Rightarrow V = m/\rho$; $\bar{M} = \frac{m}{n}$

$PV = m R_0 T \iff P/\rho = \frac{n}{m} R_0 T = \frac{R_0}{\bar{M}} T = RT$

DA MECCANICA DEI FLUIDI:

③ $P/\gamma = R'T$, $R' = \frac{R_0}{g \bar{M}} = \frac{8314}{9.8} \cdot \frac{1}{\bar{M}} = \frac{848}{\bar{M}}$

② ⟺ ③ $\gamma = \rho \cdot g$

$P/\rho g = (R/g) T = R'T$, $R' = R/g = \frac{R_0}{g\bar{M}} = \frac{848}{\bar{M}}$

$$\frac{c_{2m}}{c_{1m}} = \underbrace{\left(\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}\right)}_{\approx 1} \underbrace{\left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)}_{<1} \left(\frac{\pi}{\pi}\right) \underbrace{\left(\frac{d_1}{d_2}\right)}_{<1} \underbrace{\left(\frac{\ell_1}{\ell_2}\right)}_{>1}$$ (MACCH. OPERATRICE)

$\rho_1 < \rho_2 \iff \frac{m}{V_1} < \frac{m}{V_2} \iff V_2 < V_1$

IL FLUIDO SI COMPRIME

→ $L_i = c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1 = c_2 \cos\alpha_2 u_2 - c_1 \cos\alpha_1 u_1$

($L_i > 0 \Rightarrow$ LA MACCHINA LAVORA IN PROGETTO EFFETTIVAMENTE COME MACCHINA OPERATRICE)

APPLICAZIONE DELLA LEGGE DELLA CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA (1° PdT)

- APPROCCIO EULERIANO (SISTEMA APERTO)
- MOTO STAZIONARIO; UNIDIMENSIONALE; FLUIDO COMPRIMIBILE
- 1 INGRESSO E 1 USCITA
- MACCHINA MOTRICE

$$\underbrace{\cancel{Q}}_{\approx 0} - L_i = \Delta h + \Delta E_c + \underbrace{\cancel{\Delta E_g}}_{\approx 0} \quad (+\Delta E_\omega) \Rightarrow$$

TRASF. ADIABATICA (PERCHE' M. MOTRICE) FLUIDO COMPRIMIBILE

DISTRIBUTORE 0-1: (PALETTATURA FISSA -> SISTEMA INERZIALE)

$$\underbrace{\cancel{Q}}_{=0} - \underbrace{\cancel{L_i}}_{=0} = \Delta h + \Delta E_c + \cancel{\Delta E_g} + \underbrace{\cancel{\Delta E_\omega}}_{=0}$$

PALETTATURA FISSA — SISTEMA INERZIALE

$$h_1 - h_0 + \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = 0 \Rightarrow (h_0 - h_1) = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2}$$

GIRANTE 1-2: (PALETTATURA MOBILE -> SISTEMA NON INERZIALE)

$$\underbrace{\cancel{Q}}_{=0} - \underbrace{\cancel{L_{i,R}}}_{=0} = \Delta h + \Delta E_{c,R} + \Delta E_\omega$$

SISTEMA NON INERZIALE SOLIDALE ALLA GIRANTE

$$h_2 - h_1 + \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = 0 \Rightarrow (h_1 - h_2) = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

MACCHINA 0-2:

$$L_i = -(\Delta h + \Delta E_c) = h_0 - h_2 + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = (h_0 - h_1) + (h_1 - h_2) + \frac{c_0^2 - c_2^2}{2}$$

$$= \frac{c_1^2 - \cancel{c_0^2}}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{\cancel{c_0^2} - c_2^2}{2}$$

QUINDI, VALIDE LE hp INIZIALI:

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

RELAZIONE EULERIANA DEL LAVORO INTERNO DI UNA TURBOMACCHINA - CONV. MACCH. MOTRICE

$$\Updownarrow$$

$$\boxed{L_i = c_{1u} u_1 - c_{2u} u_2 = c_1 \cos\alpha_1 \cdot u_1 - c_2 \cos\alpha_2 \, u_2}$$

UGELLI E DIFFUSORI

[17/03/17]

ABBIAMO VALUTATO I TRIANGOLI DELLE VELOCITÀ PER OTTENERE IL LAVORO
LA TURBOMACCHINA È STATA DEFINITA COME UNA SUCCESSIONE DI CONDOTTI FISSI E MOBILI ALL'INTERNO DEI QUALI IL FLUIDO EVOLVE ESPANDENDOSI O COMPRIMENDOSI (NEL CASO DI MACCHINA TERMICA) A SECONDA CHE SI TRATTI DI MACCHINA MOTRICE O MACCHINA OPERATRICE, E SCAMBIA LAVORO CON LE SUPERFICI MOBILI.

AFFRONTIAMO DUE PROBLEMATICHE:

1) PROGETTO O DIMENSIONAMENTO

CHE FORMA DEVO DARE AI CONDOTTI AFFINCHÈ AVVENGANO DETERMINATE TRASFORMAZIONI DELLA MACCHINA?

2) FUNZIONAMENTO FUORI PROGETTO

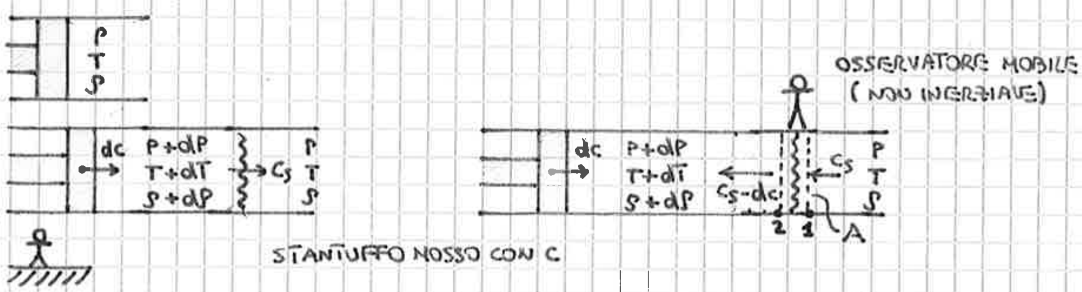
I CONDOTTI SONO STATI DISEGNATI. COME VARIANO LE EVOLUZIONI DEL FLUIDO AL VARIARE DELLE CONDIZIONI DI ALIMENTAZIONE E DI SCARICO?

DEFINIAMO:

UGELLO = È UN CONDOTTO ACCELERANTE ALL'INTERNO DEL QUALE IL FLUIDO SUBIRÀ UN AUMENTO DI VELOCITÀ ($c \nearrow$) E UNA DIMINUZIONE DI PRESSIONE ($P \searrow$) $\begin{cases} dc > 0 \\ dP < 0 \end{cases}$
L'UGELLO VIENE ANCHE DETTO EFFUSORE.

DIFFUSORE = È UN CONDOTTO DECELERANTE ALL'INTERNO DEL QUALE IL FLUIDO SUBIRÀ UNA DIMINUZIONE DI VELOCITÀ ($c \searrow$) E UN AUMENTO DI PRESSIONE ($P \nearrow$)

VELOCITÀ DEL SUONO (C_s) = È LA VELOCITÀ CON LA QUALE SI MUOVONO LE PICCOLE PERTURBAZIONI NEL FLUIDO IN QUIETE. ESSA DIPENDE DALLE PROPRIETÀ DEL FLUIDO



C_s = VELOCITÀ LOCALE DEL SUONO (LOCALE PERCHÈ DIPENDE DAL PUNTO CONSIDERATO)

→ T. CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA

$\dot m_1 = \dot m_2$

$\rho C_s \cancel{A} = (\rho + d\rho)(C_s - dc)\cancel{A}$

$\rho \cancel{C_s} = \rho \cancel{C_s} - \rho dc + d\rho C_s - \cancel{d\rho dc}$ INF. DI ORDINE SUPERIORE

$\rho dc = d\rho C_s$

$dc = \frac{d\rho}{\rho} C_s$ (1)

T. CONSERVAZIONE QTÀ DI MOTO

$\vec F_1 + \vec F_2 = \dot m(\vec C_2 - \vec C_1)$

$\Leftrightarrow F_1 - F_2 = \dot m (C_2 - C_1)$

$PA - (P+dP)A = \dot m[(\cancel{C_s} - dc) - \cancel{C_s}]$

$-dP\cancel{A} = -\dot m dc = -\rho C_s \cancel{A} dc$

$dP = \rho C_s dc$ (2)

(1) → (2)

$dP = \rho C_s \frac{d\rho}{\rho} C_s$

$C_s^2 = \frac{dP}{d\rho} \Rightarrow C_s = \sqrt{\frac{dP}{d\rho}}$

$\boxed{C_s = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_{s=cost}}}$

TRASF. INFINITESIMA REVERSIB.

PROPRIETÀ TOTALI (DI RISTAGNO O DI ARRESTO ISENTROPICO)

DEFINIAMO COME PROPRIETÀ TOTALI DI UNA CORRENTE FLUIDA IN MOTO STAZIONARIO, LE PROPRIETÀ CHE LA CORRENTE FLUIDA ACQUISIREBBE SE VENISSE ARRESTATA (DECELERATA FINO A 0) IN MODO:

- ADIABATICO → NO SCAMBI DI Q ($\delta Q = 0$)
- REVERSIBILE → NO PERDITE ($\delta L_\omega = 0$)
- SENZA SCAMBI DI LAVORO CON L'ESTERNO ($\delta L_i = 0$)

ISENTROPICA: $dS = \frac{\overset{=0}{\delta Q} + \overset{=0}{\delta L_\omega}}{T} = 0 \Rightarrow \underline{S^\circ = S}$ (PER DEF.)

NB: PER DEFINIZIONE LA VELOCITÀ TOTALE È NULLA: $\boxed{C^\circ = 0}$

PROPRIETÀ STATICHE:

$$\left.\begin{matrix} P \\ T \\ \rho \\ C \end{matrix}\right\} \qquad \begin{matrix} \delta Q = 0 \\ \delta L_\omega = 0 \\ \delta L_i = 0 \end{matrix} \qquad \left\{\begin{matrix} P^\circ \\ T^\circ \\ \rho^\circ \\ C^\circ = 0 \end{matrix}\right.$$

PROPRIETÀ TOTALI:

APPLICHIAMO IL 1° PDT: CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA (CONV. MACCH. MOTRICE)

$$\cancel{Q} - \cancel{L_i} = \Delta h + \Delta E_c + \underset{=0}{\cancel{\Delta E_g}} + \underset{=0}{\cancel{\Delta E_\omega}}$$

$$h_0 - h + \cancel{\frac{C_0^2}{2}} - \frac{C^2}{2} = 0 \quad \text{(F. COMPR.) (SIST. INERZIALE)}$$

$$h_0 = h + \frac{C^2}{2}$$

VALIDITÀ GENERALE (hp: MOTO STAZIONARIO, UNIDIMENSIONALE, 1 IN E 1 OUT)

$$\boxed{Q - L_i = \Delta h + \Delta E_c \iff Q - L_i = \Delta h^\circ}$$? (VEDI PAG. SUCCESSIVA)

Δ: DIFFERENZA TRA SEZIONE DI USCITA (2) E SEZIONE DI INGRESSO (1) ALLO STESSO (t)

MI CHIEDO: QUANTO VALGONO $P^\circ, T^\circ, \rho^\circ$?

ALLORA, CONSIDERIAMO IL 1° PDT IN FORMA DIFFERENZIALE:

$$\begin{cases} \cancel{\delta Q} + \cancel{\delta L_i} = dh + dE_c \\ \cancel{\delta Q} + \cancel{\delta L_\omega} = dh - v\,dP \end{cases} \quad \begin{cases} dh + d(C^2/2) = 0 \\ dh - \frac{1}{\rho} dP = 0 \end{cases} \quad \begin{cases} dh + C\,dC = 0 \\ dh - \frac{dP}{\rho} = 0 \end{cases} \Rightarrow \frac{dP}{\rho} + C\,dC = 0 \quad \left(\text{VALIDA IN COND. TOTALI}\right)$$

$$\frac{dP}{\rho} + C\,dC = 0 \Rightarrow \boxed{-C\,dC = \frac{dP}{\rho}}$$, INTEGRIAMO TRA CONDIZIONI STATICHE E TOTALI,

$$\int_C^{C^\circ} -C\,dC = \int_\rho^{\rho^\circ} \frac{dP}{\rho}$$, ESSENDO: $\frac{P}{\rho^k} = \text{cost} \Rightarrow P = \text{cost}\,\rho^k \Rightarrow dP = \text{cost}\,k\,\rho^{k-1} d\rho$,

$$-\left[\frac{C^2}{2}\right]_C^{C^\circ} = \int_\rho^{\rho^\circ} \frac{\text{cost}\,k\,\rho^{k-1}}{\rho} d\rho = \int_\rho^{\rho^\circ} \text{cost}\,k\,\rho^{k-2}\, d\rho$$

$$-\left[\frac{C^2}{2}\right]_C^{C^\circ = 0} = \text{cost}\cdot k \left[\frac{\rho^{k-1}}{k-1}\right]_\rho^{\rho^\circ}$$

$(P/\rho^k = \text{cost})$

$$\frac{C^2}{2} = \text{cost}\,\frac{k}{k-1}\left[\rho^{\circ\,k-1} - \rho^{k-1}\right] = \text{cost}\,\frac{k}{k-1}\rho^{k-1}\left[\left(\frac{\rho^\circ}{\rho}\right)^{k-1} - 1\right] = \frac{k}{k-1}\,\frac{\overset{P}{\overbrace{\text{cost}\,\rho^k}}}{\rho}\left[\left(\frac{\rho^\circ}{\rho}\right)^{k-1} - 1\right]$$

$$\frac{C^2}{2} = \frac{k}{k-1}\,\frac{P}{\rho}\left[\left(\frac{\rho^\circ}{\rho}\right)^{k-1} - 1\right] = C_s^2 \quad \text{IN QUANTO } C_s = \sqrt{kP/\rho}$$ (VALIDA PER GAS PERFETTO E VAPORE)

$$\frac{C^2}{2} = \frac{C_s^2}{k-1}\left[\left(\frac{\rho^\circ}{\rho}\right)^{k-1} - 1\right] \Rightarrow \left(\frac{\rho^\circ}{\rho}\right)^{k-1} = 1 + \frac{k-1}{2}\underbrace{\frac{C^2}{C_s^2}}_{= Ma^2} \Rightarrow \frac{\rho^\circ}{\rho} = \left[1 + \frac{k-1}{2} Ma^2\right]^{\frac{1}{k-1}}$$

ESSENDO UNA TRASF. ADIABATICA, REVERSIBILE → ISENTROPICA

$$\frac{P}{\rho^k} = \frac{P^\circ}{\rho^{\circ k}} = \text{cost} \Rightarrow \boxed{\frac{P^\circ}{P} = \left(\frac{\rho^\circ}{\rho}\right)^k = \left[1 + \frac{k-1}{2} Ma^2\right]^{\frac{k}{k-1}}}$$ VALIDA PER GAS PERFETTO E VAPORE

RICHIAMO: CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA (1° PDT) (RIPASSO)

CONSIDERANDO UN SISTEMA CHIUSO (APPROCCIO LAGRANGIANO)

- $\delta Q \oplus \delta L = dE = dU + dE_c + dE_g \; (+ dE_\omega)$ $\left(\begin{array}{ll} \oplus & \text{CONV. M. OPERAT.} \\ \ominus & \text{CONV. M. MOTRICI} \end{array} \right)$

PER IL TEOREMA DELLA CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA MECCANICA:

- $\delta L = -p dV + dE_c + dE_g + \delta L_\omega$

QUINDI:

$$\delta Q + (-p dV + \cancel{dE_c} + \cancel{dE_g} + \delta L_\omega) = dU + \cancel{dE_c} + \cancel{dE_g}$$

$$\delta Q + \delta L_\omega = dU + p dV$$

POICHÉ: $h = U + pv \rightarrow dh = dU + p dV + v dp \Rightarrow dU + p dV = dh - v dp$

OTTENIAMO:

$$\boxed{\delta Q + \delta L_\omega = dh - v dp}$$ (S) FORMULAZIONE SOSTANZIALE DEL 1° PDT

PER PASSARE DA UN SISTEMA CHIUSO A UN SISTEMA APERTO UTILIZZO:

IL TEOREMA DEL TRASPORTO DI REYNOLDS (IN FORMA GENERALE)

$\begin{cases} B = \text{GRANDEZZA ESTENSIVA } (\mathcal{Q}, \mathcal{L}, \mathcal{E}) & \mathcal{Q} = m Q \\ \beta = \dfrac{dB}{dm} \text{ GRANDEZZA INTENSIVA } (Q, L, E) & Q = \dfrac{\mathcal{Q}}{m} = \dfrac{d\mathcal{Q}}{dm} = \dfrac{\partial \mathcal{Q}}{\partial m} \end{cases}$ Ex: $\begin{cases} B = \mathcal{E} \text{ (ESTENSIVA)} \\ \beta = \dfrac{d\mathcal{E}}{dm} = E \end{cases}$

$$\frac{dB_s}{dt} = \frac{\partial B}{\partial t} + \Sigma_j B_j \iff \frac{dB_s}{dt} = \frac{\partial}{\partial t}\int_V \rho \beta \, dV + \int_A \rho \beta \, \vec{c} \cdot \vec{m} \, dA$$

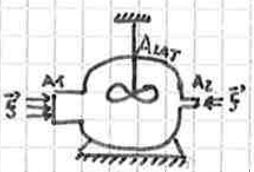
$$\delta \mathcal{Q} + \delta \mathcal{L} = d\mathcal{E} \qquad (\delta \mathcal{Q} = \delta m Q, \; \delta \mathcal{L} = \delta m L, \; d\mathcal{E} = dm E)$$

MOLTIPLICO PER $1/dt$

$$\frac{\delta \mathcal{Q}}{dt} + \frac{\delta \mathcal{L}}{dt} = \frac{d\mathcal{E}}{dt}$$

$$\dot{\mathcal{Q}} + \dot{\mathcal{L}} = \frac{d\mathcal{E}}{dt}, \quad \dot{\mathcal{Q}} = \frac{\delta \mathcal{Q}}{dt} = \frac{\delta m \, Q}{dt} = \dot{m} Q \rightarrow \boxed{\frac{\dot{\mathcal{Q}}}{\dot{m}} = Q}$$

$$\dot{\mathcal{Q}} + \dot{\mathcal{L}} = \frac{d\mathcal{E}}{dt} = \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial t} + \int_A \rho E \underbrace{\vec{c} \cdot \vec{m}}_{c_m} dA$$



EXCURSUS SU: $\dot{\mathcal{L}} = \dot{\mathcal{L}}_i + \int_{A_1} \vec{\xi} \cdot \vec{c} \, dA + \int_{A_{LAT}} \vec{\xi} \cdot \vec{c} \, dA + \int_{A_2} \vec{\xi} \cdot \vec{c} \, dA$

$\begin{cases} \dot{\mathcal{L}}_i = \text{POTENZA INTERNA CEDUTA DALLA PALETTATURA AL FLUIDO} \\ \vec{\xi} = -p \cdot \vec{m} + \vec{\xi}_t \end{cases}$ (EST $\rightarrow$ SIST $\dot{\mathcal{L}} > 0$ CONV. M. OPER.)

COME PRECEDENTEMENTE DIMOSTRATO, OTTENIAMO: $\dot{\mathcal{L}} = \dot{\mathcal{L}}_i + p_1 v_1 \dot{m}_1 - p_2 v_2 \dot{m}_2$

QUINDI:

$$\dot{\mathcal{Q}} + (\dot{\mathcal{L}}_i + p_1 v_1 \dot{m}_1 - p_2 v_2 \dot{m}_2) = \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial t} - \underbrace{\rho_1 c_{1m} A_1}_{\dot{m}_1} E_1 + \underbrace{\rho_2 c_{2m} A_2}_{\dot{m}_2} E_2$$

OTTENIAMO:

$$\dot{\mathcal{Q}} + \dot{\mathcal{L}}_i = \dot{m}_2 (E + pv)_2 - \dot{m}_1 (E + pv)_1, \quad E = U + E_c + E_g + E_\omega$$

hp: $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$

$$\dot{\mathcal{Q}} + \dot{\mathcal{L}}_i = \dot{m}_2 (U + pv + E_c + E_g + E_\omega)_2 - \dot{m}_1 (U + pv + E_c + E_g + E_\omega)_1$$

$$\dot{\mathcal{Q}} + \dot{\mathcal{L}}_i = \dot{m} (\Delta h + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_\omega)$$

$$\boxed{Q + L_i = \Delta h + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_\omega}$$ (L) FORMULAZIONE LOCALE DEL 1° PDT

CONSIDERAZIONI RELATIVE A CONDOTTI ACCELERANTI (UGELLI) E DECELERANTI (DIFFUSORI)

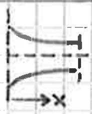
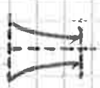
$$\boxed{c\,dc = -\frac{dp}{\rho}} \quad (2)$$

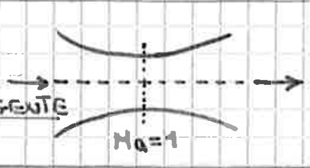
$$\boxed{\frac{dA}{A} = (Ma^2-1)\frac{dc}{c}} \quad (4)$$

$$\boxed{\frac{dA}{A} = \frac{1-Ma^2}{kMa^2}\frac{dp}{p}} \quad (6)$$

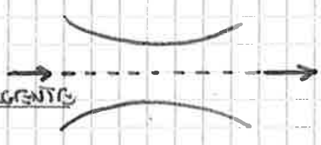
(E) $dc>0$ (ACCELERA) $\Rightarrow$ $dp<0$ (CON ESPANSIONE) $\rightarrow$ UGELLO

(E) $dc<0$ (DECELERA) $\Rightarrow$ $dp>0$ (CON COMPRESSIONE) $\rightarrow$ DIFFUS.

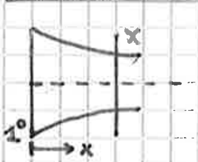
UGELLO $(dc>0,\ dp<0)$ (2)			**DIFFUSORE** $(dc<0,\ dp>0)$ (2)		
$\boxed{Ma<1}$ (4)	$\frac{dA}{A} = \underbrace{(Ma^2-1)}_{<0}\frac{dc}{c}$; $\frac{dA}{A}<0$, $\frac{dc}{c}>0$	 $dA<0$ (CONV.)	$\boxed{Ma<1}$ (4)	$\frac{dA}{A} = \underbrace{(Ma^2-1)}_{<0}\frac{dc}{c}$; $\frac{dA}{A}>0$, $\frac{dc}{c}<0$	 $dA>0$ (DIV.)
$\boxed{Ma>1}$	$\frac{dA}{A} = \underbrace{(Ma^2-1)}_{>0}\frac{dc}{c}$; $\frac{dA}{A}>0$, $\frac{dc}{c}>0$	 $dA>0$ (DIV.)	$\boxed{Ma>1}$	$\frac{dA}{A} = \underbrace{(Ma^2-1)}_{>0}\frac{dc}{c}$; $\frac{dA}{A}<0$, $\frac{dc}{c}<0$	 $dA<0$ (CONV.)
$\boxed{Ma=1}$	$\frac{dA}{A} = \underbrace{(Ma^2-1)}_{=0}\frac{dc}{c}$; $\frac{dA}{A}=0$, $\frac{dc}{c}>0$	MINIMO VALORE DELL'AREA $\rightarrow$ SEZ. RISTRETTA	$\boxed{Ma=1}$	$\frac{dA}{A} = \underbrace{(Ma^2-1)}_{=0}\frac{dc}{c}$; $\frac{dA}{A}=0$, $\frac{dc}{c}<0$	MINIMO VALORE DELL'AREA $\rightarrow$ SEZ. RISTRETTA

$Ma<1$ CONVERGENTE  $Ma>1$ DIVERGENTE

$Ma=1$

$Ma>1$ CONVERGENTE  $Ma<1$ DIVERGENTE

VALUTAZIONE DELL'AREA IN FUNZIONE DELLE PROPRIETÀ DELLA CORRENTE FLUIDA



$p_1, T_1, \rho_1, c_1, A_1$

$p, T, \rho, c \Rightarrow A = f$(PROPRIETÀ DEL FLUIDO)

$$\begin{cases} \dot{m} = \rho A c & \text{EQ. CONTINUITÀ} \\ c\,dc = -\dfrac{dp}{\rho} & \text{EQ. CONSERVAZIONE ENERGIA} \end{cases}$$

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho c} \Rightarrow A \propto \frac{1}{\rho c}$$

$$\begin{cases} \rho = \rho(p) \\ c = c(p) \end{cases} \Rightarrow A(p)$$

VALUTEREMO:

$$\begin{cases} \rho = \rho\left(\frac{p}{p_1^\circ}\right) \\ c = c\left(\frac{p}{p_1^\circ}\right) \end{cases} \Rightarrow A = A\left(\frac{p}{p_1^\circ}\right)$$

(ρc) MOLTIPLICO LE DUE ESPRESSIONI: (1)·(2)

$$\rho c = \rho_i^\circ \left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)^{1/k} \sqrt{2\frac{k}{k-1}\frac{p_i^\circ}{\rho_i^\circ}\left[1-\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} = \sqrt{2\frac{k}{k-1}\rho_i^{\circ 2}\frac{p_i^\circ}{\rho_i^\circ}\left[\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)^{\frac{1}{k}+\frac{1}{k}}-\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)^{\frac{2}{k}+\frac{k-1}{k}}\right]} =$$

$$= \sqrt{2\frac{k}{k-1}p_i^\circ\rho_i^\circ\left[\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

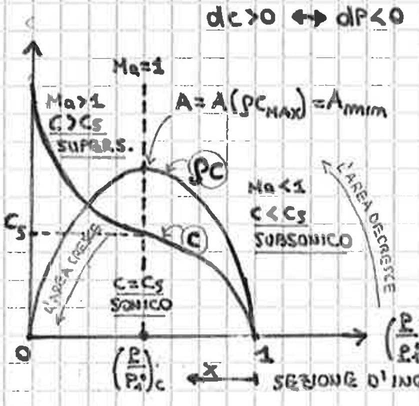
, ESSENDO $\sqrt{p_i^\circ\rho_i^\circ} = \frac{p_i^\circ\sqrt{\rho_i^\circ}}{\sqrt{p_i^\circ}} = \frac{p_i^\circ}{\sqrt{p_i^\circ/\rho_i^\circ}} \underset{\text{IN CASO DI GAS PERFETTO}}{=} \frac{p_i^\circ}{\sqrt{RT_i^\circ}}$

$$\boxed{\rho c = \frac{p_i^\circ}{\sqrt{p_i^\circ/\rho_i^\circ}}\cdot\sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)^{2/k}-\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}} \qquad (3)$$

$$A = \frac{\dot m}{\rho c}$$

UGELLO (CONDOTTO FISSO ACCELERANTE) $\left(A \propto \frac{1}{\rho c}\right)$

$dc>0 \leftrightarrow dP<0$



SE ρc HA VALORE MASSIMO, L'AREA $\left(A \propto \frac{1}{\rho c}\right)$ SARÀ MINIMA

PRIMA (PARTENDO DA 1) L'AREA DECRESCE FINO AL VALORE MINIMO IN CORRISPONDENZA DI ρc_{MAX}, $c = c_s \Rightarrow Ma = \frac{c}{c_s} = 1$ (CONDIZIONI SONICHE), CHIAMIAMO $\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right) = \left(\frac{p_c}{p_i^\circ}\right) = \left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)_c$ RAPPORTO DI ESPANSIONE CRITICO

DOPODICHÈ, SUPERATO ρc_{MAX}, L'AREA INCOMINCIA A CRESCERE,

$c > c_s \Rightarrow Ma = \frac{c}{c_s} > 1$ (CONDIZIONI SUPERSONICHE).

CHIAMATO COSÌ PERCHÈ PER ESSO SI OTTENGONO LE CONDIZIONI SONICHE DELLA VELOCITÀ.

PER TROVARE $\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)_c$ IMPONGO:

$$\frac{d(\rho c)}{d\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)} = 0$$

$$\frac{2}{k}\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)^{\frac{2}{k}-1} - \frac{k+1}{k}\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)^{\frac{k+1}{k}-1} = 0$$

$$\frac{2}{k}\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)^{\frac{2-k}{k}} - \frac{k+1}{k}\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)^{\frac{k+1-k}{k}} = 0$$

$$\frac{2}{k}\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)^{\frac{2-k}{k}} = \frac{k+1}{k}\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)^{\frac{1}{k}} \Rightarrow \left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)^{\frac{1}{k}-\frac{2-k}{k}} = \frac{2}{\cancel{k}}\cdot\frac{\cancel{k}}{k+1} \Rightarrow \left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)^{\frac{1-2+k}{k}} = \frac{2}{k+1} \Rightarrow$$

$$\boxed{\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)_c = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}} \qquad (4) \quad \text{RAPPORTO CRITICO DELLE PRESSIONI}$$

$\left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)_c$ DIPENDE DA k; k DIPENDE DAL FLUIDO CONSIDERATO;

ARIA: $k = 1.4 \Rightarrow \left(\frac{p}{p_i^\circ}\right)_c = \left(\frac{2}{2.4}\right)^{\frac{1.4}{0.4}} = 0.528$

$k = 1.135 \div 1.67$ $\quad k = \frac{c_p}{c_v}$ GAS PERFETTO

VAPORE SATURO $\quad$ GAS MONOATOMICO

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 33 di 260

PER UN FLUIDO INCOMPRIMIBILE : LIQUIDO

1) EQUAZIONE DI CONSERVAZIONE DELLA MASSA (O DI CONTINUITÀ)

$\dot{m} = \rho c A = \text{cost}$; DIFFERENZIALE LOGARITMICO : $\frac{d(\rho c A)}{\rho c A} = 0 \iff \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dc}{c} + \frac{dA}{A} = 0$

$\Rightarrow \frac{dA}{A} = -\frac{dc}{c}$; $A = \frac{\dot{m}}{\rho c} \propto \frac{1}{\rho c}$

2) EQUAZIONE DI CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA (1° PDT) ($dE_g = 0 \iff$ CONSIDERIAMO IL COND. ORIZZ.)

$\cancel{\delta Q} + \cancel{\delta L_\omega} = dh - v\,dP$ | $dh = v\,dP$

$\cancel{\delta Q} - \cancel{\delta L_i} = dh + dE_c + \cancel{dE_g} + \cancel{dE_\omega}$ | $v\,dP + dE_c = 0$ | $c\,dc = -\frac{dP}{\rho}$

OPPURE DIRETTAMENTE DAL T. DI BERNOULLI GENERALIZZATO (CHE DERIVA DAL 1° PDT)

$\cancel{\delta L_i} = v\,dP + dE_c + \cancel{dE_g} + \cancel{\delta L_\omega}$ | $v\,dP + dE_c = 0 \iff c\,dc = -\frac{dP}{\rho}$

PROPRIETÀ STATICHE E TOTALI

$\cancel{L_i} = \frac{\Delta P}{\rho} + \Delta E_c + \cancel{\Delta E_g} + \cancel{L_\omega}$ $\quad \frac{P^\circ - P}{\rho} + \frac{\overbrace{\cancel{c^\circ}}^{=0} - c^2}{2} = 0 \Rightarrow \begin{cases} P^\circ = P + \frac{1}{2}\rho c^2, \quad c^\circ = 0 \\ \rho^\circ = \rho = \text{cost} \end{cases}$

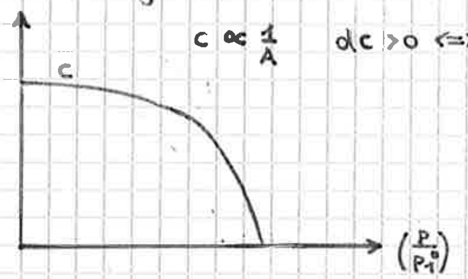
DETERMINIAMO LA VELOCITÀ c :

$\int_{c_1^\circ}^{c} c\,dc = \int_{P_1^\circ}^{P} -\frac{dP}{\rho} \Rightarrow \left[\frac{c^2}{2}\right]_{c_1^\circ}^{c} = -\frac{1}{\rho}[P]_{P_1^\circ}^{P} \Rightarrow \frac{c^2}{2} - \cancel{\frac{c_1^{\circ 2}}{2}} = \frac{1}{\rho}[P_1^\circ - P_1]$, $\rho = \rho_1^\circ = \text{cost}$,

$$\boxed{c = \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1^\circ - P)} = \sqrt{2\frac{P_1^\circ}{\rho_1^\circ}\left(1 - \frac{P}{P_1^\circ}\right)}}$$

$A = \frac{\dot{m}}{\rho c}$ $\quad \rho = \text{cost}$

$c \propto \frac{1}{A}$ $\quad dc > 0 \iff dA < 0$



- **FUNZIONI DI STATO DEI GAS PERFETTI**

$dh = c_p dT \rightarrow h = c_p T + \text{cost}$ ENTALPIA

$dU = c_v dT \rightarrow U = c_v T + \text{cost}$ ENERGIA INTERNA

$dS = \frac{\delta Q + \delta L_\omega}{T} = \frac{\delta Q + \delta L_\omega}{dT} \frac{dT}{T} = c \frac{dT}{T}$ ENTROPIA

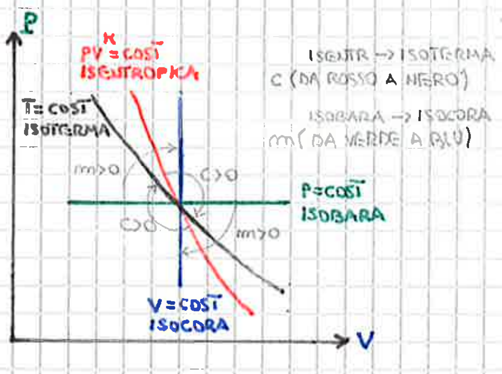
- **TRASFORMAZIONI DEI GAS PERFETTI**

$PV^m = \text{cost}$ TRASFORMAZIONE POLITROPICA

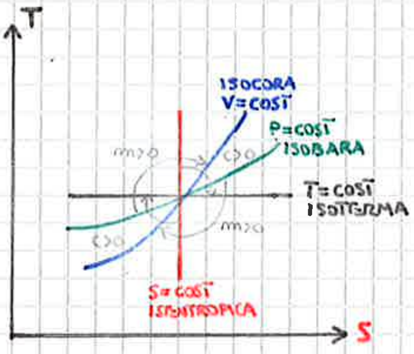
$m = \frac{c - c_p}{c - c_v}$, $c = c_v \frac{m-k}{m-1}$, $k = \frac{c_p}{c_v}$

m	c	TRASFORMAZIONE:
m	c	POLITROPICA: $PV^m = \text{cost}$
1	∞	ISOTERMA: $PV = \text{cost} \Rightarrow T = \text{cost}$
0	c_p	ISOBARA: $P = \text{cost}$ $(PV^0 = \text{cost})$
∞	c_v	ISOCORA: $V = \text{cost}$ $(PV^\infty = \text{cost} \Leftrightarrow P^{1/\infty} \cdot V = \text{cost})$
k	0	ISENTROPICA: $PV^k = \text{cost}$ $\hookrightarrow S = \text{cost}$; $dS = \frac{\delta Q + \delta L_\omega}{T} = 0 \Leftrightarrow$ ADIAB. $\delta Q = 0$, REV. $\delta L_\omega = 0$

CLAPEYRON

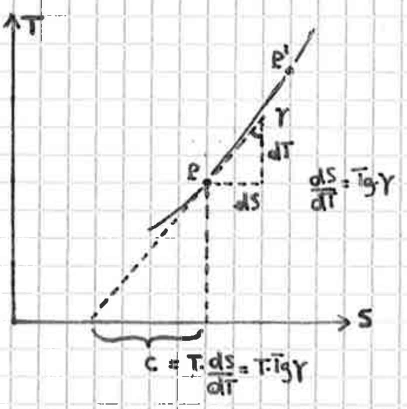


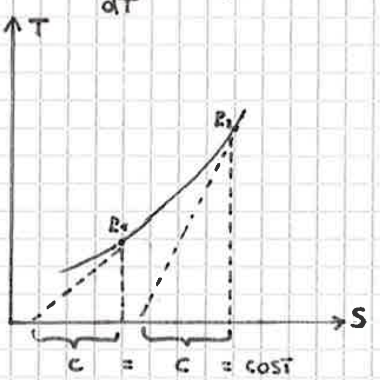
GIBBS

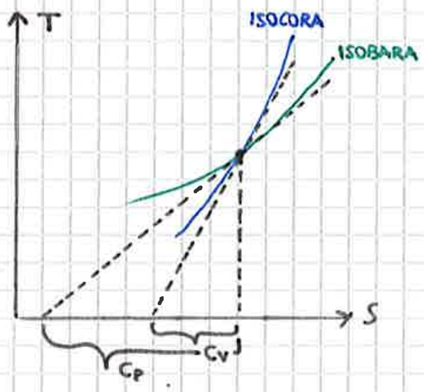


TRASFORMAZIONE POLITROPICA SUL PIANO DI GIBBS (T-S)

$PV^m = \text{cost}$, $T dS = c dT \Rightarrow c = T \cdot \frac{dS}{dT} = T \cdot \text{Tg}\gamma$, $m = \text{cost} \Rightarrow c = \text{cost}$



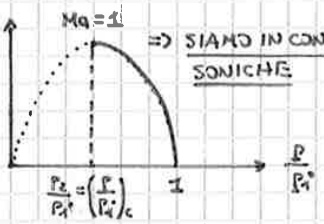




LA PENDENZA DELLA CURVA AUMENTA A S CRESCENTI PERCHÈ C DEVE RIMANERE COSTANTE LUNGO LA TRASFORMAZIONE

b) $\frac{P_2}{P_1^\circ} = \left(\frac{P}{P_1^\circ}\right)_c$ => UGELLO SEMPLICEMENTE CONVERGENTE

$$= \left(\frac{P}{P_1^\circ}\right)_c = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4)$$ ← FACENDO RIFERIMENTO ALLA TRATTAZIONE SUGLI UGELLI.



=> SIAMO IN CONDIZIONI SONICHE

$$A_1 = \frac{\dot m}{\rho_1 c_1}$$

$$A = \frac{\dot m}{(\rho c)_u} = \frac{\dot m}{\frac{P_1^\circ}{\sqrt{P_1^\circ/\rho_1^\circ}} \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P}{P_1^\circ}\right)_c^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P}{P_1^\circ}\right)_c^{\frac{k+1}{k}}\right]}} \quad (5)$$

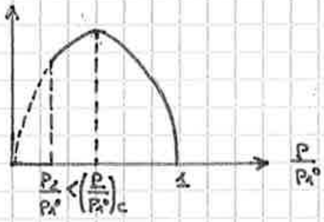
$P_1^\circ \to P_u = P_c$; $\boxed{c_u = c_c = c_{sc}}$ => $\boxed{Ma = 1}$

(4) → (5), COME ANTICIPATO PRECEDENTEMENTE,

$$A_u = \frac{\dot m}{(\rho c)_u} = \frac{\dot m}{(\rho c)_c} = \frac{\dot m}{\frac{P_1^\circ}{\sqrt{P_1^\circ/\rho_1^\circ}} \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}\cdot\frac{2}{k}} - \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}\cdot\frac{k+1}{k}}\right]}} = \dots = \frac{\dot m}{\frac{P_1^\circ}{\sqrt{P_1^\circ/\rho_1^\circ}} \sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}$$

$$\boxed{\to A_u = \frac{\dot m}{(\rho c)_c} = \frac{\dot m}{\frac{P_1^\circ}{\sqrt{P_1^\circ/\rho_1^\circ}} \sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}} \quad (6)$$

c) $\frac{P_2}{P_1^\circ} < \left(\frac{P}{P_1^\circ}\right)_c$ => UGELLO CONVERGENTE-DIVERGENTE



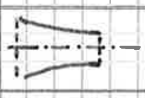
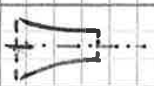
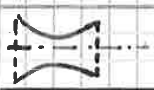
$$A_1 = \frac{\dot m}{\rho_1 c_1}$$

$$A_R = \frac{\dot m}{(\rho c)_c} = \frac{\dot m}{\frac{P_1^\circ}{\sqrt{P_1^\circ/\rho_1^\circ}} \sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}} \quad (6)$$

CONDIZIONI CRITICHE NELLA SEZIONE RISTRETTA (SEMPRE IN PROGETTO)

$$A_u = \frac{\dot m}{(\rho c)_u} = \frac{\dot m}{\frac{P_1^\circ}{\sqrt{P_1^\circ/\rho_1^\circ}} \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1^\circ}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1^\circ}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}} \quad (5)$$

TABELLA SCHEMATICA (PROGETTO)

CASO	CONFRONTO	FORMA UGELLO	A_1	A_u	A_R
a)	$\frac{P_2}{P_1^\circ} > \frac{P_c}{P_1^\circ}$		$\frac{\dot m}{\rho_1 c_1}$	$\frac{\dot m}{\frac{P_1^\circ}{\sqrt{P_1^\circ/\rho_1^\circ}}\sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1^\circ}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{P_2}{P_1^\circ}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}}$ (5)	NON C'È
b)	$\frac{P_2}{P_1^\circ} = \frac{P_c}{P_1^\circ}$		$\frac{\dot m}{\rho_1 c_1}$	$\frac{\dot m}{\frac{P_1^\circ}{\sqrt{P_1^\circ/\rho_1^\circ}}\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}$ (6)	NON C'È
c)	$\frac{P_2}{P_1^\circ} < \frac{P_c}{P_1^\circ}$		$\frac{\dot m}{\rho_1 c_1}$	$\frac{\dot m}{\frac{P_1^\circ}{\sqrt{P_1^\circ/\rho_1^\circ}}\sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1^\circ}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{P_2}{P_1^\circ}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}}$ (5)	$\frac{\dot m}{\frac{P_1^\circ}{\sqrt{P_1^\circ/\rho_1^\circ}}\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}$ (6)

a), b) => UGELLI SEMPLICEMENTE CONVERGENTI

c) => UGELLI CONVERGENTI - DIVERGENTI

COMPORTAMENTO FUORI PROGETTO!

COMPORTAMENTO "FUORI PROGETTO" IN UGELLI SEMPLICEMENTE CONVERGENTI [27/03/17]

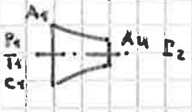
($dP<0 \iff dc>0$; $dv>0$ ESPANSIONE)

PROGETTO

$\dot{m}$ $\left.\begin{matrix} P_1 \\ T_1 \\ c_1 \end{matrix}\right\} \Rightarrow \begin{matrix} P_1^\circ \\ T_1^\circ \\ c_1^\circ = 0 \end{matrix}$ $\quad \begin{matrix} P_2 \\ T_2 \end{matrix}$ DIMENSIONAMENTO $\Rightarrow$ A_1 INGRESSO, A_u USCITA, A_R RISTRETTA

NB: $P_u = P_2$ (SEMPRE IN PROGETTO) RICORDANDO $T_u \neq T_2$ ($T_u = T_2$ MAI)

BENE, L'UGELLO SEMPLICEMENTE CONVERGENTE È STATO DIMENSIONATO

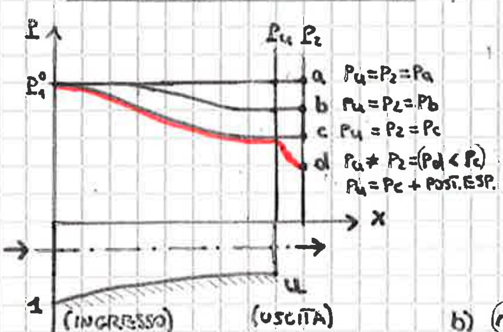


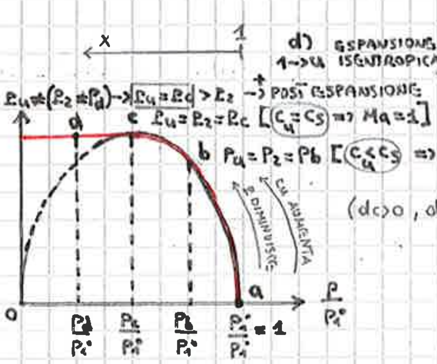
A_1, A_u ASSEGNATE

COSA SUCCEDE SE SI MODIFICANO: P_1, T_1, C_1, P_2?

COME VARIA LA PORTATA $\dot{m}$?

→ IPOTIZZIAMO DI VARIARE P_2





DA QUI IN POI L'INFORMAZIONE NON POTRÀ PIÙ RISALIRE LA CORRENTE QUINDI NON CAMBIERÀ NULLA RIMANE $P_u = P_c$

NE CONSEGUE SOLO UNA POST ESPANSIONE IN QUANTO $P_u > P_2$

b) $$\dot{m} = \rho c A = A_u(\rho c)_u = A_u \cdot \frac{P_1^\circ}{\sqrt{P_1^\circ/\rho_1^\circ}} \sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P}{P_1^\circ}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P}{P_1^\circ}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \quad (5)$$

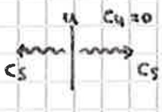
c) $$\dot{m} = \rho c A = A_u(\rho c)_u = A_u(\rho c)_c = A_u \cdot \frac{P_1^\circ}{\sqrt{P_1^\circ/\rho_1^\circ}} \sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (6)$$

SE $P_2 \geq P_c \Rightarrow P_u = P_2$

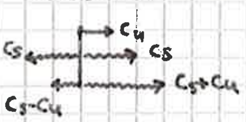
SE $P_2 < P_c \Rightarrow P_u = P_c$ (+ POST ESP.)

COSA SUCCEDE SE $P_2 = P_d < P_c$?

L'INFORMAZIONE SI PROPAGA CON VELOCITÀ C_s $\quad P_u = P_2 = P_c$



IL SISTEMA SI MUOVE CON VELOCITÀ C_u



SE $C_u < C_{s_u}$ ⇒ L'INFORMAZIONE PUÒ RISALIRE LA CORRENTE FLUIDA E ARRIVARE ALLA SEZ. DI MONTE

SE $C_u = C_{s_u}$ ⇒ ($C_s - C_u = 0$) L'INFORMAZIONE HA UNA VELOCITÀ ASSOLUTA NULLA E NON PUÒ RISALIRE LA CORRENTE FLUIDA E QUINDI ALL'INTERNO DELL'UGELLO NON CAMBIA NULLA.

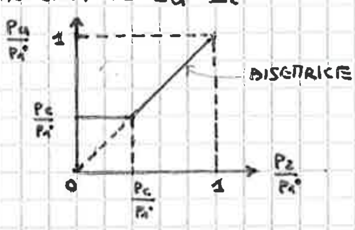
NB:
LA PRESSIONE DIMINUISCE ($dP<0$), LA VELOCITÀ CRESCE ($dc>0$); DOPO CHE $C_u = C_{s_u}$, ALL'INTERNO DELL'UGELLO NON POTRÀ PIÙ CAMBIARE NULLA, PERCHÉ L'INFO NON RISALE A MONTE.

NE CONSEGUE UNA POST ESPANSIONE (NON ISENTROPICA) IN QUANTO $P_u > P_2$

QUINDI: SE $P_2 > P_c \Rightarrow P_u = P_2$ ($C_u < C_s$)

SE $P_2 = P_c \Rightarrow P_u = P_2 = P_c$ ($C_u = C_s$)

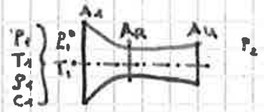
NB: SE $P_2 < P_c \Rightarrow P_u \neq P_2 \to \boxed{P_u = P_c + \text{POST ESP.}}$



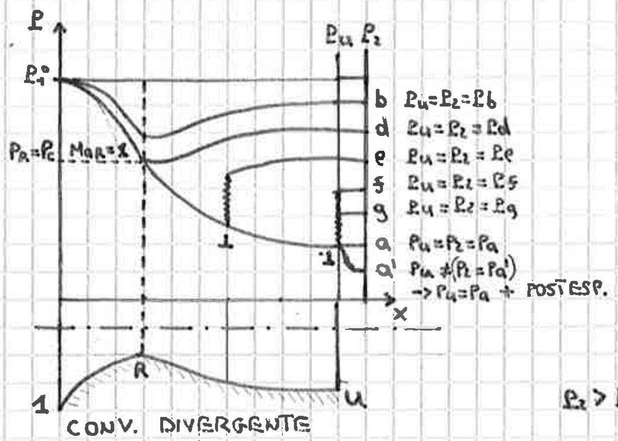
COMPORTAMENTO FUORI PROGETTO DI UN UGELLO CONVERGENTE - DIVERGENTE [29/03/17]

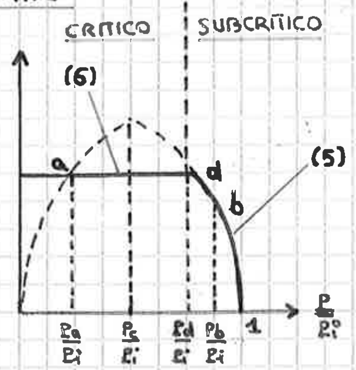
PRIMO TRATTO: CONVERGENTE ($dP<0$, $dc>0$, $dV>0$): IL F. SI ESPANDE

SECONDO TRATTO: DIVERGENTE ($dP>0$, $dc<0$, $dV<0$): IL F. SI COMPRIME



→ VARIAMO LA PRESSIONE p_2 DELL'AMBIENTE DI VALLE:





p_1° = COST

T_1° = COST

k = COST

$p_2 > p_d$: $\dot m = A_u(\rho c)_u = A_u \dfrac{p_1^\circ}{\sqrt{p_1^\circ/\rho_1^\circ}} \cdot \sqrt{2\dfrac{k}{k-1}\left[\left(\dfrac{p_2}{p_1^\circ}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\dfrac{p_2}{p_1^\circ}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$ (5)

$p_2 \leq p_d$: $\dot m = A_R(\rho c)_c = A_R \dfrac{p_1^\circ}{\sqrt{p_1^\circ/\rho_1^\circ}} \cdot \sqrt{k\left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ (6)

NB

a) $p_u = p_2 = p_a$ CONDIZIONE DI PROGETTO

UNICO CASO DI UGELLO ADATTATO: ESPANSIONE CONTINUA ALL'INTERNO DELL'UGELLO ($dP<0$); $p_u = p_2$

a') $p_u \neq (p_2 = p_{a'})$ MA: $p_u = p_a$ CONDIZIONE DI PROGETTO $1 \to u$; + POSTESPANSIONE ($dS \neq 0$) $u \to 2$

b) $1 \to R$: $dP<0$, $dc>0$, $dV>0$ ESPANSIONE

$R \to u$: $dP>0$, $dc<0$, $dV<0$ COMPRESSIONE $p_u = p_2 = p_b$

d) $1 \to R$: $dP<0$, $dc>0$, $dV>0$ IL F. ESPANDE COME IN PROGETTO (TRATTO CONVERGENTE)

$R \to u$: $dP>0$, $dc<0$, $dV<0$ COMPRESSIONE $p_u = p_2 = p_d$ = PRESSIONE DISCRIMINANTE

e) $1 \to R$: $dP<0$, $dc>0$, $dV>0$ IL F. ESPANDE COME IN PROGETTO NEL TRATTO CONVERGENTE

$R \to \perp$: NONOSTANTE SIAMO NEL TRATTO DIVERGENTE, IL F. CONTINUA AD ESPANDERE COME IN PROGETTO. PRIMA DI R $c < c_s$, $Ma < 1$ (C. SUBSONICA); ARRIVA ($dP<0 \to dc>0$) A R CON $P_R = P_c \Rightarrow c = c_s$, $Ma = 1$ (C. SONICA); IL F. CONTINUA AD ESPANDERE $dP<0$ ($dV>0$) $\Rightarrow dc>0$: $c > c_s$, $Ma > 1$ (C. SUPERSONICA) FINO A CHE NON INCONTRA $\perp$, PICCOLA SUPERFICIE PERPENDICOLARE A $\vec{x}$: QUI AVVIENE UN FENOMENO DISSIPATIVO CHE PORTA A UN AUMENTO DI ENTROPIA ($dS>0$). SUCCESSIVAMENTE SEGUE UNA COMPRESSIONE $dP>0$ ($dV<0$) NELL'ULTIMO PARTE DEL TRATTO DIVERGENTE, SUPERATO IL FENOMENO DISSIPATIVO (DOVUTO ALLA SUP. $\perp$ DI DISCONTINUITÀ) CHE PRENDE IL NOME DI:

URTO AERODINAMICO RETTO

f) COME IL CASO PRECEDENTE CON: URTO RETTO IN u ($\perp$)

g) $p_u = p_2 = p_g$ ($p_a < p_g < p_f$): URTO OBLIQUO ($Ma > 1$)

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 43 di 260

ORA, VALUTEREMO: (PER QUANTO RIGUARDA $1 \to u$)

Ⓐ CASO IDEALE: EVOLUZIONE ISENTROPICA $Tds = \cancel{\delta Q} + \cancel{\delta L_w} = 0$ $(\delta Q = 0, \delta L_w = 0)$

Ⓑ CASO REALE: EVOLUZIONE NON ISENTROPICA $Tds = \cancel{\delta Q} + \delta L_w \neq 0$ $(\delta Q = 0, \delta L_w \neq 0)$

PER PASSARE ALLE CONDIZIONI TOTALI $(\boxed{1 \to 1^\circ}\ ;\ \boxed{u \to u^\circ})$ DEVO ASSUMERE LE SEGUENTI IPOTESI:

$$\left.\begin{matrix} P_1 \\ T_1 \\ \rho_1 \\ c_1 \end{matrix}\right\} \longrightarrow hp: \begin{cases} \delta Q = 0 & \text{TRASF. ADIABATICA} \\ \delta L_w = 0 & \text{TRASF. REVERSIBILE} \\ \delta L_i = 0 & \text{NO SCAMBI DI LAVORO} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} P_1^\circ \\ T_1^\circ \\ \rho_1^\circ \\ c_1^\circ = 0 \quad (\text{NB!}) \end{cases}$$

$$\boxed{Q + L_i = \Delta h + \Delta E_c \iff Q + L_i = \Delta h^\circ}$$

PER QUANTO RIGUARDA IL CASO REALE

DEVO TENER CONTO DI DUE COSE:

- ABBIAMO A CHE FARE CON UN FLUIDO REALE (VISCOSO) E QUINDI CON DEGLI ATTRITI IN SENO AL FLUIDO, QUINDI LA VELOCITÀ DI USCITA EFFETTIVA SARÀ PIÙ BASSA DELLA VELOCITÀ CALCOLATA NEL CASO IDEALE ISENTROPICO.

  $\boxed{c_{u\,REALE} < c_{u\,is}}$

  QUINDI INTRODUCIAMO φ: COEFFICIENTE DI PERDITA: $\varphi = 0.94 \div 0.99$

  DEFINITO COME: $\boxed{\varphi = \frac{c_u}{c_{u\,is}}} \Rightarrow c_u = \varphi\, c_{u\,is}$ $\begin{cases} 0.97 \div 0.99 \to \text{UGELLO SEMPL. CONV.} \\ 0.94 \div 0.96 \to \text{UGELLO CONV.-DIV.} \end{cases}$

- DOBBIAMO CONSIDERARE LO STRATO LIMITE A PARETE: IL FLUIDO VICINO ALLE PARETI È QUASI FERMO. DI CONSEGUENZA

  $\boxed{\text{AREA}_{\text{EFFETTIVA}} < \text{AREA}_{\text{GEOMETRICA}}}$ DI PASSAGGIO DEL FLUIDO.

  QUINDI INTRODUCIAMO:

(B)
TRASFORMAZIONE ADIABATICA REALE (NON REVERSIBILE $\delta L_w \neq 0$) IN UN UGELLO

FLUIDO REALE = FLUIDO VISCOSO $\Rightarrow \boxed{\delta L_w > 0}$ TRASF. IRREVERSIBILE

$\Rightarrow$ $C_{u\,REALE} < C_{u\,IS}$ (PER L'ATTRITO)

$\Rightarrow$ $A_{EFF} < A_{GEOM}$ (A CAUSA DELLO STRATO LIMITE DI FLUIDO A PARETE (V. PRAT. NULLA))

TRASF. ISENTROPICA $(1 \to u_{is})$ $\longrightarrow$ TRASF. LIMITE DI RIFERIMENTO $(1 \to u)$

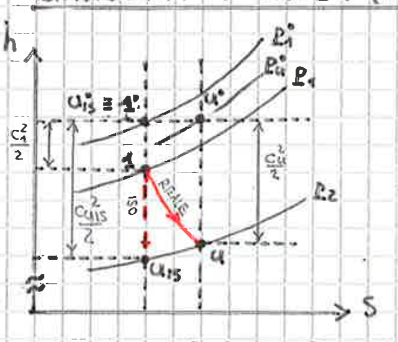
$C_u = \varphi\, C_{u_{IS}}$, φ = COEFFICIENTE DI PERDITA (VALUTATO SPERIMENTALMENTE)

$$\varphi = 0.94 \div 0.99 \begin{cases} 0.97 \div 0.99 & \text{UGELLO SEMPL. CONVERGENTE} \\ 0.94 \div 0.96 & \text{UGELLO CONV.-DIV.} \end{cases}$$

RENDIMENTO ISENTROPICO DELL'UGELLO: $(\cancel{Q} + \cancel{L_i} = \Delta h + \Delta E_c \Rightarrow \Delta E_c = -\Delta h)$

$$\boxed{\eta_{EFF} = \frac{\Delta E_c}{\Delta E_{c\,IS}} = \frac{C_u^2 - C_1^2}{C_{u_{IS}}^2 - C_1^2} = \frac{-\Delta h}{-\Delta h_{IS}} = \frac{h_1 - h_u}{h_1 - h_{u_{IS}}}}$$

DIAGRAMMA DI MOLLIER (h-S) EFFUSORE $(\Delta P < 0, \Delta C > 0)$



1° COSA DA FARE: SI VALUTA IL CASO DI EV. ISENTROPICA

CONSERVAZIONE ENERGIA

1°) $1^\circ \to u^\circ$: $\cancel{Q} + \cancel{L_i} = \Delta h + \Delta E_c = \Delta h^\circ = 0 \Rightarrow \boxed{h_u^\circ = h_1^\circ}$

$1^\circ \to u$: $\cancel{Q} + \cancel{L_i} = \Delta h + \Delta E_c = 0 \Rightarrow h_1^\circ = h_u + \frac{C_u^2}{2}$

IN UN UGELLO ADIABATICO REALE:

$T_u^\circ = T_1^\circ$ $\quad \boxed{h^\circ = \cos t} \Rightarrow \boxed{T^\circ = \cos t}$ (NB!)

$P_u^\circ < P_1^\circ$

$\delta L_w > 0 \Rightarrow \Delta P^\circ < 0$

TRASFORMAZIONE REALE ($1^\circ \to u^\circ$: EV. ISENTR.)

$\Rightarrow$ $\boxed{\Delta h^\circ = 0}$ $\quad \boxed{\Delta P^\circ < 0}$

$h_u^\circ = h_1^\circ$ $\quad P_u^\circ < P_1^\circ$

$S_u - S_1 = f(\Delta P^\circ)$? SI

$T dS = \delta Q + \delta L_w = dh - v\,dp$

$dS = \frac{dh}{T} - \frac{v\,dP}{T}$

PER UN GAS PERFETTO: $dS = c_p \frac{dT}{T} - R\frac{dP}{P}$

INTEGRANDO:

$$S_u - S_1 = S_u^\circ - S_1^\circ = \left[c_p \ln T\right]_{T_1^\circ}^{T_u^\circ} - \left[R \ln P\right]_{P_1^\circ}^{P_u^\circ}$$

$$S_u - S_1 = c_p \cancel{\ln\left(\frac{T_u^\circ}{T_1^\circ}\right)} - R \ln\left(\frac{P_u^\circ}{P_1^\circ}\right)$$

$$S_u - S_1 = R \ln\left(\frac{P_1^\circ}{P_u^\circ}\right)$$

$\boxed{\Delta S > 0 \iff \Delta P^\circ < 0}$ (C.V.D.)

ΔS E' LEGATO A UNA DIM. DI P°

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 47 di 260

IMPIANTI DI TURBINA A VAPORE

(ESEMPIO: UN FIUME, PER RENDERE L'IDEA)

IMPIANTO MOTORE: ENERGIA PRIMARIA → EN. MECCANICA → EN. ELETTRICA

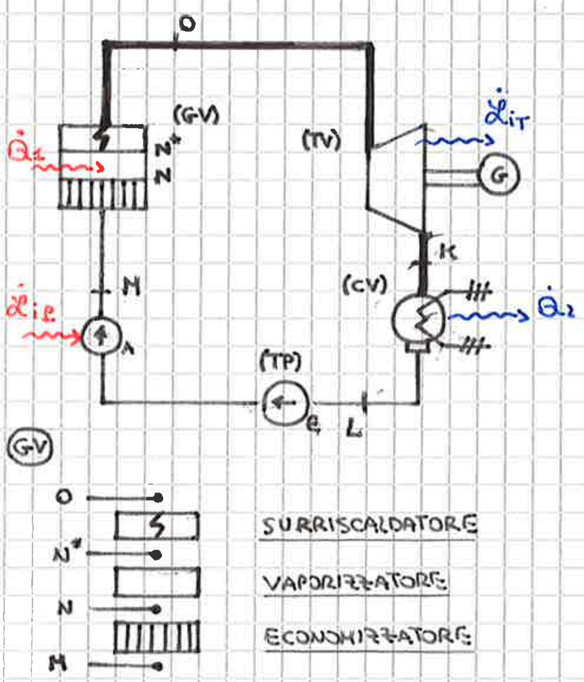
η ACCETTABILI CON UN LIVELLO TECNOLOGICO BASSO (USIAMO QUELLI NATI PER PRIMI)

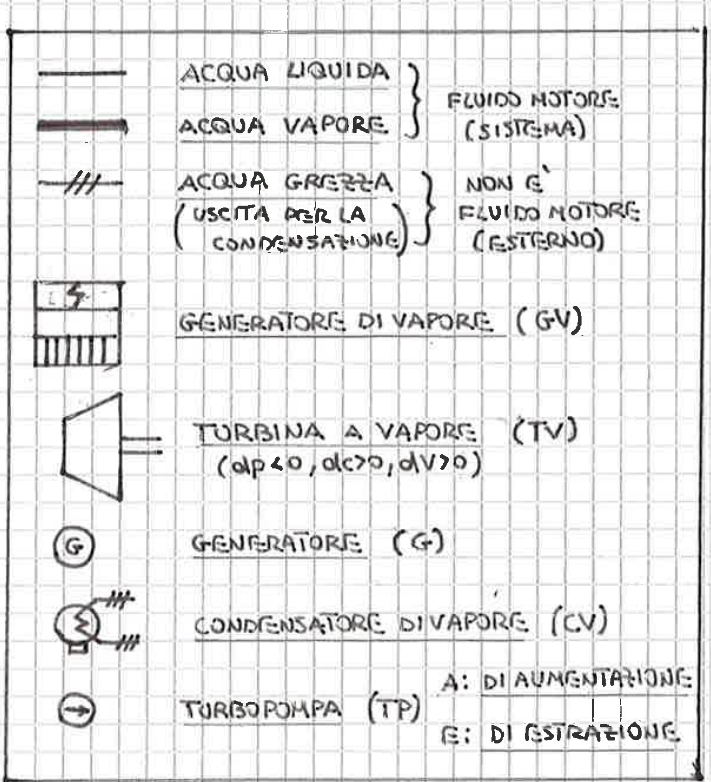
FLUIDO MOTORE: ACQUA DEMINERALIZZATA

- → COMPRESSIONE IN FASE LIQUIDA: SPESA ENERGETICA BASSA
- → ESPANSIONE IN FASE VAPORE: LAVORO SUFFICIENTEMENTE ELEVATO

CICLO DI RIFERIMENTO: CICLO RANKINE, RANKINE-HIRN

SCHEMA DELL'IMPIANTO





(TP) L → M: COMPRESSIONE DELL'ACQUA IN FORMA LIQUIDA: $\dot{L}_{iP}$ (EST → SIST)

(GV) M → O: IL FLUIDO MOTORE, INIZIALMENTE IN FORMA LIQUIDA, VIENE SCALDATO PER PASSARE DALLE CONDIZIONI M A O: $\dot{Q}_1$ (EST → SIST)
(COMBUSTIONE ESTERNA UTILIZZATA PER AUMENTARE LA T DEL F. MOTORE)

ECO M → N: RISCALDAMENTO DEL LIQUIDO FINO ALLE CONDIZIONI DI SATURAZIONE
TRASFORMAZIONE ISOBARA ($P = cost$)

VAP N → N*: IL CALORE $\dot{Q}_1$ VIENE UTILIZZATO PER IL PASSAGGIO DI STATO DEL FLUIDO MOTORE: FASE LIQUIDA → FASE VAPORE
TRASFORMAZIONE ISOBARA E ISOTERMA ($P = cost$; $T = cost$)

SUR N* → O: IL CALORE $\dot{Q}_1$ VIENE ANCHE UTILIZZATO PER AUMENTARE ORA LA TEMPERATURA DEL FLUIDO MOTORE GIÀ COMPLETAMENTE VAPORIZZATO.

(TV) O → K: ESPANSIONE DEL F. MOTORE ($dP<0$, $dV>0$): $\dot{L}_{iT}$ (SIST → EST)

(CV) K → M: SOTTRAZIONE DEL CALORE $\dot{Q}_2$ AL F. MOTORE PER RIPORTARLO ALLE CONDIZIONI INIZIALI (→ LIQUIDO) PER RIPETERE IL CICLO: $\dot{Q}_2$ (SIST → EST)

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 49 di 260

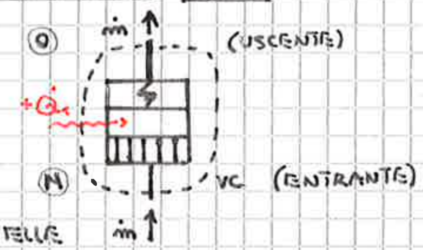
QUINDI, SU TUTTO L'IMPIANTO VALE: [31/03/17]

$\dot{Q}_1 - \dot{Q}_2 = \dot{\mathcal{L}}_{iT} - \dot{\mathcal{L}}_{iP} \approx \dot{\mathcal{L}}_{iT} = \dot{P}_{iT} \Rightarrow \boxed{\dot{P}_i = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_2}$ POTENZA MECCANICA PRODOTTA DALL'IMPIANTO

$\boxed{L_i = Q_1 - Q_2}$

- CONSERVAZIONE ENERGIA: GENERATORE DI VAPORE (GV): M → O

$\dot{Q} - \underbrace{\cancel{\dot{\mathcal{L}}_i}}_{=0} = \underbrace{\cancel{\frac{\partial E}{\partial t}}}_{=0} + \sum_j \dot{m}_j E_{fj}$



$E_f = h + \underbrace{\cancel{\frac{c^2}{2}}}_{=0} + \underbrace{\cancel{gz}}_{=0}$

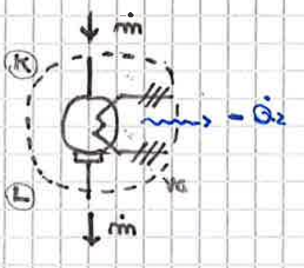
c_O E $c_M \approx 0$: $\frac{c^2}{2}$ E' ELEVATO NEGLI STADI DELLE TURBOMACCHINE MA E' PICCOLO NEI CONDOTTI DI COLLEGAMENTO

INOLTRE $c_O \approx c_M$

$\dot{Q}_1 = \dot{m}(h_O - h_M)$ $\quad Q_1 = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}} = (h_O - h_M)$

- CONSERVAZIONE ENERGIA: CONDENSATORE DI VAPORE (CV): K → L

$\dot{Q} - \underbrace{\cancel{\dot{\mathcal{L}}_i}}_{=0} = \underbrace{\cancel{\frac{\partial E}{\partial t}}}_{=0} + \sum_j \dot{m}_j E_{fj}$



$E_f = h + \underbrace{\cancel{\frac{c^2}{2}}}_{=0} + \underbrace{\cancel{gz}}_{=0}$

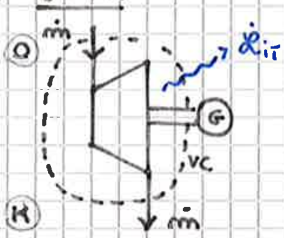
QUINDI:

$-\dot{Q}_2 = \dot{m}(h_L - h_K)$ NB!

$\dot{Q}_2 = \dot{m}(h_K - h_L)$ $\quad Q_2 = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{m}} = (h_K - h_L)$

- CONSERVAZIONE ENERGIA: TURBINA A VAPORE (TV): O → K

$\underbrace{\cancel{\dot{Q}}}_{=0} - \dot{\mathcal{L}}_{iT} = \underbrace{\cancel{\frac{\partial E}{\partial t}}}_{=0} + \sum_j \dot{m}_j E_{fj}$



$E_f = h + \frac{c^2}{2} + \underbrace{\cancel{gz}}_{=0}$, $\frac{c^2}{2}$ NON TRASCURABILE

$-\dot{\mathcal{L}}_{iT} = \dot{m}\left(h_K + \frac{c_K^2}{2}\right) - \dot{m}\left(h_O + \frac{c_O^2}{2}\right)$

$\left[\begin{array}{l} c_K^2/2 \ll h_K \\ c_O^2/2 \ll h_O \end{array} \Rightarrow \Delta E_c \ll \Delta h\right]$ NELLE TUBAZIONI! NON E' VERO ALL'INTERNO DELLA MACCHINA!

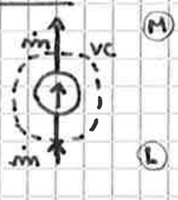
OTTENIAMO:

$\dot{\mathcal{L}}_{iT} = \dot{m}(h_O - h_K)$ $\quad L_{iT} = \frac{\dot{\mathcal{L}}_{iT}}{\dot{m}} = (h_O - h_K)$

- CONSERVAZIONE ENERGIA: TURBOPOMPA (TP): L → M

$\underbrace{\cancel{\dot{Q}}}_{=0} - \dot{\mathcal{L}}_i = \underbrace{\cancel{\frac{\partial E}{\partial t}}}_{=0} + \sum_j \dot{m}_j E_{fj}$ $\quad E_f = h + \underbrace{\cancel{\frac{c^2}{2}}}_{=0} + \underbrace{\cancel{gz}}_{=0}$

$\dot{\mathcal{L}}_{iP} = \dot{m}(h_L - h_M)$ $\quad L_{iP} = \frac{\dot{\mathcal{L}}_{iP}}{\dot{m}} = (h_L - h_M)$



NB: $L_{iP} \ll L_{iT}$: QUINDI, L_{iP} LO CONSIDERO NEL RENDIMENTO ORGANICO η_o

47

1 RENDIMENTO ORGANICO η_o

$$\boxed{\eta_o = \frac{P_u}{P_i} = \frac{P_i - P_m - P_{acc}}{P_i}}$$

$\eta_o \simeq 0.95 \div 0.96$

2 RENDIMENTO DELLA TURBINA η_t

$$\boxed{\eta_t = \frac{P_i}{P_{i\,lim}} = \frac{P_i}{P_{is}} = \frac{\dot{m} L_i}{\dot{m} L_{is}} = \frac{-(\Delta h + \Delta E_c)}{-(\Delta h_{is} + \Delta E_c)} = \frac{-\Delta h}{-\Delta h_{is}}}$$

$P_{i\,lim}$ ← LIMITE DI RIF. (ADIABATICA REVERSIBILE)

$\Delta E_c \ll \Delta h$ (CONSIDERANDO TUBAZIONI DI INGRESSO E USCITA)

η_t (PER IL GAS), η_θ (PER IL VAPORE)

3 RENDIMENTO DEL CICLO TERMODINAMICO η

$$\boxed{\eta = \frac{P_i}{\dot{Q}_1} = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}}$$

4 RENDIMENTO UTILE η_u

$$\boxed{\eta_u = \frac{P_u}{\dot{Q}_1} = \frac{P_u}{P_i}\frac{P_i}{\dot{Q}_1} = \eta_o \eta}$$

5 RENDIMENTO DEL GENERATORE DI VAPORE (GV) η_b

$\dot{m}_b H_i \longrightarrow \dot{Q}_1$

COMBUSTIONE INCOMPLETA — PERDITE DI Q VERSO L'EST. — ENTALPIA DEI FUMI

H_i = POTERE CALORIFICO INFERIORE A P=COST, ENERGIA DEL COMBUSTIBILE PER UNITÀ DI MASSA

$$\eta_b = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}_b H_i} \qquad \eta_b = 0.89 \div 0.91$$

6 RENDIMENTO GLOBALE DELL'IMPIANTO η_g

$$\boxed{\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_b H_i} = \frac{P_u}{P_i}\cdot\frac{P_i}{\dot{Q}_1}\cdot\frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}_b H_i} = \eta_o \cdot \eta \cdot \eta_b = \eta_u \cdot \eta_b}$$

CONSUMO SPECIFICO DI COMBUSTIBILE q_b

$$\boxed{q_b = \frac{\dot{m}_b}{P_u} = \frac{\text{SPESA DI COMBUSTIBILE}}{\text{EFFETTO UTILE}} = \frac{\dot{m}_b}{\eta_g \dot{m}_b H_i} = \frac{1}{\eta_g H_i}} \quad \left[\frac{g}{kW\cdot h}\right]$$

POICHÉ $[H_i] = \left[\frac{MJ}{kg}\right] = \left[\frac{kJ}{g}\right]$, $[J] = [W]\cdot[h]$

NOTA: CONSIDERO L'EFFETTO DELLE (TP) IN η_o

QUINDI: $M \equiv L$

DA (TV) $O \to K$: $\dot{\mathcal{L}}_i = \dot{\mathcal{L}}_{i_T} = \dot{m}(h_o - h_K) \to L_i = (h_o - h_K)$

DA (1°PDT) SU TUTTO L'IMPIANTO: $\dot{\mathcal{L}}_i = P_i = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_2 \to L_i = Q_1 - Q_2$

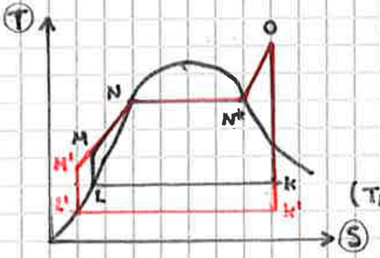
DA (GV) $M \to O$: $\dot{Q}_1 = \dot{m}(h_o - h_M) \to Q_1 = (h_o - h_M)$

DA (CV) $K \to L$: $\dot{Q}_2 = \dot{m}(h_K - h_L) \to Q_2 = (h_K - h_L)$

QUINDI:

$$L_i = (h_o - h_K) = Q_1 - Q_2 = (h_o - h_M) - (h_K - h_L) = (h_o - h_K) + \underbrace{\cancel{(h_L - h_M)}}_{=0} \qquad h_L = h_M,\ M \equiv L$$

4) RIDUZIONE DELLA PRESSIONE DI CONDENSAZIONE p_K

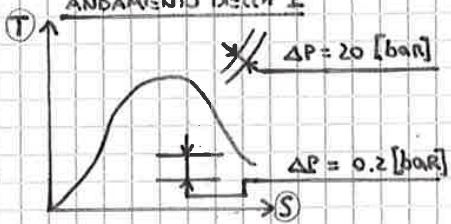


$(T_{K'} < T_K)$

GENERALMENTE:

$\begin{cases} p_o \geq 100 \text{ [bar]} \\ p_K < p_{atm} \approx 1 \text{ [bar]} \end{cases}$

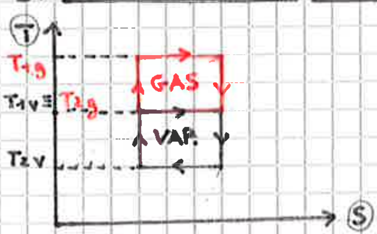
ANDAMENTO DELLA p



(IN REALTA': $T_1' < T_1$)

$\begin{cases} T_1' \approx T_1 \\ T_2' < T_2 \end{cases} \Rightarrow \eta' > \eta$, ESSENDO $\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$ $(T_2 \searrow, \eta \nearrow)$

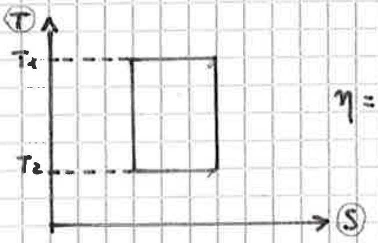
5) CICLI COMBINATI (GAS/VAPORE)



$\eta_g = 1 - \frac{T_{2g}}{T_{1g}}$

$\eta_v = 1 - \frac{T_{2v}}{T_{1v}}$

$\Rightarrow$



$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_{2v}}{T_{1g}}$

$\begin{cases} T_{1g} > T_{1v} \\ T_{2v} < T_{2g} \end{cases}$

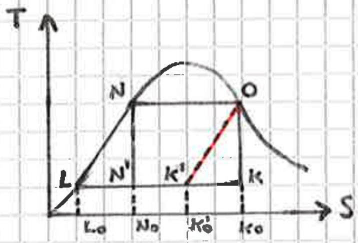
→ SI FA CORRISPONDERE LA FASE DI SOTTRAZIONE DI CALORE Q_2 DEL CICLO A GAS CON LA FASE DI FORNITURA DI CALORE Q_1 DEL CICLO A VAPORE

6) RIGENERAZIONE

AVVIENE UNO SCAMBIO DI CALORE TRA PORZIONI DI SISTEMA

CICLO RANKINE A VAPORE SATURO (SENZA SURRISCALDAMENTO) ISENTROPICO (O→K ISENT.)

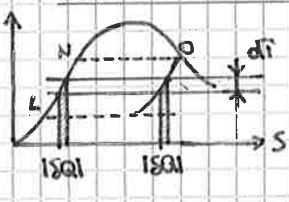
- NO SURRISCALDAMENTO
- O→K ISENTROPICA



$L \approx M$
$O \equiv N^*$
$K \equiv K_{IS}$

OK' E' ISODIABATICA CON LN

$\Rightarrow$ SCAMBIANO LA STESSA Q



PER dT FISSATO ALLE DUE TRASF. CORRISPONDE LO STESSO $|\delta Q|$, $\forall T$

TRASF. IDEALE: $\delta L_w = 0$

$Q_1 \hat{=} L_0 L N O K_0$

$Q_2 \hat{=} L_0 L K K_0$

$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$

IL FLUIDO CHE SI ESPANDE IN TURBINA (E CHE HA T ELEVATA) O→K VIENE UTILIZZATO PER SCALDARE IL LIQUIDO USCITO DAL CONDENSATORE E PORTARLO DALLE CONDIZIONI L A N PRIMA DI FARLO ENTRARE NEL (GV)

CICLO BASE: LNOK

CICLO RIGENERATIVO: LNOK'

$Q_1' \hat{=} N_0 N O K_0$

$Q_2' \hat{=} L_0 L K' K_0'$

$L_0 L N N_0 \equiv K_0' K' O K_0$ (SCAMBIATI TRA PORZIONI DI SISTEMA)

CICLO DI CARNOT: N'NOK

$Q_{1c} \hat{=} N_0 N O K_0 \equiv Q_1'$

$Q_{2c} \hat{=} N_0 N' K K_0 \circleddash L_0 L K' K_0' = Q_2'$

$\circleddash$ SE OK' E LN SONO ISODIAB.

QUINDI $\boxed{\eta' = \eta_c > \eta}$

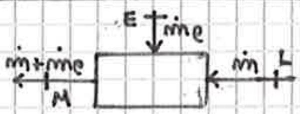
CONSERVAZIONE ENERGIA : SCAMBIATORE DI CALORE (SC)

$$\cancel{\dot{\Phi}} - \cancel{\dot{\mathcal{L}}_i} = \cancel{\frac{\partial E}{\partial t}} + \sum_j \dot{m}_j E_{Fj}$$

$\dot{\Phi}$ = 0 NO SCAMBI DI CALORE CON L'ESTERNO

$\dot{\mathcal{L}}_i$ = 0 → CONSIDERIAMO LE POMPE IN $\dot{m}_0$

$\frac{\partial E}{\partial t}$ = 0 (MOTO STAZIONARIO)



$$E_F = h + \cancel{\frac{c^2}{2}} + \cancel{gz}$$

$\frac{c^2}{2}$ = 0 (NELLE TUBAZIONI $\Delta E_c \ll \Delta h$), gz = 0

$$(\dot{m}+\dot{m}e)h_M - \dot{m}e\,h_E - \dot{m}h_L = 0$$

$$\dot{m}(h_M - h_L) = \dot{m}e(h_E - h_M) \quad (1)$$

BASE : SPILLAMENTO NON PRESENTE
$$\eta = \frac{P_i}{\dot{Q}_1} = \frac{\cancel{(\dot{m}+\dot{m}e)}L_i}{\cancel{(\dot{m}+\dot{m}e)}Q_1} = \frac{(h_0-h_K)}{(h_0-h_L)} \quad (2) \qquad \text{NB: } M \equiv L$$

RIGENERATIVO : SPILLAMENTO PRESENTE
$$\eta' = \frac{P_i}{\dot{Q}_1} = \frac{\dot{m}(h_0-h_K)+\dot{m}e(h_0-h_E)}{(\dot{m}+\dot{m}e)(h_0-h_M)} \qquad M \neq L$$

$$(TV)\ 0 \xrightarrow{} {}^{E}_{K} : \quad P_i = \dot{\mathcal{L}}_i = -\left[\dot{m}e\,h_E + \dot{m}h_K - (\dot{m}+\dot{m}e)h_0\right] = -\dot{m}e\,h_E - \dot{m}h_K + \dot{m}h_0 + \dot{m}e\,h_0 =$$
$$= \dot{m}(h_0-h_K) + \dot{m}e(h_0-h_E)$$

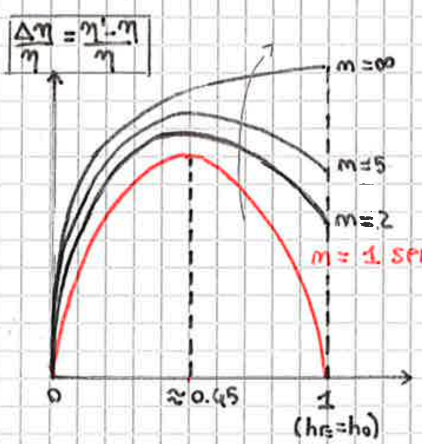
$$\eta' = \frac{P_i}{\dot{Q}_1} = \frac{\dot{m}(h_0-h_K)+\dot{m}e(h_0-h_E)}{\dot{m}(h_0-h_M)+\dot{m}e(h_0-h_M)} = \frac{\dot{m}(h_0-h_K)+\dot{m}e(h_0-h_E)}{\dot{m}(h_0-h_L+h_L-h_M)+\dot{m}e(h_0-h_M)} =$$

$$= \frac{\dot{m}(h_0-h_K)+\dot{m}e(h_0-h_E)}{\dot{m}(h_0-h_L) - \underbrace{\dot{m}(h_M-h_L)}_{=\dot{m}e(h_E-h_M)\ (1)} + \dot{m}e(h_0-h_M)} = \frac{\dot{m}(h_0-h_K)+\dot{m}e(h_0-h_E)}{\dot{m}(h_0-h_L)+\dot{m}e(-h_E+\cancel{h_M}+h_0-\cancel{h_M})} =$$

$$= \frac{\dot{m}(h_0-h_K)+\dot{m}e(h_0-h_E)\cdot 1/\dot{m}}{\dot{m}(h_0-h_L)+\dot{m}e(h_0-h_E)\cdot 1/\dot{m}} = \underbrace{\frac{h_0-h_K}{h_0-h_L}}_{=\eta\ (2)} \cdot \underbrace{\frac{1+\frac{\dot{m}e}{\dot{m}}\frac{h_0-h_E}{h_0-h_K}}{1+\frac{\dot{m}e}{\dot{m}}\frac{h_0-h_E}{h_0-h_L}}}_{\geq 1}$$

$(=1)$ $\begin{cases} \dot{m}e = 0 & \Longleftrightarrow \text{NON C'È SPILLAMENTO} \\ h_E = h_0 & \Longleftrightarrow \text{SI EFFETTUA LO SPILLAMENTO PRIMA CHE IL VAPORE SI ESPANDA} \end{cases}$ $\Big|\ \eta' = \eta$

(>1) $\begin{cases} \dot{m}e > 0 \\ h_E < h_0 \end{cases}$ (PERCHE' $h_0 - h_K < h_0 - h_L$)



N È SULLA Cℓ DELL'ISOBARA PASSANTE PER M

PER NON AVERE VAPORE NELLA TURBOPOMPA

$\frac{h_M - h_L}{h_N - h_L}$ = INCREMENTO DI ENTALPIA DEL FLUIDO CHE DEVE ENTRARE NEL (GV) IN SEGUITO ALLA RIGENERAZ.

m (= NUM. SPILLAMENTI) = 10 ÷ 11 = QUANTITÀ CON CUI PRERISCALDO

(53)

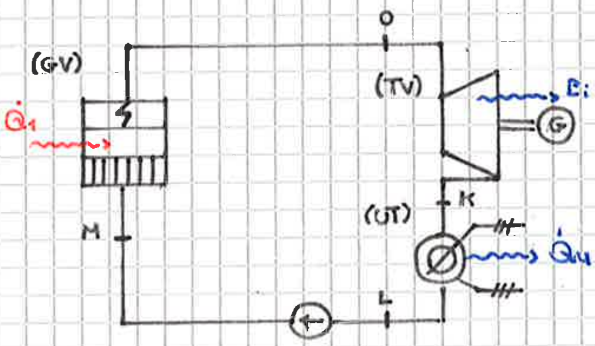
IMPIANTI DI TURBINA A VAPORE COGENERATIVI O A RECUPERO

COGENERATIVI: PRODUZIONE CONGIUNTA DI POTENZA MECCANICA (→ EN. ELETTRICA) E POTENZA TERMICA
- SCOPI INDUSTRIALI (MACCHINARI, LAVORAZIONI)
- SCOPI CIVILI (ES: TELERISCALDATORI)

A RECUPERO: E' COME SE IL VAPORE SCARICATO DALLA TURBINA VENISSE "RECUPERATO" IN UN'UTENZA TERMICA.
- → TOTALE
- → PARZIALE

IMPIANTO DI TURBINA A VAPORE A RECUPERO TOTALE (CON TURBINA A CONTROPRESSIONE)

TUTTA LA PORTATA SCARICATA DALLA TURBINA VA ALL' UTENZA TERMICA



AUMENTO LA CONTROPRESSIONE = $P_K \uparrow$ (1÷5 [bar])

UTENZA O UTILIZZAZIONE TERMICA (UT)

CONSIDERAZIONI:

- P_K E' MAGGIORE RISPETTO A UN IMPIANTO CONVENZIONALE
- $h_0 - h_K$ E' MINORE RISPETTO A UN IMPIANTO CONVENZIONALE ⇒ L_i MINORE;

QUESTO, PER VIA DI UNA MINORE ESPANSIONE IN TURBINA

$$\boxed{\eta_u = \frac{P_u}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u}}$$

DEFINIZIONE ECONOMICA, NON TERMODINAMICA

$-\dot{Q}_u$: PER NON IMPUTARE TUTTO $\dot{Q}_1$ ALLA PRODUZIONE DI P_i

$$\eta_u = \frac{P_u}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u} = \frac{\eta_0 P_i}{(\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u)} = \eta_0 \frac{(\dot{Q}_1 - \dot{Q}_2)}{(\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u)}$$

$\dot{Q}_2$ = POTENZA TERMICA SOTTRATTA ALL'IMPIANTO ⇒ $\boxed{\dot{Q}_2 = \dot{Q}_u}$, E QUINDI:

$$\boxed{\eta_u = \eta_0}$$

- $\dot{Q}_u$ E P_u NON POSSONO ESSERE SCELTE IN MODO INDIPENDENTE (PASSA LA STESSA $\dot{m}$)
- LA CONTROPRESSIONE RIDUCE LA P_u

(55)

STADI DI TURBINA

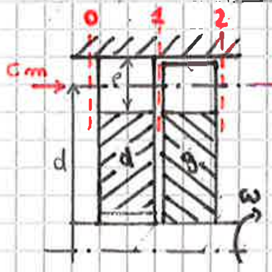
TURBOMACCHINA MOTRICE (TURBINA)

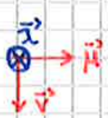
SUCCESSIONE DI CONDOTTI FISSI E MOBILI ALL'INTERNO DEI QUALI IL FLUIDO MOTORE EVOLVE ESPANDENDOSI E CEDE LAVORO AGLI ORGANI MOBILI DELLA MACCHINA

EN. PRIMARIA $\rightarrow$ EN. MECCANICA $\rightarrow$ EN. ELETTRICA

(ESPANSIONE: $dP<0$, $dc>0$, $dV>0$) $\boxed{\Delta P\,(<0) \rightarrow \Delta E\,(>0) \rightarrow L_i}$

STADIO: DISTRIBUTORE (FISSO) + GIRANTE (MOBILE)





$d_0 = d_1 = d_2 = d$

$\rho_0 \equiv \rho_1 \equiv \rho_2 \equiv \rho$

0 = INGRESSO STADIO ≡ INGRESSO DISTRIBUTORE (d)

d: $\Delta P\,(<0) \rightarrow \Delta E_c\,(>0)$

1 = USCITA DISTRIBUTORE ≡ INGRESSO GIRANTE (g)

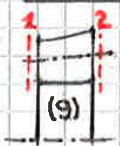
g: $\Delta E_c\,(>0) \rightarrow L_i$

2 = USCITA GIRANTE ≡ USCITA STADIO

- TURBINA:
  - $P_2 < P_1$ TURBINA A REAZIONE (C'È ESPANSIONE)
  - $P_2 = P_1$ TURBINA AD AZIONE (NON C'È ESPANSIONE)

STADIO ASSIALE: LA COMPONENTE MERIDIANA DELLA VELOCITÀ c_m ALL'INGRESSO E ALL'USCITA DELLO STADIO COINCIDE CON LA DIREZIONE ASSIALE $(\vec{\mu})$: $\vec{c}_m = \vec{c}_a + \vec{c}_R = c_a(\vec{\mu}) + \cancel{c_R(\vec{\nu})} = c_a(\vec{\mu})$

STADIO QUASI ASSIALE: PICCOLA COMPONENTE RADIALE: $\vec{c}_m = \vec{c}_a + \vec{c}_R$, $\vec{c}_R \neq 0$



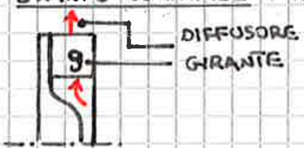
$\rho \neq$ cost

STADIO MISTO: LE COMPONENTI ALL'INGRESSO E ALL'USCITA SONO DIVERSE TRA LORO E NON COINCIDONO CON ASSIALE O RADIALE

CENTRIFUGO: INGRESSO ASSIALE E USCITA RADIALE: TURBOMACCH. OPERATRICE (TURBOCOMP)

CENTRIPETO: INGRESSO RADIALE E USCITA ASSIALE: TURBOMACCH. MOTRICE (TURBINE)

STADIO RADIALE: DIREZIONE ALL'INGRESSO E ALL'USCITA CORRISPONDONO CON QUELLA RADIALE $(\vec{\nu})$

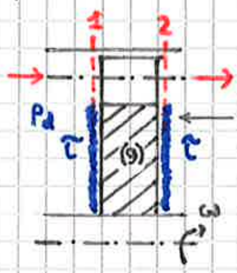


(TURBOPOMPA)

- TURBINA
  - MONOSTADIO (SEMPLICE) (1 STADIO) $\xrightarrow{\text{GEN.}}$ IDRAULICHE
  - MULTISTADIO (MULTIPLA) (m STADI) $\xrightarrow{\text{GEN.}}$ VAPORE o GAS
    - MONOCORPO (GAS)
    - MULTICORPO (VAPORE)
      - MONOALBERO
      - MULTIALBERO

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 61 di 260

4) ATTRITO SUL DISCO DELLA GIRANTE (g)



$$\boxed{P_d = K_d \frac{d_{disco}^2 \cdot u}{v}}$$

$P_i = \dot{m} L_i \qquad [P_i] = \left[\frac{kg}{s}\right]\left[\frac{J}{kg}\right] = \left[\frac{J}{s}\right] = [W]$

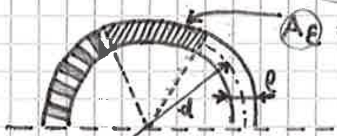
$\dot{m} = \rho A c_m \qquad [J] = [N][m] = [kg]\left[\frac{m}{s^2}\right][m]$

$L_i = c_{1u} u_1 - c_{2u} u_2$

$P_d = \dot{m} L_i \quad \begin{cases} \dot{m} = \rho A c_m \propto \frac{1}{v} d_{disco}^2 \cdot u \\ L_i \propto u^2 \end{cases}$

5) PERDITA PER EFFETTO VENTILANTE PRESENTE SOLO IN TURBINE AD AZIONE REGOLATE PER PARZIALIZZAZIONE

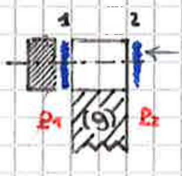
TURBINE AD AZIONE: $(p_2 = p_1)$ $\qquad P_i = \dot{m} L_i = \rho A c_m \cdot L_i$



$A_\varepsilon = \varepsilon \cdot A = \varepsilon \cdot \pi d \rho$ AREA PARZIALIZZATA = NON ATTRAVERSATA DAL FLUIDO

$\varepsilon = \frac{A_\varepsilon}{A} = \frac{A_\varepsilon}{A_\varepsilon + A_F} = 0 \div 1 \quad$ (1: PARZIALIZZAZIONE TOTALE; 0: ASSENZA DI PARZIALIZZ.)

$A_F = (1-\varepsilon)A$ AREA ATTRAVERSATA DAL FLUIDO



$$\boxed{P_v = K_v \frac{\varepsilon\, d\, \rho\, u^3}{v}}$$

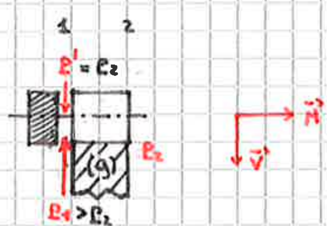
PARZIALIZZAZIONE USATA SOLO PER TURBINE AD AZIONE

SE: TURBINA A REAZIONE $(p_1 > p_2)$ CON PARZIALIZZAZIONE

DOVE VI E' PARZIALIZZAZIONE NON PASSA IL FLUIDO $\Rightarrow p' = p_2$

HO UNA SEZIONE CON p DIVERSE: IL FLUIDO TENDE A SPOSTARSI LUNGO LA DIREZIONE RADIALE (CON DIMINUZIONE DI PRESSIONE) ANZICHE' IN DIREZIONE ASSIALE $\Rightarrow$ FLUSSI ANOMALI

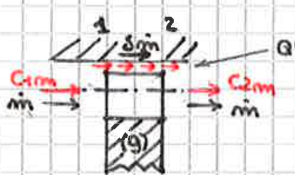
$\Rightarrow$ PARZIALIZZAZIONE SOLO IN TURBINE AD AZIONE



(FLUSSI ANOMALI POICHE' $p' \neq p_1$)

6) FUGHE DI FLUIDO MOTORE ATTRAVERSO GIOCHI RADIALI:

$\Rightarrow$ NON TUTTA LA PORTATA COMPIE LAVORO



$$\boxed{\eta_v = \frac{\dot{m} - \delta\dot{m}}{\dot{m}}}$$

$P_i\ (\dot{m} - \delta\dot{m}) L_i = \eta_v \dot{m} L_i \qquad \eta_v = 0.99 \div 1$

CONSIDEREMO QUASI SEMPRE $\eta_v = 1$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 63 di 260

L'ENERGIA CINETICA $\frac{c_2^2}{2}$ NON E' CONSIDERATA UNA PERDITA PERCHE' VIENE UTILIZZATA INTEGRALMENTE NELLO STADIO SUCCESSIVO.

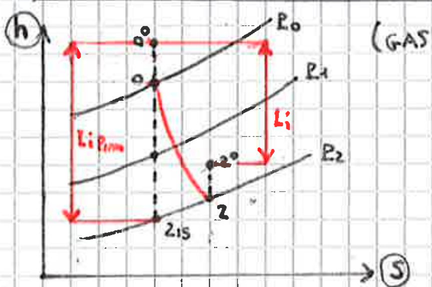
$$\frac{c_2^{2\,(j)}}{2} = \frac{c_0^{2\,(j+1)}}{2}$$

STADIO IN CUI UTILIZZO $\eta_{(\theta)}$: STADIO INTERMEDIO DI TURBINA CON STADIO SUCCESSIVO MOLTO VICINO TALE PER CUI VALE QUANTO SCRITTO SOPRA.

NEL CASO IN CUI $\frac{c_2^2}{2}$ SIA COMPLETAMENTE DISSIPATA A VALLE DELLO STADIO ALLORA RAPPRESENTA UNA PERDITA CHE SI HA NELL'EVOLUZIONE REALE.

- RENDIMENTO TOTAL-TO-STATIC η_θ

TIENE CONTO DELLE PERDITE PER ATTRITO (1) E PER URTO (2) E INOLTRE DELL'ENERGIA CINETICA ALLO SCARICO DELLO STADIO (3)



(GAS PERFETTO : T-S)

TRASFORMAZIONE LIMITE : $0 \to 2$ CON UNA TRASFORMAZIONE ISENTROPICA (ADIABATICA E REV.) E $\boxed{c_2 = 0}$

EQ. CONSERVAZIONE ENERGIA (1° PDT):

REALE 0 - 2: $\cancel{Q} - L_i = \Delta h + \Delta E_c = h_2 - h_0 + \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} \Rightarrow L_i = h_0 - h_2 + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = h_0^\circ - h_2^\circ$

LIMITE 0 - 2_{is}: $\cancel{Q} - L_{i,\ell im} = \Delta h + \Delta E_c = h_{2is} - h_0 + \overset{=0}{\cancel{\frac{c_2^2}{2}}} - \frac{c_0^2}{2} \Rightarrow L_{i,\ell im} = h_0 - h_{2is} + \frac{c_0^2}{2} = h_0^\circ - h_{2is}$

$$\boxed{\eta_\theta = \frac{L_i}{L_{i,\ell im}} = \frac{h_0^\circ - h_2^\circ}{h_0^\circ - h_{2is}}}$$

RENDIMENTO TOTAL-TO-STATIC DA COND. TOTALI A COND. STATICHE

$$\boxed{\begin{matrix}(1),(3)\\(2)\end{matrix}\left\{\begin{matrix}\varphi \to 1\\ \psi \to 1\end{matrix}\right. \Rightarrow \eta_\theta < 1}$$

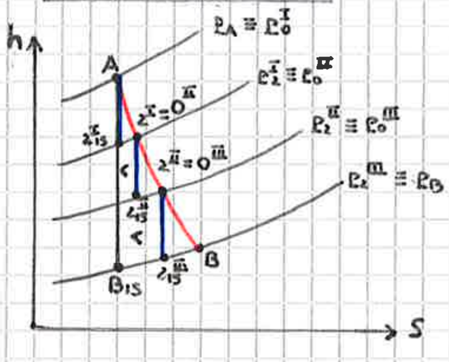
η_θ RAPPRESENTA L'INDICE DI EFFICIENZA DELLA PALETTATURA

QUANDO SI USA LA DEFINIZIONE DI η_θ?

→ QUANDO $\frac{c_2^2}{2}$ VIENE COMPLETAMENTE DISSIPATA:

- ULTIMO STADIO DI UNA TURBINA MULTISTADIO
- TURBINA MONOSTADIO
- STADIO INTERMEDIO DI TURBINA CON STADIO SUCCESSIVO MOLTO DISTANTE (TALE PER CUI $\frac{c_2^2}{2}$ SI DISSIPA COMPLETAMENTE)

CONSIDERIAMO $m = 3$:



$$\underbrace{\Sigma_j \left(h_0^{(j)} - h_{2IS}^{(j)} \right)}_{= \text{NUMERATORE}} \Big/ \left(h_A - h_{BIS}\right) = Y \qquad Y = 1.0 \div 1.1$$

Y = FATTORE DI RECUPERO DELLE TURBINE MULTISTADIO

$$\eta_{(H)} = Y \cdot \eta_{(H)}^{(j)}$$

$$\left.\begin{aligned} \eta_{(H)} &= \frac{h_A^0 - h_B^0}{h_A^0 - \left(h_{BIS} + \frac{c_B^2}{2}\right)} \\ \eta_\theta &= \frac{h_A^0 - h_B^0}{h_A^0 - h_{Bis}} \end{aligned}\right\} \quad \eta_\theta = \frac{h_A - h_B}{h_A - h_{Bis}}$$

SULL'INTERA MACCHINA: $\Delta E_c \ll \Delta h$

$$\frac{c_A^2 - c_B^2}{2} \ll h_A - h_B$$

$$\frac{c_A^2}{2} \ll h_A - h_B$$

$$\frac{c_B^2}{2} \ll h_A - h_B$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 67 di 260

9) CONSERVAZIONE ENERGIA (1° PDT) : GIRANTE

$\boxed{1-2_{is}}$: $\cancel{Q} - L_i = \Delta h + \Delta E_c$

$L_i = h_1 - h_{2is} + \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_{2is}^2}{2}$ DUE INCOGNITE: L_i , c_{2is} → MR

$\boxed{1-2'_{is}}$: $\cancel{Q} - \underbrace{L_{i/R}}_{=0} = \Delta h + \Delta E_{c,R} + \Delta E_{\omega}$, ΔE_{ω} = CAMPO DI FORZE CENTRIFUGHE

MR

$h'_{2is} - h_1 + \frac{w'^2_{2is}}{2} - \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = 0 \Rightarrow w'_{2is} = \sqrt{w_1^2 + (u_2^2 - u_1^2) + 2(h_1 - h'_{2is})}$

SISTEMA NON INERZIALE SOLIDALE ALLA GIRANTE

$w_2 = \psi \cdot w_{2is}$

SE LO STADIO E' PURAMENTE ASSIALE : $d = d_1 = d_2$, $u_1 = u_2$

$\begin{cases} w_2 \\ \beta_2 \end{cases} \Rightarrow \vec{w_2} \Rightarrow \vec{u_2} = \vec{u_1} \Rightarrow \vec{c_2} = \vec{w_2} + \vec{u_2} \Rightarrow \alpha_2$

$\boxed{1-2}$: $\cancel{Q} - \cancel{L_{i/R}} = \Delta h + \Delta E_{c,R} + \Delta E_{\omega}$

MR

$h_2 - h_1 + \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = 0 \Rightarrow h_2 = h_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$

SI POSSONO VALUTARE I RENDIMENTI $\left(\eta_{STADIO} = \frac{L_i}{L_{i,lim}} \right)$:

$\eta_{TT} = \frac{L_i}{L_{i,lim}} = \frac{h_0^0 - h_2^0}{h_0^0 - (h_{2is} + \frac{c_2^2}{2})}$

$\eta_{TS} = \frac{L_i}{L_{i,lim}} = \frac{h_0^0 - h_2^0}{h_0^0 - h_{2is}}$

E_c NON TRASCURABILE ALL'INTERNO DELLA TURBINA

$\boxed{1-2}$: $\cancel{Q} - L_i = \Delta h + \Delta E_c$

$L_i = h_1 - h_2 + \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \cancel{h_1} - \cancel{h_1} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$

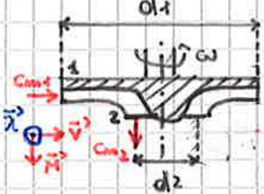
$\Rightarrow \boxed{L_i = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}}$

$\Updownarrow$

$\boxed{L_i = c_{1u} u_1 - c_{2u} u_2 = u_1 c_1 \cos\alpha_1 - u_2 c_2 \cos\alpha_2}$

CONSIDERAZIONI:

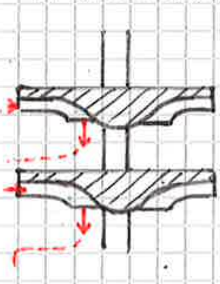
$\boxed{L_i \nearrow \text{ SE } u_2 < u_1}$ $\Rightarrow$ CONFIGURAZIONE CENTRIPETA.



$\left(u_2 = \omega \frac{d_2}{2} < \omega \frac{d_1}{2} = u_1 \right)$

NELLE MACCHINE MULTISTADIO :

LA CONFIGURAZIONE CENTRIPETA NON VA BENE!



POICHE' SI OTTERREBBERO PERDITE ELEVATE "RIPIEGANDO IL FLUIDO"

$\Rightarrow$ MACCHINE MULTISTADIO CON CONFIGURAZIONE ASSIALE O QUASI ASSIALE

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 69 di 260

RECUPERO NELLE TURBINE (A VAPORE O A GAS) [26/04/17]

- CONSERVAZIONE ENERGIA (1° PDT) : DISTRIBUTORE (d)

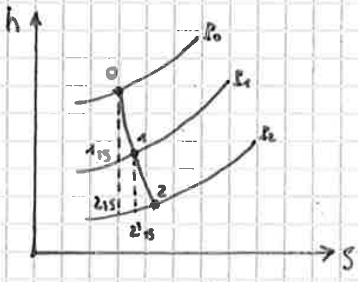
$\boxed{0-1}$: $\cancel{Q} - \cancel{L_i} = \Delta h + \Delta E_c \Rightarrow h_1 - h_0 = \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}$

$\boxed{0-1_{is}}$: $\cancel{Q} - \cancel{L_i} = \Delta h + \Delta E_c \Rightarrow h_{1is} - h_0 = \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_{1is}^2}{2}$

$$h_1 - h_{1is} = \frac{c_{1is}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_1^2}{2\varphi^2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_1^2}{2}\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \neq L_{w01}$$

$$h_1 - h_{1is} < L_{w01}$$

2° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA: $TdS = \delta Q + \delta L_w = dh - vdp$



$\boxed{0-1}$: $\int_0^1 TdS = \cancel{Q} + L_{w01} = \int_0^1 dh - \int_0^1 vdp = h_1 - h_0 - \int_0^1 vdp$ (NE FACCIO LA DIFFER. $L_{w1} - 0 = \dots$)

$\boxed{0-1_{is}}$: $\int_0^{1is} TdS = \cancel{Q} + \cancel{L_{w01}} = \int_0^{1is} dh - \int_0^{1is} v_{is}dp = h_{1is} - h_0 - \int_0^{1is} vdp$

$$\Rightarrow L_{w01} = h_1 - \cancel{h_0} - \int_{p_0}^{p_1} vdp - \left[h_{1is} - \cancel{h_0} - \int_{p_0}^{p_{1s}} v_{is}dp\right] =$$

$$= h_1 - h_{1is} \underbrace{- \int_{p_0}^{p_{1is}} (v - v_{is})dp}$$

$= R$ (RECUPERO) $R > 0$ T. A REAZIONE ($p_2 < p_1$)

$\boxed{L_{w01} = h_1 - h_{1is} + R_d} \Rightarrow h_1 - h_{1is} = L_{w01} - R_d$

$\boxed{R = -\int_{p_0}^{p_{1is}} (v - v_{is})dp}$

- DISCORSO ANALOGO PER LA GIRANTE (g)

FINE DISCORSO SULLE TURBINE

PASSIAMO ORA AI TURBOCOMPRESSORI !

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 71 di 260

- A QUALE AREA DEL DIAGRAMMA T-S CORRISPONDE L_w?

2° PDT : $\boxed{1-2}$: $\int_1^2 T\,ds = \cancel{Q} + L_w \cong 1_0 1 2 2_0$

QUINDI:

$$\begin{cases} L_i = 1_0' 1' 2 2_0 \\ L_w = 1_0 1 2 2_0 \end{cases} \quad (NB!)$$

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

$\boxed{1-2}$: TRASFORMAZIONE POLITROPICA DI ESPONENTE m

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

$$L_i = c_p T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

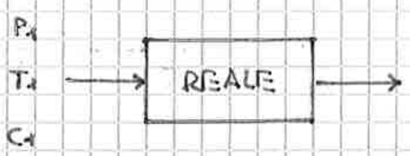
DEFINIAMO:

$\boxed{\beta = \frac{P_2}{P_1}}$ RAPPORTO MANOMETRICO DI COMPRESSIONE

$$\boxed{L_i = c_p T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)} \quad , \; c_p = R \frac{k}{k-1} \quad , \text{ POICHÉ } \begin{cases} R = c_p - c_v \\ k = c_p / c_v \end{cases}$$

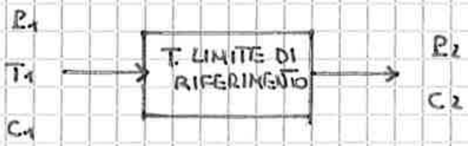
RENDIMENTO DEL TURBOCOMPRESSORE

CASO REALE:



TRASFORMAZIONE POLITROPICA REALE DI ESPONENTE m

CASO LIMITE:



TRASF. LIMITE DI RIFERIMENTO : ISENTROPICA $\Rightarrow$ RENDIMENTO ISENTROPICO η_{IS}

TRASF. LIMITE DI RIFERIMENTO : POLITROPICA REVERSIBILE DI ESPONENTE m PARI A QUELLO DELLA POLITROPICA REALE $\Rightarrow$ RENDIMENTO POLITROPICO $\eta_{POL} = \eta_{Y + IDRAULICO}$

1° PDT : $\boxed{1 - 2_{IS}}$: $\cancel{Q} + L_{i_{IS}} = \Delta h_{IS} + \Delta E_c$

$$\Rightarrow L_{i_{IS}} = c_p (T_{2IS} - T_1) + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \qquad C_2 \leftarrow \text{VELOCITÀ REALE ALL'USCITA (NB!)}$$

$$\eta_{is} = \frac{L_{i_{IS}}}{L_i} = \frac{c_p (T_{2IS} - T_1) + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2}}{c_p (T_2 - T_1) + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2}} \qquad \text{PER 1 STADIO : } \Delta E_c \text{ NON TRASCURABILE}$$

$$\eta_{IS} = \frac{L_{IS}}{L_i} = \frac{\cancel{c_p} (T_{2IS} - T_1)}{\cancel{c_p} (T_2 - T_1)} \qquad \text{PER L'INTERA MACCHINA : } \Delta E_c \text{ TRASCURABILE}$$

$$L_{i\,pol} = \int_1^2 V\,dP = \ldots = \frac{m}{m-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = \frac{m}{m-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)$$

$$P V^m = P_1 V_1^m \Rightarrow V = V_1 P_1^{1/m} \cdot P^{-1/m}$$

$$\eta_{pol} = \eta_y = \frac{L_{i\,pol}}{L_i} = \frac{\frac{m}{m-1} \cancel{RT_1} \cancel{\left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)}}{\frac{k}{k-1} \cancel{RT_1} \cancel{\left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)}} = \frac{\frac{m}{m-1}}{\frac{k}{k-1}} = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{k-1}{k}$$

$$\boxed{\eta_{is} = \frac{L_{i\,is}}{L_i} = \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1}}$$ RENDIMENTO ISENTROPICO

$$\boxed{\eta_{pol} = \eta_y = \frac{L_{i\,pol}}{L_i} = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{k-1}{k}}$$ RENDIMENTO POLITROPICO

$$\boxed{\eta_{is} = \frac{L_{i\,is}}{L_i} < \eta_{pol} = \frac{L_{i\,pol}}{L_i} = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{L_{i\,is} + CR}{L_i}} \quad , \; L_i = L_{i\,is} + L_w + CR$$

NELLE MACCHINE IDRAULICHE : FLUIDO INCOMPRIMIBILE = LIQUIDO

$$\rho = cost \Rightarrow CR = 0 \Rightarrow \eta_{is} = \eta_{pol} = \eta_y$$

$$\eta_{is} = \frac{L_{i\,is}}{L_i} \Rightarrow L_i = \frac{1}{\eta_{is}} L_{i\,is} = \frac{1}{\eta_{is}} \cdot c_p T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{1}{\eta_{is}} R \frac{k}{k-1} T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (1)$$

$$\eta_{pol} = \frac{L_{i\,pol}}{L_i} \Rightarrow L_i = \frac{1}{\eta_{pol}} \cdot L_{i\,pol} = \frac{1}{\eta_{pol}} \cdot c_p T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) = \frac{1}{\eta_{pol}} R \frac{m}{m-1} T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) \quad (2)$$

QUESTA SECONDA, PER IL CALCOLO DI L_i, NON LA USIAMO IN QUESTA FORMA POICHE' DOVREMMO CALCOLARCI m ; QUINDI :

, CONSIDERANDO : $\frac{m-1}{m} = \frac{1}{\eta_{pol}} \cdot \frac{k-1}{k}$, LA (2) DIVENTA:

$$\boxed{L_i = R \frac{k}{k-1} T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k} \cdot \frac{1}{\eta_{pol}}} - 1 \right)} \quad (2)$$

$$\boxed{L_i = \frac{1}{\eta_{is}} \cdot R \frac{k}{k-1} T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} \quad (1)$$

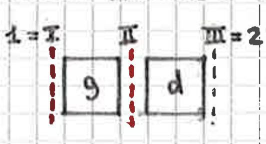
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 75 di 260

CONFIGURAZIONE TURBOCOMPRESSORI

[02/05/17]

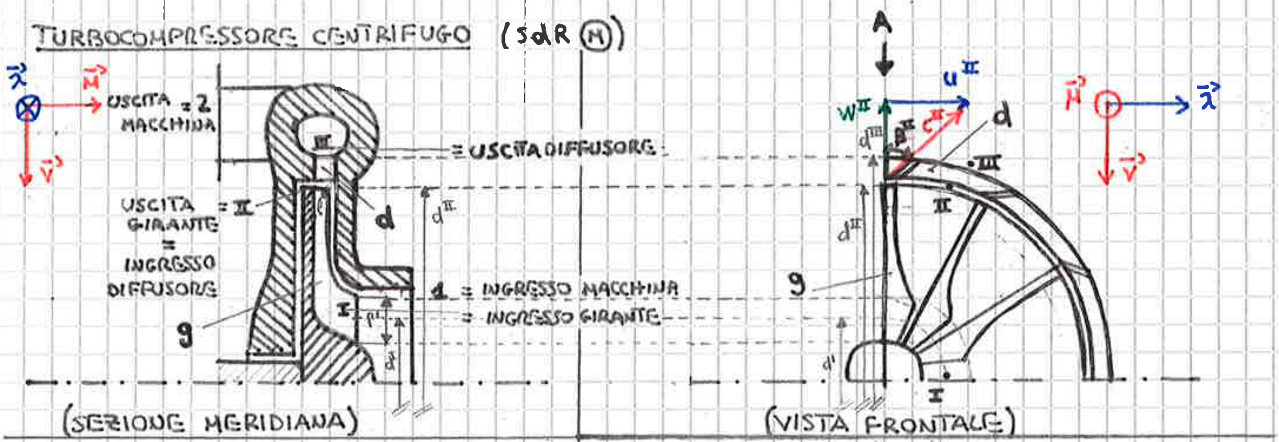
T. CENTRIFUGO : INGRESSO ASSIALE - USCITA RADIALE : GEN. MONOSTADIO ($u^{II} > u^{I}$)
T. ASSIALE : INGRESSO ASSIALE - USCITA ASSIALE : MULTISTADIO ($u^{II} = u^{I}$)

STADIO : GIRANTE (MOBILE) + DIFFUSORE (FISSO)

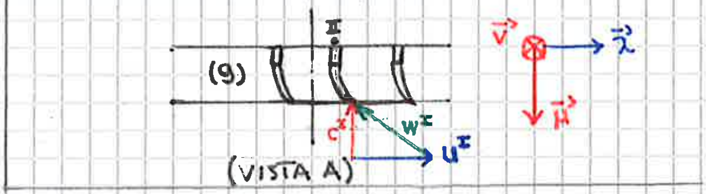


$L_i \to \begin{cases} \Delta P \\ E_c \end{cases}$ $\quad \Delta E_c \to \Delta P$

TURBOCOMPRESSORE CENTRIFUGO (SdR (M))



IL FLUIDO ENTRA NELLA GIRANTE CON DIREZIONE ASSIALE ($\vec{m} \equiv \vec{\mu}$) SE NON C'È NESSUN'ALTRA PALETTA TRA LA GIRANTE E LA TUBAZIONE.



IN CONDIZIONE DI PROGETTO IL FLUIDO ENTRA CON VELOCITÀ W^I TANGENTE ALLA LINEA MEDIA DEL PROFILO ($i = 0$)

W^{II} HA LA DIREZIONE IMPOSTA DALLA PALETTATURA SIA IN PROGETTO SIA FUORI PROGETTO ($\delta = 0$)

IN PROGETTO IL FLUIDO ESCE DALLA GIRANTE ED ENTRA NEL DIFFUSORE CON VELOCITÀ C^{II} TANGENTE ALLA LINEA DEL PROFILO ALL'INGRESSO DEL DIFFUSORE ($i=0$)

$u = \omega \frac{d}{2}$, $\omega = \text{cost}$ (g) $\quad d^{II} > d^{I} \Rightarrow u^{II} > u^{I}$

QUAL'È LA RELAZIONE TRA LE ALTEZZE DEI DUE TdV I, II ?

(CONTINUITÀ) $\dot{m} = \xi^I \rho^I \pi d^I \ell^I c_m^I = \xi^{II} \rho^{II} \pi d^{II} \ell^{II} c_m^{II}$

$c_m^{II} = W_m^{II} = W^{II}$

SEMPRE VERA $\quad$ SE $\beta^{II} = 90°$

$c_m^{I} = W_m^{I} = c^{I}$

SE NON C'È NESSUNA PALETTATURA TRA TUBAZIONE E GIRANTE

$$\frac{c_m^{II}}{c_m^{I}} = \frac{\rho^I}{\rho^{II}} \frac{\xi^I d^I \ell^I}{\xi^{II} d^{II} \ell^{II}} = \frac{\rho^I}{\rho^{II}} \cdot \frac{A^I}{A^{II}} \qquad \frac{\xi^I}{\xi^{II}} \approx 1 \qquad \frac{\rho^I}{\rho^{II}} < 1 \iff \frac{V^{II}}{V^{I}} < 1 \Rightarrow V^{II} < V^{I} \iff P_2 > P_1$$

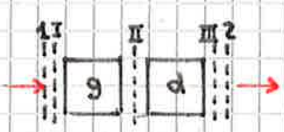
(COMPRESSIONE)

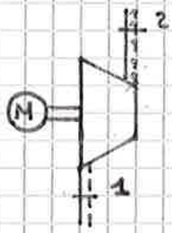
DATO CHE: $\frac{\rho^I}{\rho^{II}} < 1$, SE SI DESIDERA AVERE $\frac{c_m^{II}}{c_m^{I}} \approx 1$ (STESSO ORDINE DI GRANDEZZA)

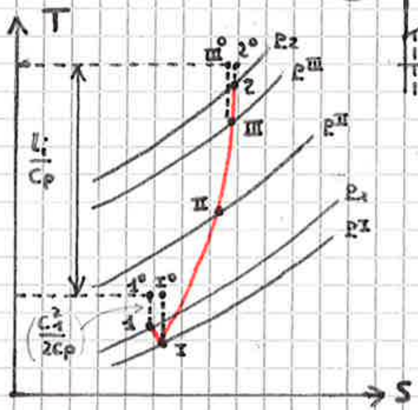
$\Rightarrow \frac{A^I}{A^{II}} > 1$ $\quad$ DIMINUZIONE DELL'AREA DI PASSAGGIO ATTRAVERSATA DAL FLUIDO

ESSENDO $\frac{d^I}{d^{II}} < 1$ A MAGGIOR RAGIONE $\frac{\ell^I}{\ell^{II}} \gg 1 \Rightarrow \ell^{II} \gg \ell^{I}$

[03/05/17]







p^I È LEGGERMENTE MINORE DI p_1 AFFINCHÉ IL FLUIDO POSSA ENTRARE NELLA PALETTATURA

I - II = POLITROPICA DI COMPRESSIONE (m_g GIRANTE)

II - III = POLITROPICA DI COMPRESSIONE (m_d DIFFUSORE)

III - 2 = EVENTUALE ULTERIORE COMPR. NELLA CHIOCCIOLA DEL F.

CONSERVAZIONE ENERGIA (1° PDT):

1 - 2 : $\cancel{Q} + L_i = \Delta h + \cancel{\Delta E_c} + \cancel{\Delta E_g} + \cancel{\Delta E_\omega} \Rightarrow L_i = \Delta h = c_p(T_2 - T_1)$ $[c_1^2 \approx 0, c_2^2 \approx 0]$

1 - I : $\cancel{Q} + \cancel{L_i} = \Delta h + \Delta E_c + \cancel{\Delta E_g} + \cancel{\Delta E_\omega} \Rightarrow c_p(T^I - T_1) + \frac{c^{I2} - c_1^2}{2} = 0$

I - II : $\cancel{Q} + L_i = \Delta h + \Delta E_c + \cancel{\Delta E_g} + \cancel{\Delta E_\omega} \Rightarrow L_i = c_p(T^{II} - T^{I}) + \frac{c^{II2} - c^{I2}}{2}$

II - III : $\cancel{Q} + \cancel{L_i} = \Delta h + \Delta E_c + \cancel{\Delta E_g} + \cancel{\Delta E_\omega} \Rightarrow c_p(T^{III} - T^{II}) + \frac{c^{III2} - c^{II2}}{2} = 0$

III - 2 : $\cancel{Q} + \cancel{L_i} = \Delta h + \Delta E_c + \cancel{\Delta E_g} + \cancel{\Delta E_\omega} \Rightarrow c_p(T_2 - T^{III}) + \frac{\cancel{c_2^2} - c^{III2}}{2} = 0$, $\boxed{c_2 = 0}$ (NB!)

CONCENTRIAMOCI SU:

1 - 2 : $L_i = c_p(T_2 - T_1) + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}\right) = c_p(T_2^0 - T_1^0)$ GENERALMENTE: $c_1^2 \approx 0$, $c_2^2 \approx 0$

I - II : $L_i = c_p(T^{II} - T^{I}) + \frac{c^{II2} - c^{I2}}{2} = c_p(T^{II0} - T^{I0})$

QUINDI:

$L_i = c_p(T_2^0 - T_1^0) = c_p(T^{II0} - T^{I0})$

SE NON SI HANNO A DISPOSIZIONE DATI PRECISI PER UNA VALUTAZIONE, SI ASSUME:

$p^I \approx p_1$

$p^{III} \approx p_2$

ATTENZIONE: $p^{II} \neq p_2$ (SEMPRE)

MAI CONFONDERE II CON 2, TRASCUREREI TUTTO IL DIFFUSORE!

CONSIDERIAMO UN TURBOCOMPRESSORE:

- NON E' PIÙ VERA L'hp: $\Delta p \approx 0$
- NON E' RIGOROSAMENTE VERO $L_\omega \propto W_R^{II^2}$
- $\frac{\dot{m}\sqrt{RT_1^0}}{p_1^0} \longrightarrow \frac{\dot{m}\sqrt{T_1}}{p_1}$: R NON SI RIPORTA PERCHE' IN PRATICA SI CONSIDERA SEMPRE ARIA

$p_1 \approx p_1^0$, $T_1 \approx T_1^0$ POICHE' $c_1 \approx 0$

CONDIZIONI STATICHE TOTALI PRATICAMENTE COINCIDONO

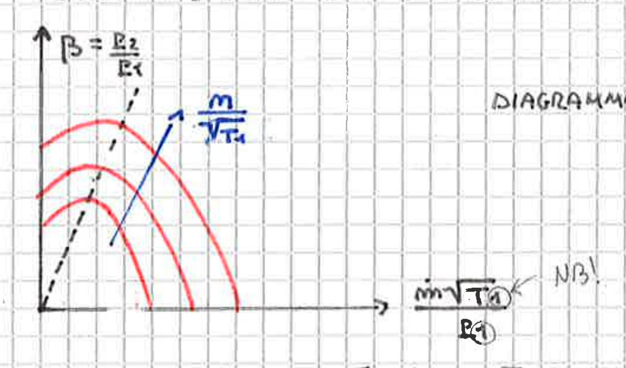
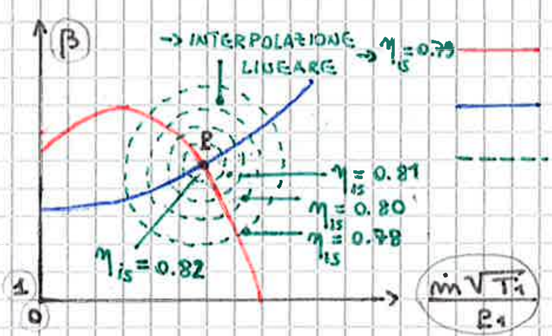


DIAGRAMMA ANALOGO A QUELLO DEGLI UGELLI

PUNTO DI FUNZIONAMENTO DI UN TURBOCOMPRESSORE



CARATTERISTICA INTERNA DELLA MACCHINA

CARATTERISTICA ESTERNA LEGATA AL CIRCUITO

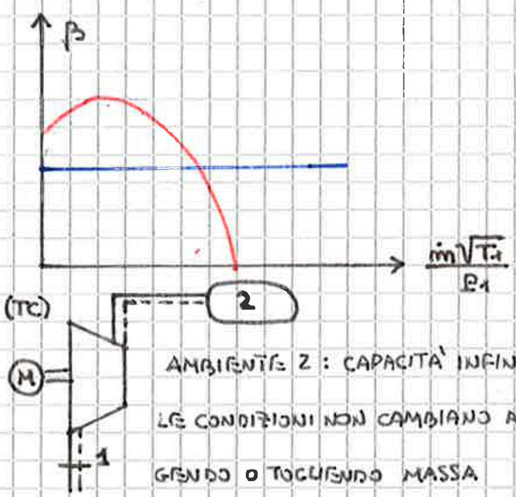
CURVE ISORENDIMENTO (η_{is} o η_y)

(DIAGRAMMA COLLINARE)

$\left(\frac{m}{\sqrt{T_1}} = \text{COST} \right.$ SULLA CURVA $\left. \right)$

CASI ESTREMI: 3

- SERBATOIO DI CAPACITA' INFINITA

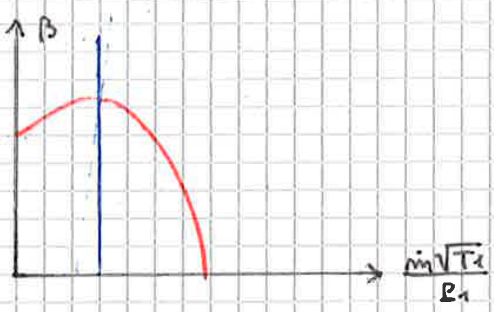


AMBIENTE 2: CAPACITA' INFINITA.

LE CONDIZIONI NON CAMBIANO AGGIUNGENDO O TOGLIENDO MASSA

$p_2 = \text{cost} \Rightarrow \boxed{\beta = \frac{p_2}{p_1} = \text{cost}}$

- MACCHINA VOLUMETRICA



IN SERIE AL TURBOCOMPRESSORE TROVIAMO UNA MACCHINA VOLUMETRICA

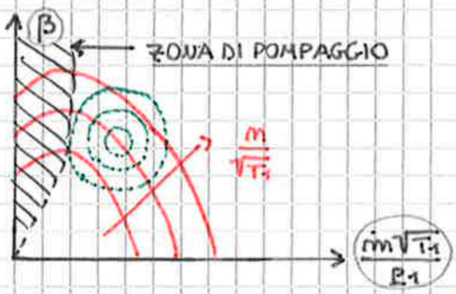
$\boxed{\dot{m} = \text{cost}}$

VIENE MANDATA LA STESSA MASSA AL VARIARE DELLA PRESSIONE

ANOMALIE DI FUNZIONAMENTO

[04/05/17]

1) POMPAGGIO



NELLA ZONA DI POMPAGGIO SI HA FUNZIONAMENTO INSTABILE. BISOGNA EVITARE IL FENOMENO DEL POMPAGGIO PERCHE' ALLA LUNGA FA SCENDERE LE PRESTAZIONI DELLA MACCHINA PORTANDOLA A ROTTURA.

A SEGUITO DEL POMPAGGIO AVVIENE IL FENOMENO DI:

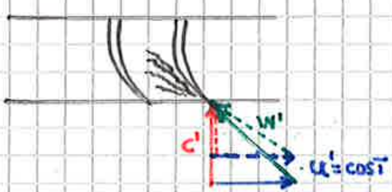
2) STALLO ROTANTE

LE PORTATE SONO MINORI RISPETTO AL POMPAGGIO

SI IMMAGINI DI RIDURRE $\dot{m}$ MANTENENDO $\omega = \text{cost}$

$\Rightarrow (c^I_m \searrow) \Rightarrow c^I \searrow$ MENTRE $u^I = \text{cost}$ $\Rightarrow$ AUMENTA L'INCIDENZA

$\Rightarrow$ QUANDO AUMENTA L'INCIDENZA IL FLUSSO INIZIA A STACCARSI DA UNA PALETTA



- TOLLERANZE DI COSTRUZIONE
- NON PERFETTA UNIFORMITA' DEL FLUIDO

—— CONDIZIONE DI PROGETTO

- - - NUOVE CONDIZIONE: $\dot{m}$ RIDOTTA

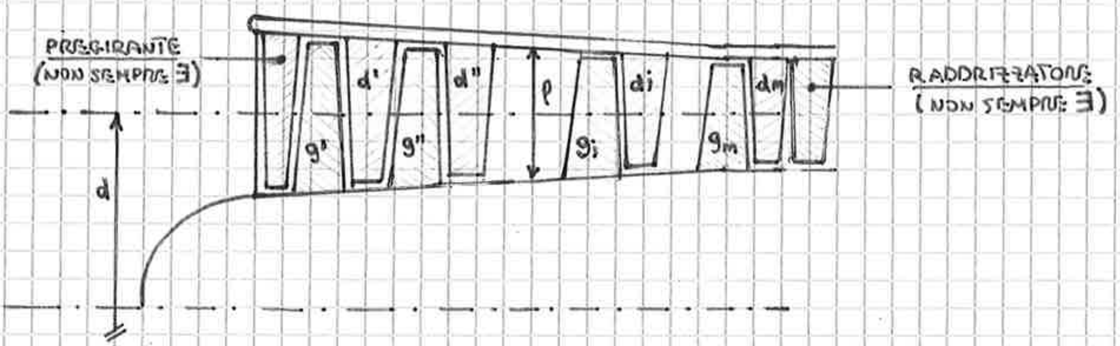
NEL CANALE ADIACENTE ALLA PALETTA CADUTA IN STALLO, QUINDI ALLA SUA SX, PASSA UNA PORTATA MINORE RISPETTO AGLI ALTRI CANALI.

QUESTA PORTATA DOVRA' ESSERE SMALTITA DAGLI ALTRI CANALI ADIACENTI

$\Rightarrow$ LA PALETTA A SX DI QUELLA INIZIALMENTE IN STALLO CADE ANCH'ESSA IN STALLO E QUELLA CHE INIZIALMENTE ERA IN STALLO ESCE DALLO STALLO

$\Rightarrow$ LO STALLO SI PROPAGA IN DIREZIONE OPPOSTA RISPETTO ALLA u

SCHEMA DI UN TURBOCOMPRESSORE ASSIALE CON d PRESSOCHÉ COSTANTE



ℓ = ALTEZZA PALETTATURA : DIMINUISCE LUNGO L'ASSE ⇒ DIMINUISCE L'AREA DI PASSAGGIO

5) BASSA DEFLESSIONE (ε) DELLA CORRENTE NELLA GIRANTE (g) E NEL DIFFUSORE (d)

QUESTA FARÀ SÌ CHE IL LAVORO DEL SINGOLO STADIO SIA PICCOLO. $L_{i\,piccolo} \rightarrow \beta_{piccolo}$ (1.1÷1.3)

PER AVERE β ELEVATO DOVRÒ AVERE TANTI STADI.

DEFLESSIONE PICCOLA SIGNIFICA:

- NELLA GIRANTE (g) CHE L'ANGOLO TRA LA VELOCITÀ IN INGRESSO W^{I} E QUELLA IN USCITA W^{II} È PICCOLO (ε_g)
- NEL DIFFUSORE (d) CHE L'ANGOLO TRA LA VELOCITÀ IN INGRESSO C^{II} E QUELLA IN USCITA C^{III} È PICCOLO (ε_d)

SE LA PALETTA È PIATTA, CHE EQUIVALE A DIRE CON DEFLESSIONE (ε) PICCOLA, SI RIDUCE IL RISCHIO DEL DISTACCO DI VENA FLUIDA DALLA PALETTA

⇒ IL RENDIMENTO PERÒ DIMINUISCE : $\eta \searrow$

IL PROBLEMA DEL TC ASSIALE È CHE LA DIREZIONE DEL FLUSSO È OPPOSTA ALLA DIREZIONE DEL GRADIENTE DI PRESSIONE ⇒ RISCHIO ELEVATO DEL DISTACCO DI VENA

ΔP OSTACOLA IL MOTO (PROVOCA OSCILLAZIONE DELLE PALE ⇒ VIBRAZIONE, RUMORE)

AL CONTRARIO DELLE TURBINE IN CUI ΔP FAVORISCE IL MOTO.

NEI TC CENTRIFUGHI β È GRANDE PERCHÉ IL MOTO DELLE FORZE CENTRIFUGHE AIUTA IL MOTO DEL FLUIDO NELLA DIREZIONE VOLUTA.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 85 di 260

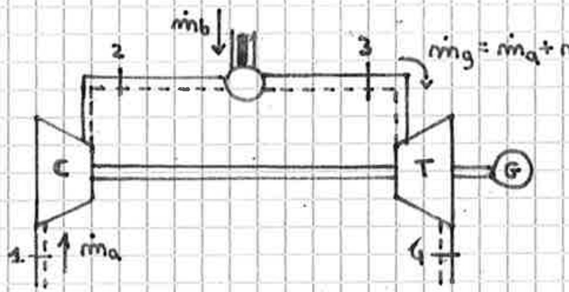
IMPIANTI DI TURBINA A GAS

IMPIANTO MOTORE : (EN. PRIMARIA) $\longrightarrow$ (EN. MECCANICA) $\longrightarrow$ (EN. ELETTRICA)

RISPETTO A UN IMPIANTO A VAPORE ABBIAMO :

- PRESSIONI MINORI ($p <$)
- TEMPERATURE MAGGIORI ($T >$)

• SCHEMA DELL'IMPIANTO : IMPIANTO MONOALBERO



COLLEGAMENTO MECCANICO

GAS

COMBUSTIBILE

GENERATORE DI CALORE COMBUSTORE

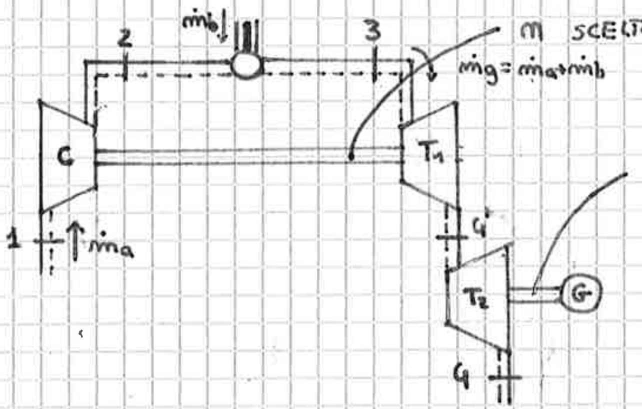
G GENERATORE DI CORRENTE ELETTRICA

C = TURBOCOMPRESSORE

T = TURBOESPANSORE (TURBINA)

n E' LEGATA A f (FREQUENZA CA)

• SCHEMA DELL'IMPIANTO : IMPIANTO BI-ALBERO



n SCELTO DAL COSTRUTTORE PER OTTIMIZZARE L_t E L_c

$n = \frac{f}{p}$ $\begin{cases} f : \begin{cases} EU : f = 50\ Hz \\ USA : f = 60\ Hz \end{cases} \\ p : \text{NUMERO DI COPPIE POLARI DELL'ALTERNATORE} \end{cases}$

CICLO IDEALE

CICLO DI RIFERIMENTO : $\boxed{\text{CICLO JOULE}}$ (2 TRASF. ISENTROPICHE + 2 TRASF. ISOBARE)

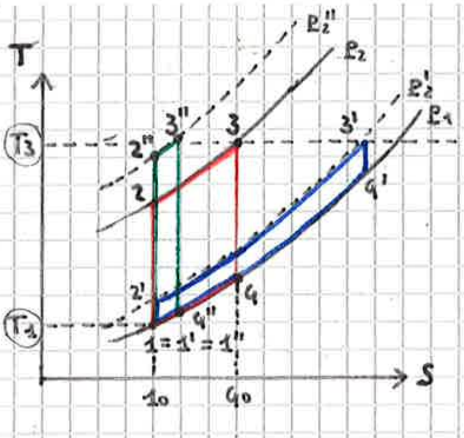
E' UN CICLO CHIUSO

C. REALE		C. IDEALE
COMBUSTIONE	$\Leftrightarrow$	FASE FORNITURA CALORE Q_1
SOSTITUZIONE FLUIDO MOTORE	$\Leftrightarrow$	FASE SOTTRAZIONE CALORE Q_2

CICLO IDEALE : FLUIDO IDEALE : GAS PERFETTO ($c_p, c_v = \text{cost}$) SENZA PERDITE
$\hookrightarrow$ ARIA IDEALE

PREVIEW:

[CICLO LIMITE : FLUIDO REALE : GAS QUASI PERFETTO ($c_p, c_v = f(T)$) SENZA PERDITE
$\hookrightarrow$ ARIA]



$L_{i\,id} = Q_1 - Q_2$

$Q_1 \hat{=} 1_0 2 3 4_0$

$Q_2 \hat{=} 1_0 1 4 4_0$

$\Rightarrow L_{id} = Q_1 - Q_2 \hat{=} 1234$

(T_1 E T_3 ASSEGNATE)

$L_{i\,id} = 0$ QUANDO:

- $p_2 \to p_1$, $\beta = \frac{p_2}{p_1} \to 1$ $\Rightarrow$ AREA $1'2'3'4' \to 0$
- $T_2 \to T_3$, $\beta = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ $\Rightarrow$ AREA $1''2''3''4'' \to 0$

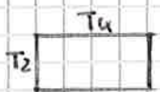
$$L_{i\,id} = Q_1 - Q_2 = c_p(T_3 - T_2) - c_p(T_4 - T_1) = \underbrace{c_p(T_3 + T_1)}_{=\text{ COSTANTE } (T_1 \text{ E } T_3 \text{ ASSEGNATE})} - c_p(T_4 + T_2)$$

$\Rightarrow$ L_{id} E' MAX QUANDO $T_2 + T_4$ E' MIN

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{k}{k-1}} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

$\Rightarrow$ $T_2 \cdot T_4 = T_1 \cdot T_3 = \text{COST}$

MINIMIZZARE LA SOMMA $T_2 + T_4$ SAPENDO CHE $T_2 \cdot T_4 = \text{COST}$ SIGNIFICA TROVARE PER UN RETTANGOLO LA FORMA CHE GARANTISCE IL PERIMETRO MINIMO AD AREA ASSEGNATA



AREA FISSA: $A = T_2 \cdot T_4$

PERIMETRO VARIABILE: $P = 2(T_2 + T_4)$

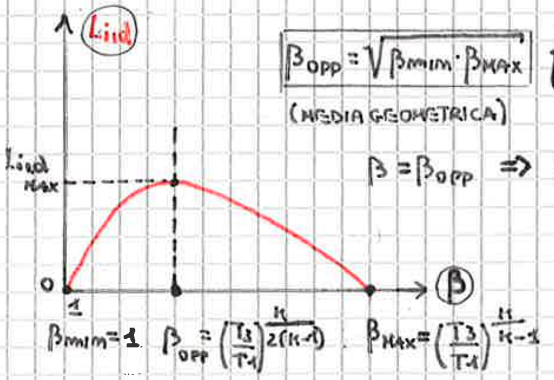
$\Rightarrow T_2 = T_4$

$\Rightarrow$ IL QUADRATO HA P MINIMO AD A ASSEGNATA

QUINDI: β CHE MASSIMIZZA IL LAVORO E' QUELLO CHE GARANTISCE $T_2 = T_4$

$$T_2 T_4 = T_1 T_3 \Rightarrow T_2 T_2 = T_1 T_3 \Rightarrow T_2 = \sqrt{T_1 T_3}$$

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{\sqrt{T_1 T_3}}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\sqrt{\frac{T_1 T_3}{T_1^2}}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\sqrt{\frac{T_3}{T_1}}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{2(k-1)}}$$



$$\boxed{\beta_{opp} = \sqrt{\beta_{min} \cdot \beta_{MAX}}}$$

(MEDIA GEOMETRICA)

$\beta_{min} = 1$ CIOE' $p_2 \to p_1$ $\Rightarrow L_{id} \to 0$

$\beta_{MAX} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ CIOE' $T_2 \to T_3$ $\Rightarrow L_{id} \to 0$

$\beta = \beta_{opp} \Rightarrow L_{id} = L_{i\,id\,MAX}$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 89 di 260

[05/05/17]

1) $c_p = f(T) \Rightarrow \eta_{lim} < \eta_{id}$

2) $c_p < c_p'$
$R < R'$ PICCOLO EFFETTO POSITIVO

(REAGENTI) (GAS COMBUSTI)

$L_{t\,lim} = c_p'(T_3 - T_4) > L_{t\,id} = c_p(T_3 - T_4)$

3) DISSOCIAZIONE:

$CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftarrows CO_2$
$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftarrows H_2O$ ← QUANDO $T > 1850$ [K]

PRATICAMENTE TRASCURABILE NELLE TURBINE A GAS

- CICLO REALE

- FLUIDO REALE : ARIA = GAS QUASI PERFETTO ($c_p, c_v = f(T)$)
- CON PERDITE

$dh = c_p dT \Rightarrow h = \int_3^4 c_p dT + cost$, $c_p = c_p(T)$

COMBUSTIONE → CAMBIANO LE PROPRIETA' DEL FLUIDO

4-1 : SOTTRAZIONE DI CALORE → SOSTITUZIONE FLUIDO MOTORE

PERDITE:

a) FLUIDODINAMICHE NELLE MACCHINE

C → TRASF. IRREVERSIBILE
T → TRASF. IRREVERSIBILE $TdS = \cancel{\delta Q} + \delta L_w$, $\boxed{L_w > 0}$

⇒ TRASFORMAZIONI A ENTROPIA CRESCENTE

$\eta_{yc}, \eta_{isc} < 1$ $\eta_{yt}, \eta_{ist} < 1$

b) CALORE NEL COMBUSTORE:

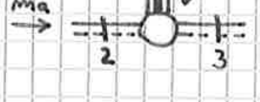
- CALORE VERSO L'ESTERNO PERCHE' IL COMBUSTORE NON E' PERFETTAMENTE ADIABATICO
- COMBUSTIONE INCOMPLETA : ALLO SCARICO SI TROVANO PRODOTTI CHE HANNO SUBITO UNA PAZIALE OSSIDAZIONE (H^+, H_2, CO, HC) = RESIDUO POTERE CALORIFICO

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

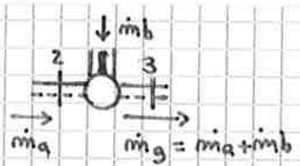
$\dot{Q}_1$ = POTENZA TERMICA FORNITA $\dot{Q}_1 = (\underbrace{\dot{m}_a + \dot{m}_b}_{\dot{m}_g}) c_p' (T_3 - T_2)$, $c_p' = c_p$(GAS COMBUSTI)

$\dot{m}_b$ = PORTATA DI COMBUSTIBILE

H_i = POTERE CALORIFICO INFERIORE (A $P = cost$)



$\longrightarrow \dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_b$



$\dot Q_1 = (\dot m_a + \dot m_b)\, c_p' (T_3 - T_2)$

$\dot Q_1 = \eta_b \dot m_b H_i$ $\qquad \eta_b \dot m_b H_i = (\dot m_a + \dot m_b)\, c_p' (T_3 - T_2)$

DEFINIAMO:

$\boxed{\alpha = \frac{\dot m_a}{\dot m_b}}$ DOSATURA $\qquad \eta_b \cancel{\dot m_b} H_i = \left(\frac{\dot m_a}{\dot m_b} + 1\right) c_p' (T_3 - T_2) = (\alpha + 1)\, c_p' (T_3 - T_2)$

$$\alpha = \frac{\eta_b H_i}{c_p' (T_3 - T_2)} - 1$$

$\alpha_{ST} = \left(\frac{\dot m_a}{\dot m_b}\right)_{ST}$ DOSATURA STECHIOMETRICA = MINIMA PORTATA DI ARIA NECESSARIA PER BRUCIARE IN MODO COMPLETO IL COMBUSTIBILE

$$C_a H_b + \left(a + \frac{b}{4}\right)(O_2 + \psi N_2) \longrightarrow a\, CO_2 + \frac{b}{2} H_2O + \cancel{O_2} + \left(a + \frac{b}{4}\right)\psi N_2$$

(COMB. COMPLETA)

$$\psi = \frac{m_{N_2}}{m_{O_2}} \cong 3.77$$

$$\alpha_{ST} = \frac{\left(a + \frac{b}{4}\right)\left(\bar M_{O_2} + \psi \bar M_{N_2}\right)}{a \cdot \bar M_C + b \bar M_H}$$

$\bar M_{O_2} = 32$ [g/mol]

$\bar M_{N_2} = 28$ [g/mol] $\qquad$ [g/mol] = [kg/kmol]

$\bar M_C = 12$ [g/mol]

$\bar M_H = 1$ [g/mol]

$\boxed{\alpha = 40 \div 80}$ SI LAVORA CON ECCESSO DI ARIA

POTENZA UTILE

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

$$P_u = \eta_o P_i = \eta_o \left[P_{it} - P_{ic}\right] = \eta_o \left[\dot m_g L_{it} - \dot m_a L_{ic}\right] = \eta_o \left[(\dot m_a + \dot m_b) L_{it} - \dot m_a L_{ic}\right] =$$

$$= \eta_o \dot m_a \left[\frac{(\alpha+1)}{\alpha} L_{it} - L_{ic}\right] = \eta_o \dot m_a L_i = \dot m_a L_u$$

$$L_u = \eta_o \left[\frac{(\alpha+1)}{\alpha} L_{it} - L_{ic}\right]$$

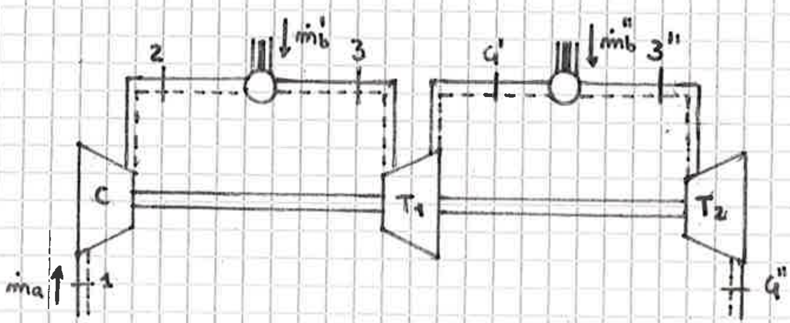
RENDIMENTO GLOBALE

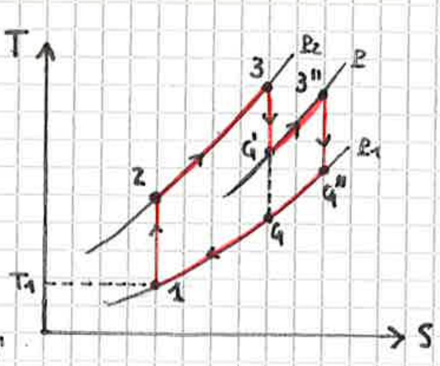
$$\boxed{\eta_g = \frac{P_u}{\dot m_b H_i}} = \frac{\dot m_a L_u}{\dot m_b H_i} = \alpha \frac{L_u}{H_i}$$

$$= \frac{\eta_o \dot m_a \left[\frac{(\alpha+1)}{\alpha} L_{it} - L_{ic}\right]}{\frac{1}{\eta_b}(\dot m_a + \dot m_b) c_p' (T_3 - T_2)} = \eta_o \cdot \eta_b \frac{\frac{(\alpha+1)}{\alpha} L_t - L_c}{\frac{(\alpha+1)}{\alpha} c_p' (T_3 - T_2)}$$

$$\eta_g = f(T_3)$$

2) RICOMBUSTIONE (C, T_1, T_2)





C. COMBUSTIONE NORMALE

$L_{it} = -\Delta h = c_p(T_3 - T_4) \hat{=} \overline{34}$

$L_{ic} = \Delta h = c_p(T_2 - T_1)$

$L_{id} = L_{it} - L_{ic}$

C. RICOMBUSTIONE'

$< \quad L_{it}' \hat{=} \overline{34'} + \overline{3''4''}$

$= \quad L_{ic}' = \Delta h = c_p(T_2 - T_1)$

$< \quad L_{id}' = L_{it}' - L_{ic}'$

QUINDI:

$L_{id}' > L_{id}$ POICHE' $L_{it}' > L_{ic}$

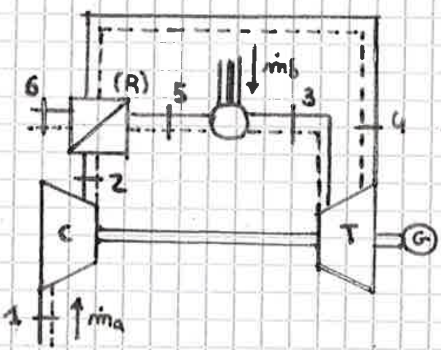
$\eta_{id}' < \eta_{id}$ POICHE' $\beta_{ADD} = \frac{p'}{p_1} < \frac{p_2}{p_1} = \beta$

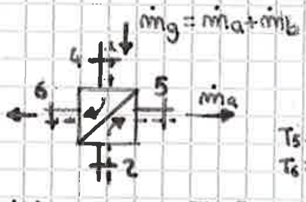
$\eta_g' > \eta_g$

3) RIGENERAZIONE (C, R, T)

SCAMBIO DI CALORE TRA PORZIONI DI SISTEMA PER RIDURRE Q_1 FORNITO DALL'ESTERNO AUMENTANDO IL RENDIMENTO

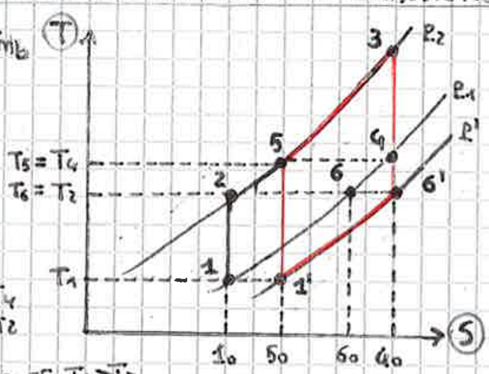
IN GENERALE T_4 E' ELEVATA $\Rightarrow$ UTILIZZO I GAS CALDI ALL'USCITA DELLA TURBINA PER PRERISCALDARE L'ARIA ALL'USCITA DAL COMPRESSORE PRIMA DELL'INGRESSO NEL COMBUSTORE.





(R) = RIGENERATORE

RIGENERAZIONE COMPLETA: $\begin{cases} T_5 = T_4 \\ T_6 = T_2 \end{cases}$



NB: LA RIGENERAZIONE E' POSSIBILE SOLO SE $T_4 > T_2$ ($\Rightarrow$ PER LIMITATI VALORI DI β)

T_6 = TEMPERATURA DEI GAS IMMESSI IN ATMOSFERA

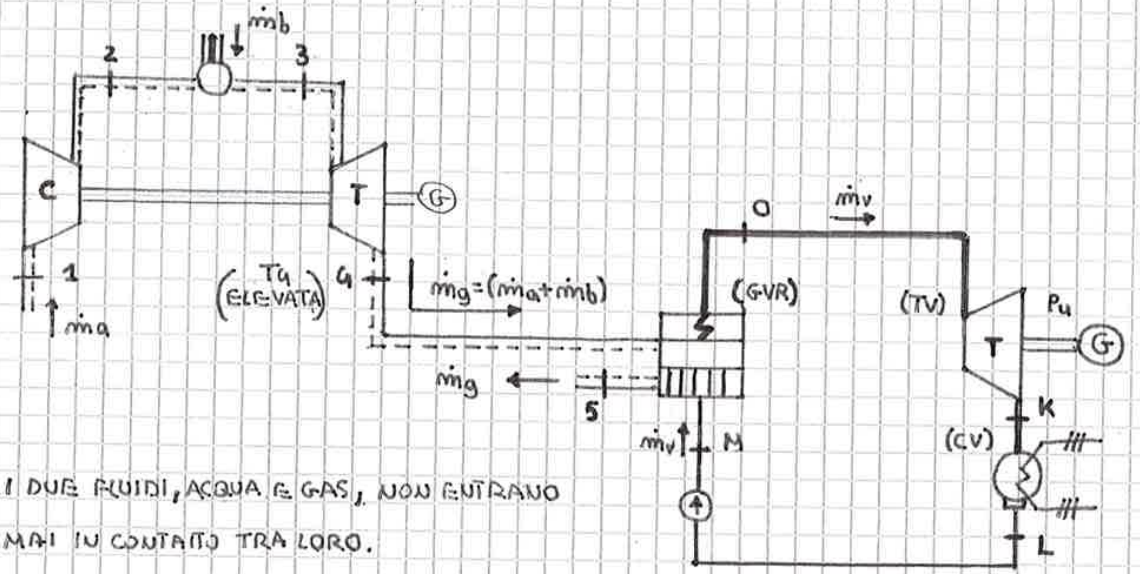
INTERNAMENTE, NEL RIGENERATORE, SI SCAMBIANO I CALORI CORRISPONDENTI ALLE AREE: $6_0 6 4 4_0$ (SOTTRATTO AI GAS CALDI) E $1_0 2 5 5_0$ (FORNITA ALL'ARIA FREDDA IN USCITA DAL COMPRESSORE) $6_0 6 4 4_0 = 1_0 2 5 5_0$: IL CALORE SOTTRATTO A UNA VA ALL'ALTRA.

C. BASE (1234)		C. RIGENERATIVO		C. IDEALE NON RIGENERATIVO (1'535')(TRA P' E P_2)
$Q_{1b} \hat{=} 1_0 2 3 4_0$	$>$	$Q_{1R} \hat{=} 5_0 5 3 4_0$	$=$	$Q_1' \hat{=} 5_0 5 3 4_0$
$Q_{2b} \hat{=} 1_0 1 4 4_0$	$>$	$Q_{2R} \hat{=} 1_0 1 6 6_0$	$=$	$Q_2' \hat{=} 5_0 1' 6' 4_0$
η_{idb}	$<$	η_{idR}	$=$	η_{id}'

$\eta_{idb} < \eta_{id}'$ POICHE' $\beta' = \frac{p_2}{p'} > \frac{p_2}{p'} = \beta$

CICLO COMBINATO GAS-VAPORE

[10/05/17]



I DUE FLUIDI, ACQUA E GAS, NON ENTRANO MAI IN CONTATTO TRA LORO.

VALORI DI RIFERIMENTO:

IMPIANTI TURBINA A VAPORE/GAS: $\eta_g \approx 0.40 \div 0.45$

IMPIANTI A CICLO COMBINATO: $\eta_{g_{cc}} \approx 0.54 \div 0.59$

→ SI SFRUTTANO I GAS A ELEVATA TEMPERATURA SCARICATI DALLA TURBINA PER OTTENERE UNA PORTATA $\dot{m}_v$ DI UN IMPIANTO DI TURBINA A VAPORE.

SI DICE CHE IL CICLO A VAPORE E' SOTTOPOSTO AL CICLO DI TURBINA A GAS.

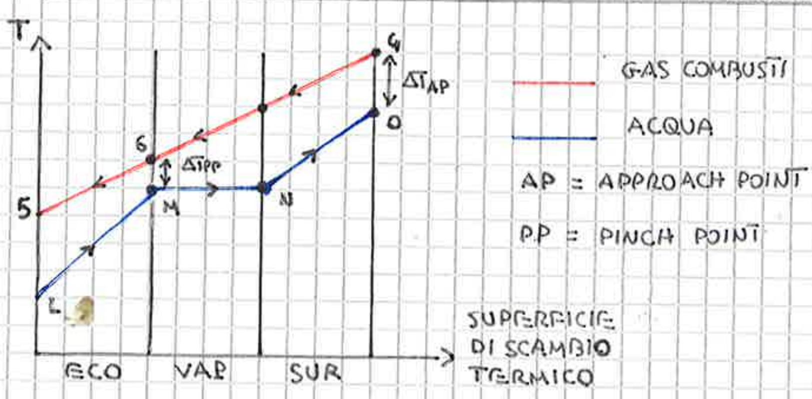
GVR = GENERATORE DI VAPORE A RECUPERO A $P = cost$

E' ISOBARO: $P_L = P_M = P_N = P_o$

- ECONOMIZZATORE: SCALDO IL LIQUIDO FINO ALLE CONDIZIONI DI SATURAZIONE ($c\ell_i$ A P_o)
- VAPORIZZATORE: PASSAGGIO DI STATO: FINO A N ; ($c\ell_s$ A P_o ; $T = T_M = T_N = cost$)
- SURRISCALDATORE: SCALDO IL VAPORE

RIPORTIAMO LE TEMPERATURE IN FUNZIONE DELLA SUPERFICIE DI SCAMBIO

OSSERVIAMO CHE IL CALORE VA SEMPRE DAI GAS COMBUSTI ALL'ACQUA ($\forall$ SEZIONI: $T_g > T_v$)



AP = APPROACH POINT : $\Delta T_{AP} = T_4 - T_o$

P.P = PINCH POINT : $\Delta T_{PP} = T_6 - T_M$

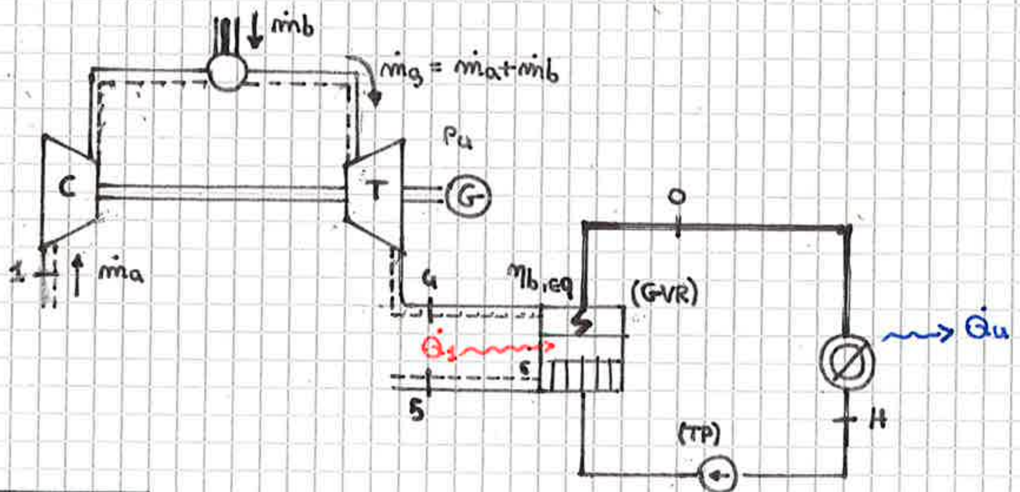
RENDIMENTO GLOBALE CICLO COMBINATO

$$\boxed{\eta_{gcc} = \frac{P_{uTOT}}{\dot{m}_b H_i} = \frac{P_{uTG} + P_{uTV}}{\dot{m}_b H_i}}$$

$$P_{uTV} = \eta_{oTV}\, \dot{m}_v (h_0 - h_H)$$

$$P_{uTG} = \dot{m}_a L_u = \eta_o \dot{m}_a \left(\frac{1+\alpha}{\alpha} L_t - L_c \right)$$

IMPIANTO DI TURBINA A GAS COGENERATIVO



$\boxed{\eta_{bEQ} = 0.9}$

RAPPRESENTA UN VALORE MEDIO DI GV CONVENZIONALI

NON HA NULLA A CHE VEDERE CON η_b DEL COMBUSTORE!

$\boxed{P_u = P_{uTG}}$ (TURBINA A GAS)

$$\boxed{\eta_{g_{cog}} = \frac{P_{uTG}}{\dot{m}_b H_i - \frac{\dot{Q}_u}{\eta_{b,EQ}}}}$$

; $\frac{\dot{Q}_u}{\eta_{b,EQ}}$ = SPESA DI COMBUSTIBILE PER OTTENERE $\dot{Q}_u$ IN UN GV CONVENZIONALE

$$\begin{cases} \dot{Q}_1 = \dot{m}_g c_p' (T_4 - T_5) \\ \dot{Q}_u = \dot{m}_v (h_0 - h_H) \end{cases} \qquad \dot{Q}_1 = \dot{Q}_u$$

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

QUANTO COSTA OTTENERE $\dot{Q}_u$?

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_1 = \eta_b \dot{m}_b H_i \quad \Rightarrow \quad \dot{m}_b H_i = \frac{\dot{Q}_u}{\eta_b}$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 99 di 260

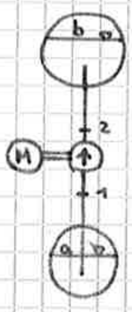
TURBOPOMPE

[12/05/17]

TURBOMACCHINE IDRAULICHE OPERATRICI

$\rho = cost$ (FLUIDO INCOMPRIMIBILE = LIQUIDO)

$L_i \xrightarrow{\text{FLUIDO}} \begin{matrix}\Delta p \\ \Delta z\end{matrix}$



a, b SERBATOI PRESSURIZZATI

a = SERBATOIO DI ASPIRAZIONE

b = SERBATOIO DI MANDATA

 PRESSURIZZATI

 A CONTATTO CON L'ATMOSFERA

$\boxed{a-b}$: $L_i = \int v\,dp + \Delta E_c + \Delta E_g + L_w$ (TEOREMA DI BERNOULLI GENERALIZZATO)

$\left[\frac{J}{kg}\right]$

$$L_i = \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta E_c + \Delta E_g + L_w$$

$$L_i = \frac{p_b - p_a}{\rho} + \frac{c_b^2 - c_a^2}{2} + z_b g - z_a g + L_w \quad , \quad \boxed{L_w = L_{wp} + L_{wc}} \quad , \quad \boxed{L_{wc} = g Y_c}$$

$$L_i = g\left[\frac{p_b - p_a}{\rho g} + \frac{c_b^2 - c_a^2}{2g} + z_b - z_a\right] + L_{wp} + g Y_c$$

, Y_c = PERDITE DI CARICO NEI CONDOTTI

$\rho g = \gamma$ = PESO SPECIFICO $\left[\frac{N}{kg}\right]$

REGIME TURBOLENTO : $Y_c \propto c^2$

$H^0 = \frac{p}{\rho g} + \frac{c^2}{2g} + z$ CARICO TOTALE

$$L_i = g\underbrace{(H_b^0 - H_a^0)}_{[m]\ H_t} + L_{wp} + gY_c \Rightarrow \boxed{L_i = gH_t + L_{wp} + gY_c}$$

H_t = PREVALENZA TOTALE

$$\begin{cases} Y_c \propto c^2 \\ \dot m = \rho c A = \rho \dot V \end{cases} \qquad Y_c = k\dot V^2 \qquad Y_c = kQ \qquad Q = \dot V^2$$

CONSERVAZIONE ENERGIA $\boxed{1-2}$

$$L_i = \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta E_c + \Delta E_g + L_w$$

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

$$= g\left[\frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + z_2 - z_1\right] + L_{wp} + \cancel{gY_c}$$

NO! NON CI SONO CONDOTTI!

$$= g\underbrace{[H_2^0 - H_1^0]}_{H_u} + L_{wp}$$

H_u PREVALENZA MANOMETRICA DELLA TURBOPOMPA

$$\begin{cases} L_i = gH_t + L_{wp} + gY_c & (a-b) \\ L_i = gH_u + L_{wp} & (1-2) \end{cases} \qquad \cancel{g}H_t + \cancel{L_{wp}} + \cancel{g}Y_c = \cancel{g}H_u + \cancel{L_{wp}}$$

$\Rightarrow \boxed{H_u = H_t + Y_c}$ CARATTERISTICA ESTERNA (O DEL CIRCUITO)

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 101 di 260

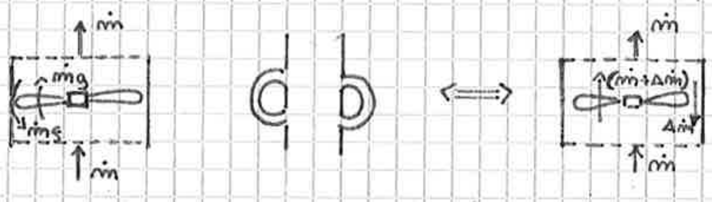
RENDIMENTI (IDRAULICO, VOLUMETRICO, MECCANICO)

- $\boxed{\eta_y = \frac{L_{i\,\ell im}}{L_i} = \frac{L_{i\,pol}}{L_i} = \frac{L_i - L_{wp}}{L_i} = \frac{gH_u}{L_i}}$ RENDIMENTO IDRAULICO $= \frac{\text{EFFETTO UTILE AI CAPI DELLA POMPA } (H_u)}{\text{LAVORO SPESO } (L_i)}$

$$\begin{cases} L_i = \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta E_c + \Delta E_g + L_{wp} \\ L_{i\,pol} = \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta E_c + \Delta E_g \end{cases} \Rightarrow \boxed{L_{pol} = L_i - L_{wp} = gH_u}$$

$$L_i = gH_u + L_{wp}$$

$$\boxed{P_i = \frac{1}{\eta_y}\dot{m}L_i}$$



LA MACCHINA CEDE LAVORO ALLA PORTATA $\dot{m}_g$ $(\dot{m}+\Delta\dot{m})$ CHE ATTRAVERSA LA GIRANTE ; $\dot{m}_s$ $(\Delta\dot{m})$ SFUGGE TORNANDO INDIETRO ATTRAVERSO I GIOCHI

- $\boxed{\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_g}}$ RENDIMENTO VOLUMETRICO $\left(\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}+\Delta\dot{m}}\right)$, $\eta_v = 0.99 \div 1$

$$P_i = \dot{m}_g L_i = \frac{1}{\eta_v}\dot{m}L_i = \frac{1}{\eta_v}\rho Q \cdot \frac{1}{\eta_y} gH_u$$

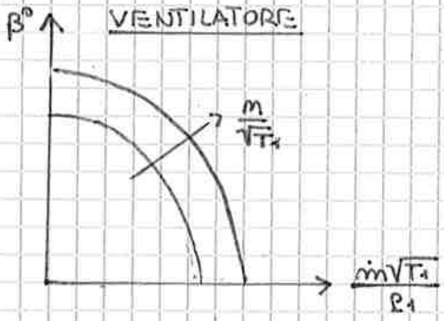
$$P_i = \frac{1}{\eta_v}\cdot\frac{1}{\eta_y}\rho Q g H_u$$

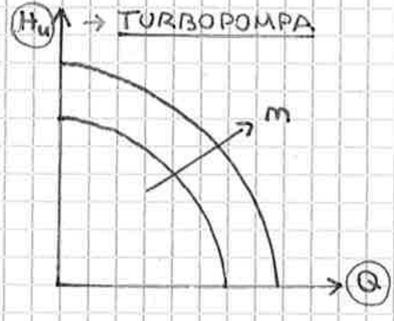
$P_{ass} = P_i + P_m$, P_m = PERDITE MECCANICHE

- $\boxed{\eta_m = \frac{P_i}{P_i + P_m} = \frac{P_i}{P_{ass}}}$ RENDIMENTO MECCANICO

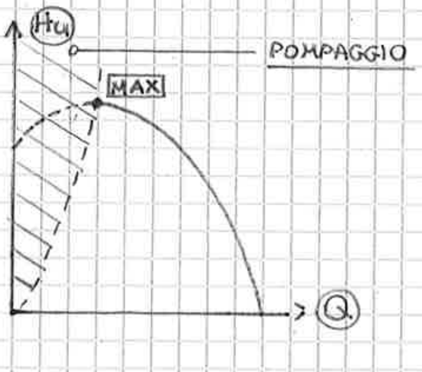
$\boxed{P_{ass} = \frac{1}{\eta_v}\cdot\frac{1}{\eta_y}\cdot\frac{1}{\eta_m}\cdot \rho Q g H_u}$ $\quad \frac{1}{\eta_v}\cdot\frac{1}{\eta_y}\cdot\frac{1}{\eta_m} = \frac{1}{\eta_{POMPA}}$ $\Rightarrow$ $\boxed{\eta_p = \eta_m \eta_v \eta_y}$ RENDIMENTO TURBOPOMPA

CARATTERISTICA DELLA TURBOPOMPA (O CARATTERISTICA INTERNA)





LA CARATTERISTICA POTREBBE AVERE UN MAX, ALLORA EVITIAMO DI LAVORARE A SX DI MAX PER EVITARE IL FENOMENO DEL POMPAGGIO

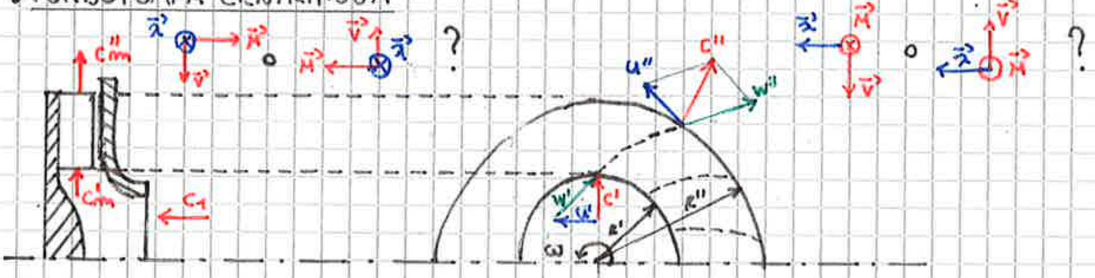


CONFIGURAZIONE TURBOPOMPE

[15/05/17]

- TP CENTRIFUGHE: INGRESSO ASSIALE - USCITA RADIALE: GEN. MONOSTADIO
- TP ASSIALI: INGRESSO ASSIALE - USCITA ASSIALE: MULTISTADIO

• TURBOPOMPA CENTRIFUGA



$c' = c'_m + \underbrace{c'_u}_{=0} = c'_m = c'_a + c'_R$ $\boxed{c'_u = 0}$

$u' = \omega d'/2$

w' : IN CONDIZIONI DI PROGETTO ENTRA LUNGO LA LINEA MEDIA DEL PROFILO ($i=0$)

$L_i = c''_u u'' - \underbrace{c'_u u'}_{=0}$ (CONV. MACCH. OPERATRICE)

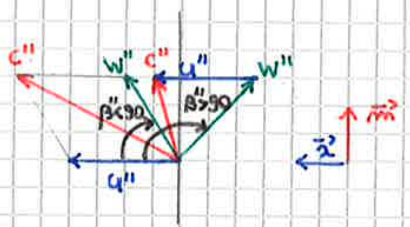
$\boxed{c''_u > 0 \text{ SE } \alpha'' < 90°}$ $\cancel{\beta'' < 90°}$ $\beta'' > 90°$

→ SOLUZIONE ADOTTATA

⇒ c'' PIU' PICCOLO

⇒ DIFFUSORE NON PALETTATO

⇒ RECUPERO MENO E_c NEL d



CONFRONTO A PARI ω E PARI PORTATA Q

- PARI ω ⇒ u'' FISSATO
- PARI Q ⇒ w''_m FISSATO $(w''_m = w''_R) \Leftrightarrow (\vec{m} \equiv \vec{V})$

$$\boxed{\dot{m} = \rho Q = \rho'' \xi'' \pi d'' \ell'' w''_R}$$

• TURBOPOMPA ASSIALE → TRIANGOLO ANALOGO A QUELLO VISTO PER I TURBOCOMPRESSORI

CONDIZIONI DI SIMILITUDINE FLUIDODINAMICA:

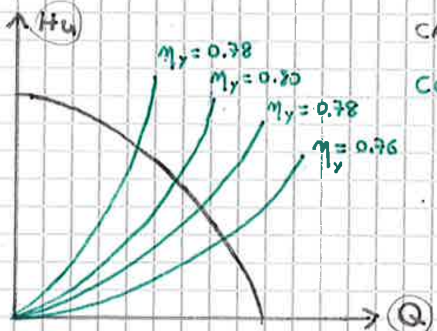
- SIMILITUDINE GEOMETRICA
- SIMILITUDINE DEI TRIANGOLI

$\Rightarrow$ STESSO η_y

$$\begin{cases} H_u \propto d''^2 \cdot n^2 \\ Q \propto d''^3 \cdot n \end{cases}$$

SE VIGE LA SIMIL. FLUIDODINAMICA:

$$\begin{cases} \dfrac{H_{uA}}{H_{uB}} = \dfrac{d''^2_A}{d''^2_B} \cdot \dfrac{n_A^2}{n_B^2} \\[2ex] \dfrac{Q_A}{Q_B} = \dfrac{d''^3_A}{d''^3_B} \cdot \dfrac{n_A}{n_B} \end{cases}$$



CARATTERISTICA INTERNA DELLA MACCHINA

CURVE ISORENDIMENTO IDRAULICO

→ CONSIDERO LE DUE CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO IN SIMILITUDINE FLUIDODINAMICA SULLA STESSA MACCHINA:

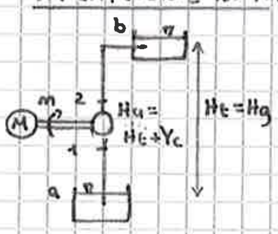
- LA SIMILITUDINE GEOMETRICA È AUTOMATICAMENTE RISPETTATA
- QUINDI: SE I TRIANGOLI DELLE VELOCITÀ DI DUE DIVERSE CONDIZIONI SONO SIMILI $\Rightarrow$ SIMIL. FLUIDOD.

$$\begin{cases} \dfrac{H_u'}{H_u} = \left(\dfrac{n'}{n}\right)^2 \\[2ex] \dfrac{Q'}{Q} = \dfrac{n'}{n} \end{cases} \qquad \begin{cases} \dfrac{y}{y_0} = t^2 \\[2ex] \dfrac{x}{x_0} = t \end{cases} \Rightarrow \frac{y}{y_0} = \left(\frac{x}{x_0}\right)^2 \Rightarrow y = kx^2 \iff H_u = Y_c = kQ^2$$

REGOLAZIONE DI UNA TURBOPOMPA

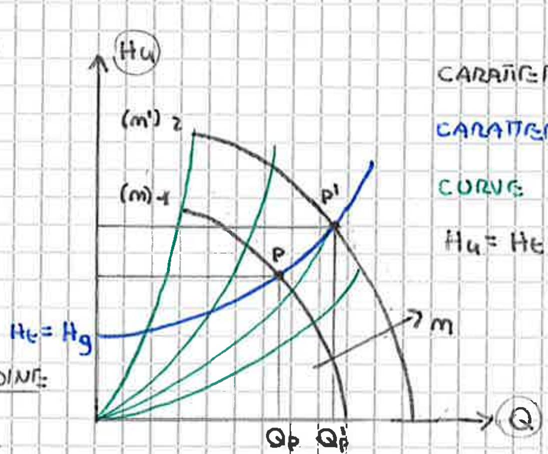
- VARIAZIONE DELLA VELOCITÀ ANGOLARE n
- LAMINAZIONE ALLA MANDATA

VARIAZIONE DI n



$\boxed{n' > n}$

1, 2 SONO IN SIMILITUDINE FLUIDODINAMICA MA P E P' NO! (NB!)



CARATTERISTICA INTERNA

CARATTERISTICA ESTERNA (CIRCUITO APERTO)

CURVE ISO-η_y

$H_u = H_t + Y_c = H_g + Y_c$, $Y_c = kQ^2$

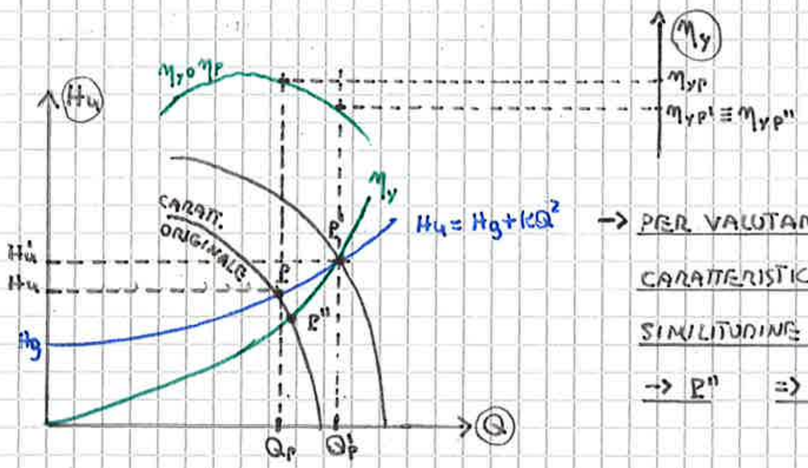
→ PER AUMENTARE Q_P AUMENTO n ($n' > n \Rightarrow Q_P' > Q_P$)

103

QUANTO VALE LA NUOVA P_{ASS}?

$$P_{ASS} = \frac{1}{\eta_{mi} \cdot \eta_v \cdot \eta_y} \rho Q g H_u = \frac{1}{\eta_e} \rho Q g H_u$$

DEVO VALUTARE I NUOVI RENDIMENTI η'



→ PER VALUTARE IL NUOVO η'_y TROVO SULLA CARATTERISTICA ORIGINALE IL PUNTO IN SIMILITUDINE FLUIDODINAMICA CON P'

→ P'' ⇒ $\eta_{p'} = \eta_{p''}$

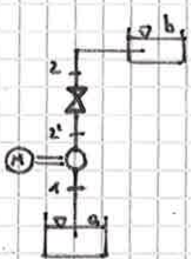
→ PER VALUTARE IL NUOVO η'_{m}, IN ASSENZA DI INFORMAZIONI DETTAGLIATE:

$\eta'_{m} \approx \eta_{m}$

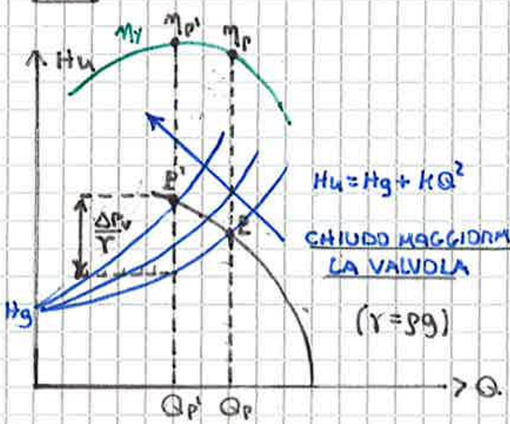
- LAMINAZIONE ALLA MANDATA

QUESTO TIPO DI REGOLAZIONE PERMETTE SOLTANTO UNA RIDUZIONE DELLA PORTATA RISPETTO ALLE CONDIZIONI INIZIALI

LA RIDUZIONE DI PORTATA E' OTTENUTA AUMENTANDO LE PERDITE DI CARICO CONCENTRATE NEL CIRCUITO.



$\boxed{Y_c' = Y_c + Y_v}$, Y_v PERDITE DI CARICO DELLA VALVOLA



$(\gamma = \rho g)$

ATTRAVERSO LA VALVOLA SI HA: $\boxed{\Delta P_v = P_{2'} - P_2}$

MAN MANO CHE SI CHIUDE LA VALVOLA SI RIDUCE LA PORTATA E SI AUMENTANO LE PERDITE ATTRAVERSO LA VALVOLA.

TEORIA DI MACCHINE

SCHEMI - RIASSUNTO !

CLASSIFICAZIONE DELLE MACCHINE

- FUNZIONE O TRASFERIMENTO DI ENERGIA
  - MACCHINA MOTRICE : EN. PRIMARIA → EN. MECCANICA → EN. ELETTRICA
  - MACCHINA OPERATRICE : EN. ELETTRICA (PER ES.) → EN. MECC. → ALTRA FORMA DI EN.
- NATURA DEL FLUIDO DI LAVORO
  - MACCHINA IDRAULICA : FENOMENI TERMICI TRASCURABILI (T. IDRAULICA, TURBO P.)
  - MACCHINA TERMICA: FLUIDO COMPRIMIBILE : FEN. T. NON TRASC. (TC, M. A COMB. INT.)
- PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO
  - TURBOMACCHINA (M. DINAMICA) : FLUSSO CONTINUO DI CORRENTE FLUIDA
  - MACCHINA VOLUMETRICA : FUNZIONAMENTO INTERMITTENTE (M. A COMB. INT.)

REGOLA DELLE FASI DI GIBBS

$$\boxed{V = C - f + 2}$$

V = N. DI VARIABILI NECESSARIE PER DEFINIRE IL SISTEMA

C = N. COMPONENTI CHIMICI INDIPENDENTI

f = N. DI FASI CONTEMP. PRESENTI

LEGGI DELLA TERMOFLUIDODINAMICA

1. LEGGE DI CONSERVAZIONE DELLA MASSA
2. LEGGE DI CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA (1° PTD)
3. LEGGE DI EVOLUZIONE DELL'ENERGIA (2° PTD)
4. TEOREMA DI CONSERVAZIONE DELLA QUANTITÀ DI MOTO
5. TEOREMA DI CONSERVAZIONE DEL MOMENTO DELLA QUANTITÀ DI MOTO

- APPROCCIO LAGRANGIANO
- APPROCCIO EULERIANO

APPROCCIO EULERIANO (SISTEMA APERTO: ATTENZIONE SU UNA PORZIONE BEN DEF. DI SPAZIO)

1 LEGGE DI CONSERVAZIONE DELLA MASSA / DELLA PORTATA / EQ. DI CONTINUITÀ

$$\begin{cases} t: & m_S(t_0) = m(t_0) \\ t_S: & m_S(t_0+dt) = m(t_0+dt) + dm_2 - dm_1 \end{cases}$$

$$\frac{m_S(t_0+dt) - m_S(t_0)}{dt} = \frac{m(t_0+dt) - m(t_0)}{dt} + \frac{dm_2}{dt} - \frac{dm_1}{dt}$$

$$\frac{dm_S}{dt} = \frac{\delta m}{\partial t} + \dot{m}_2 - \dot{m}_1$$

$$\boxed{\frac{dm_S}{dt} = \frac{\delta m}{\partial t} + \Sigma_j \dot{m}_j = \frac{\partial}{\partial t}\int \rho \, dV + \int_\Omega \rho \, \vec{c} \cdot \vec{n} \, d\Omega}$$

DERIVATA SOSTANZIALE — DERIVATA LOCALE — PORTATE (USCENTI ⊕, ENTRANTI ⊖)

hp:
$$\begin{cases} \text{SISTEMA CHIUSO: } \frac{dm_S}{dt} = 0 \\ \text{MOTO PERMANENTE: } \partial/\partial t = 0 \\ 1 \text{ IN } e \text{ } 1 \text{ OUT} \end{cases}$$

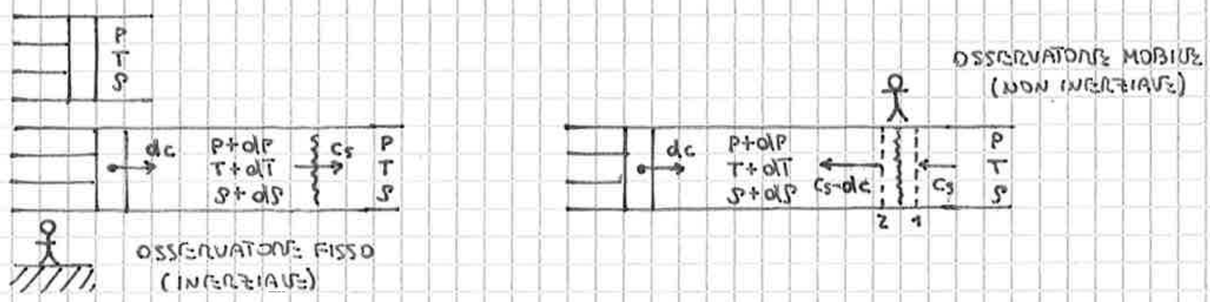
$$\boxed{\dot{m}_2 = \dot{m}_1 = \dot{m} = \text{COST}}$$

TEOREMA DEL TRASPORTO DI REYNOLDS

. . . .

VELOCITÀ DEL SUONO (C_S)

È LA VELOCITÀ CON LA QUALE SI MUOVONO LE PICCOLE PERTURBAZIONI IN UN FLUIDO IN QUIETE. ESSA DIPENDE DALLE PROPRIETÀ DEL FLUIDO



CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA

$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$

$\rho C_S \cancel{A} = (\rho + d\rho)(C_S - dc)\cancel{A}$

$\cancel{\rho C_S} = \cancel{\rho C_S} - \rho dc + d\rho C_S - \underbrace{d\rho dc}_{\text{INF. DI ORDINE SUPERIORE}}$

$\rho dc = d\rho C_S$

$dc = \dfrac{d\rho}{\rho} \cdot C_S \quad (1)$

CONSERVAZIONE DELLA QTÀ DI MOTO

$\vec{F_1} + \vec{F_2} = \dot{m}(\vec{C_2} - \vec{C_1})$

$\Leftrightarrow F_1 - F_2 = \dot{m}(C_2 - C_1)$

$PA - (P + dP)A = \dot{m}[(\cancel{C_S} - dc) - \cancel{C_S}]$

$-dP \cdot \cancel{A} = -\dot{m} dc = -\rho C_S \cancel{A} dc$

$dP = \rho C_S dc \quad (2)$

(1) → (2)

$dP = \rho C_S = \dfrac{d\rho}{\rho} C_S$

$C_S^2 = \dfrac{dP}{d\rho} \Rightarrow C_S = \sqrt{\dfrac{dP}{d\rho}}$

$\boxed{C_S = \sqrt{\left(\dfrac{\partial P}{\partial \rho}\right)_{S=COST}}}$

TR. INFINITESIMA REVERSIBILE

$C_S = \sqrt{\left(\dfrac{\partial P}{\partial \rho}\right)_{S=COST}} \longleftarrow$ VARIAZIONE DELLA P RISPETTO ALLA ρ A $S=COST$

RICORDANDO LA LEGGE DELL'EVOLUZIONE DELL'ENERGIA (2° PTD) : $dS = \dfrac{\delta Q + \delta L_\omega}{T}$

$TdS = \delta Q + \delta L_\omega = 0 \Rightarrow \delta Q = 0 \wedge \delta L_\omega = 0$

TRASFORMAZIONE ISOENTROPICA (ADIABATICA E REVERSIBILE)

$PV^k = COST \Leftrightarrow P/\rho^k = COST$

- CASO GAS PERFETTO : $k = COST$
- CASO VAPORE : $k \neq COST$

$$\begin{cases} C_S = \sqrt{\left(\dfrac{\partial P}{\partial \rho}\right)_{S=COST}} = \sqrt{\dfrac{dP}{d\rho}} \\ P/\rho^k = COST \Rightarrow P = \rho^k COST \end{cases} \quad \dfrac{dP}{d\rho} = \dfrac{d(\rho^k \cdot COST)}{d\rho} = COST \cdot k \dfrac{\rho^{k-1}}{d\rho} d\rho = \dfrac{P}{\rho^k} k \rho^{k-1} = k\dfrac{P}{\rho}$$

$C_S = \sqrt{k \dfrac{P}{\rho}}$ VALIDA PER GAS PERFETTO E VAPORE

$C_S = \sqrt{kRT}$ VALIDA SOLO PER GAS PERFETTO ($P/\rho = RT$)

C_S È UNA PROPRIETÀ LOCALE

$C_S = C_S(P, \rho)$

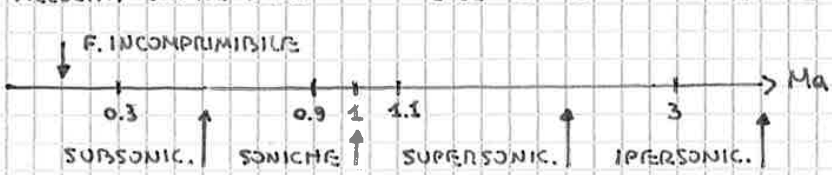
DEFINIAMO:

NUMERO DI MACH : $Ma = \dfrac{C}{C_S}$

C → VELOCITÀ DELLA PARTICELLA FLUIDA

C_S → VELOCITÀ LOCALE DEL SUONO NELLE CONDIZIONI CONSIDERATE (C.)

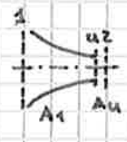
$$\begin{cases} Ma < 1 & \text{C. SUBSONICHE} \\ Ma = 1 & \text{C. SONICHE} \\ Ma > 1 & \text{C. SUPERSONICHE} \end{cases}$$



PER UN LIQUIDO INCOMPRIMIBILE: $\begin{cases} \rho \cong COST \\ d\rho \cong 0 \end{cases}$ $C_S = \sqrt{\dfrac{dP}{d\rho}} \to \infty \Rightarrow \boxed{Ma = \dfrac{C}{C_S} \to 0}$

$\boxed{\text{UGELLI}}$ (EFFUSORI)

$(dp<0,\ dc>0,\ dv>0)$ IL FLUIDO ACCELERA ESPANDENDOSI



PROGETTO: DIMENSIONAMENTO UGELLO $(\to A_1, A_u, (A_R))$

DATI ASSEGNATI:

$p_1 \quad p_2 \quad \dot m$

$T_1 \quad T_2$

c_1

$\to p_1^\circ$ (DEVO PASSARE DA T_1°)

$\boxed{1-1^\circ}$: $\cancel{Q}-\cancel{L_i} = \Delta h + \Delta E_c \Rightarrow c_p(T_1^\circ - T_1) + \cancel{\frac{c_1^\circ{}^2}{2}} - \frac{c_1^2}{2} = 0 \Rightarrow T_1^\circ = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p}$

$T_1^\circ p_1^{\circ\,\frac{1-k}{k}} = T_1 p_1^{\frac{1-k}{k}} \Rightarrow p_1^\circ = p_1\left(\frac{T_1^\circ}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$

INNANZI TUTTO DOBBIAMO CAPIRE DI CHE UGELLO SI TRATTA

$\left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)_c = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ RAPPORTO CRITICO (COST!)

NB: IN PROGETTO: $p_u = p_2$ MA $T_u \neq T_2$!

DOBBIAMO VALUTARE:

$\left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right) > \left(\frac{p}{p_1^\circ}\right)_c \Rightarrow$ UGELLO SEMPL. CONV. $\quad A_1 = \frac{\dot m}{\rho_1 c_1} \quad A_u = \dfrac{\dot m}{\frac{p_1^\circ}{\sqrt{p_1^\circ/\rho_1^\circ}}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\left[\left(\frac{p_u}{p_1^\circ}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_u}{p_1^\circ}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}}$ (1)

$\left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right) = \left(\frac{p}{p_1^\circ}\right)_c \Rightarrow$ UGELLO SEMPL. CONV. $\quad A_1 = \frac{\dot m}{\rho_1 c_1} \quad A_u = \dfrac{\dot m}{\frac{p_1^\circ}{\sqrt{p_1^\circ/\rho_1^\circ}}\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}$ (2)

$\left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right) < \left(\frac{p}{p_1^\circ}\right)_c \Rightarrow$ UGELLO CONV.-DIV. $\quad A_1 = \frac{\dot m}{\rho_1 c_1} \quad A_R = (2) \quad A_u = (1)$

IL PROBLEMA CI CHIEDE DI TROVARE c_u

$\dot m = \rho_u c_u A_u \Rightarrow c_u = \frac{\dot m}{\rho_u A_u}$; $\rho_u = \frac{p_u}{RT_u} \Rightarrow$ DOBBIAMO TROVARE T_u (RICORDA $T_u \neq T_2$!)

$\boxed{1^\circ - u}$: $T_1^\circ p_1^{\circ\,\frac{1-k}{k}} = T_u p_u^{\frac{1-k}{k}} \Rightarrow T_u = T_1^\circ\left(\frac{p_u}{p_1^\circ}\right)^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow c_u = \frac{\dot m R T_u}{p_u A_u}$ DA VERIFICARE PROBABILMENTE NON È COST

(NON FACCIAMO: $\boxed{1-u}$: $T_1 p_1^{\frac{1-k}{k}} = T_u p_u^{\frac{1-k}{k}} \Rightarrow T_u = T_1\left(\frac{p_u}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ PERCHÉ COSÌ FACENDO TRASCUREREMMO c_1!)

FUORI PROGETTO: UGELLO SEMPLICEMENTE CONVERGENTE $(\to \dot m)$

NUOVE CONDIZIONI:

$p_1' \quad p_2'$

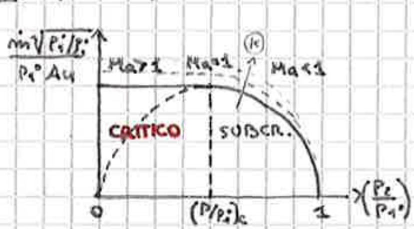
T_1'

c_1'

$\to p_1^{\circ\prime}$

$\boxed{1-1^\circ}$: $c_p(T_1^{\circ\prime} - T_1') + \cancel{\frac{c_1^{\circ 2}}{2}} - \frac{c_1'^2}{2} = 0$

$T_1^{\circ\prime} = T_1' + \frac{c_1'^2}{2c_p}$; $p_1^{\circ\prime} = p_1'\left(\frac{T_1^{\circ\prime}}{T_1'}\right)^{\frac{k}{k-1}}$



DOBBIAMO VALUTARE:

$\left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)' \geq \left(\frac{p}{p_1^\circ}\right)_c \Rightarrow$ UGELLO ADATTATO $\begin{cases}\text{ESP. CONTINUA} \\ \boxed{p_u = p_2} \geq p_c\end{cases}$ $\quad \dot m' = A_u \frac{p_1^{\circ\prime}}{\sqrt{p_1^{\circ\prime}/\rho_1^{\circ\prime}}}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\left[\left(\frac{p_2'}{p_1^{\circ\prime}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2'}{p_1^{\circ\prime}}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$

$\left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)' \leq \left(\frac{p}{p_1^\circ}\right)_c \Rightarrow$ UGELLO CRITICO ($p_u = p_c$ + POST ESP; $c_u = c_{us}$; $p_c \neq p_2$) $\quad \dot m' = A_u \frac{p_1^{\circ\prime}}{\sqrt{p_1^{\circ\prime}/\rho_1^{\circ\prime}}}\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$

$\left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)' = \left(\frac{p}{p_1^\circ}\right)_c \Rightarrow$ U. CRITICO E ADATTATO ($p_u = p_c = p_2$; $c_u = c_{us}$) $\quad \dot m' = A_u \frac{p_1^{\circ\prime}}{\sqrt{p_1^{\circ\prime}/\rho_1^{\circ\prime}}}\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$

TURBINE

TURBOMACCHINE MOTRICI

$\boxed{Q - L_i = \Delta h + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_\omega}$ (• CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA)

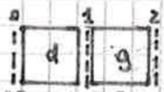
$\boxed{L_i = C_{1u} U_1 - C_{2u} U_2}$ (• CONSERVAZIONE DEL MOMENTO DELLA QTÀ DI MOTO)

$\boxed{\eta_T = \frac{L_i}{L_{i} \ell_{im}}}$ $\eta_{\textcircled{H}}$; η_θ | $\boxed{\eta_m = \frac{P_u}{P_i}}$ $P_u = \eta_m \cdot P_i$ | $\boxed{\eta_v = \frac{P_i}{\dot m L_i}}$ $P_i = \eta_v \cdot \dot m L_i$

EN. PRIMARIA → EN. MECCANICA → EN. ELETTRICA

ESPANSIONE: $\Delta P < 0$; $\Delta E_c > 0$; $\Delta V > 0$

1 STADIO: DISTRIBUTORE (d) + GIRANTE (g)



$\Delta P \to \Delta E_c$ $\Delta E_c \to L_i$ (Δh)

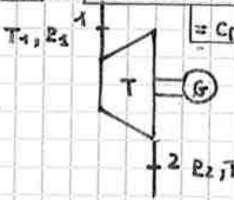
(• CONSERV. PORTATA/MASSA)

$\dot m_1 = \xi_1 \rho_1 c_{1m} \pi d_1 \ell_1 =$

$\dot m_2 = \xi_2 \rho_2 c_{2m} \pi d_2 \ell_2 = \dot m$

CLASSIFICAZIONE TURBINE

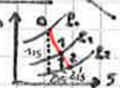
SULL'INTERA M.: $\boxed{L_i = -\Delta h = h_1 - h_2}$ GAS $\boxed{= c_p(T_1 - T_2)}$



• TURBINE
- AD ACQUA : $\rho = cost$
- A VAPORE → MOLLIER (h-S) $\rho_1 = 1/V_1$; $\rho_2 = 1/V_2$
- A GAS → GIBBS (T-S) $\rho_1 = P_1/RT_1$; $\rho_2 = P_2/RT_2$

• TURBINE
- MONOSTADIO (SEMPLICE) $\xrightarrow{GEN.}$ IDRAULICHE
- MULTISTADIO (MULTIPLA) $\xrightarrow{GEN.}$ GAS o VAPORE
  - MONOCORPO (GAS)
  - MULTICORPO (VAPORE) (AP, BP)
    - → MONOALBERO
    - → MULTIALBERO

• TURBINE
- A REAZIONE : $P_2 < P_1$ (C'È ESPANSIONE)
- AD AZIONE : $P_2 = P_1$ (NON C'È ESPANSIONE)



EXCURSUS SUI TIPI DI STADIO:

1) STADIO ASSIALE : $\vec m \equiv \vec \mu$
2) STADIO QUASI ASSIALE : $\vec C_m = \vec C_a + \vec C_R$
3) STADIO RADIALE : $\vec m \equiv \vec v$ (ES: TP)
4) STADIO MISTO :
   - CENTRIFUGO : IN $\vec \mu$; OUT $\vec v$ (ES: TC)
   - CENTRIPETO : IN $\vec v$; OUT $\vec \mu$ (ES: T)

EXCURSUS SU: ANGOLI GEOMETRICI E CINEMATICI

- α', β' ANGOLI GEOMETRICI
- α, β ANGOLI CINEMATICI ($\alpha \leftrightarrow \vec c_1$; $\beta \leftrightarrow \vec w_2$)

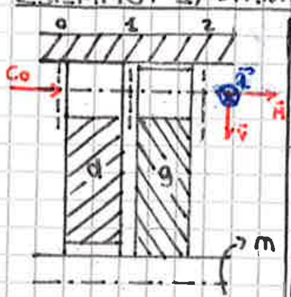
• $i = |\alpha - \alpha'|$ INCIDENZA (NB: $i = 0$ IN PROG.)

• $\delta = |\beta - \beta'|$ DEVIAZIONE (NB: $\delta \neq 0$ SEMPRE)

• $\varepsilon = |\alpha - \beta|$ DEFLESSIONE C.F.

• $\theta = |\alpha' - \beta'|$ INARCAMENTO P.

ESEMPIO: 1) STADIO ASSIALE

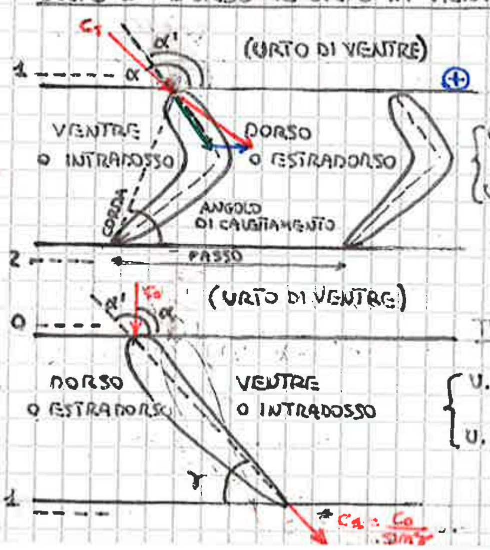


CONSIDERAZIONI:

VALE SEMPRE: * $\vec c_1$ TANGENTE ALLA LINEA MEDIA IN USCITA DAL d

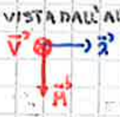
VALE IN PROG.: $\vec w_1$: IL FLUIDO ENTRA LUNGO UNA LINEA TANGENTE ALLA PALETTATURA MOBILE

URTO DI DORSO E URTO DI VENTRE



(g):
- U. DI DORSO : $\alpha - \alpha' < 0$
- U. DI VENTRE : $\alpha - \alpha' > 0$

(VISTA DALL'ALTO)



(d):
- U. DI DORSO : $\alpha - \alpha' > 0$
- U. DI VENTRE : $\alpha - \alpha' < 0$

RENDIMENTI

$\eta_{STADIO} = \frac{L_i}{L_{i\,\ell im}}$; $\eta_m = \frac{P_u}{P_i}$; $\eta_v = \frac{P_i}{\dot{m} L_i}$

- RENDIMENTO MECCANICO

$\eta_m = \frac{P_u}{P_i} = \frac{P_i - P_v - P_d - P_m}{P_i}$ (4) (5)

- RENDIMENTO VOLUMETRICO

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

$\Rightarrow P_u = \eta_m \cdot P_i = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \dot{m} L_i$

- RENDIMENTO STADIO

$\eta_{STADIO} = \frac{L_i}{L_{i\,\ell im}}$ (1) (2) $\eta_{\textcircled{H}}$; (1) (2) (3) η_θ

- RENDIMENTO TOTAL-TO-TOTAL $\boxed{\eta_{\textcircled{H}} = \frac{h_0^o - h_2^o}{h_0^o - (h_{2is} + c_2^2/2)}}$ $\begin{cases}\varphi \to 1 \\ \psi \to 1\end{cases} \Rightarrow \eta_{\textcircled{H}} \to 1$

RECUPERO COMPLETO DELL'Ec

L'Ec ALLO SCARICO $(c_2^2/2)$ NON E' CONSIDERATA UNA PERDITA PERCHE' VIENE UTILIZZATA INTEGRALMENTE NELLO STADIO SUCCESSIVO

$\frac{c_2^2}{2}^{(j)} = \frac{c_0^2}{2}^{(j+1)}$ $\eta_{\textcircled{H}}$ VIENE UTILIZZATO IN UNO STADIO INTERMEDIO DI TURBINA CON STADIO SUCCESSIVO MOLTO VICINO TALE PER CUI VALE QUANTO SCRITTO SOPRA.

- RENDIMENTO TOTAL-TO-STATIC $\boxed{\eta_\theta = \frac{h_0^o - h_2^o}{h_0^o - h_{2is}}}$ $\begin{cases}\varphi \to 1 \\ \psi \to 1\end{cases} \Rightarrow \eta_\theta < 1$

DISSIPAZIONE COMPLETA DELL'Ec

OLTRE A TENER CONTO DELLE PERDITE PER ATTRITO (1) E PER URTO (2) TIENE CONTO (QUINDI) ANCHE DELLA DISSIPAZIONE DI Ec (3)

η_θ VIENE UTILIZZATO QUANDO : $\frac{c_2^2}{2} = 0$ (Ec COMPLETAMENTE DISSIPATA)

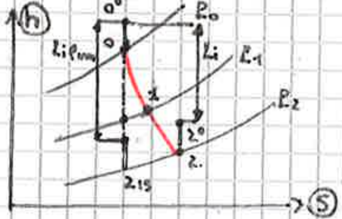
- TURBINA MONOSTADIO
- STADIO INTERMEDIO DI TURBINA CON STADIO SUCCESSIVO MOLTO DISTANTE
- ULTIMO STADIO DI UNA TURBINA MULTISTADIO

QUINDI: RENDIMENTO STADIO : $\boxed{\eta_t = \frac{L_i}{L_{i\,\ell im}}}$

T. REALE 0 - 2 : $\cancel{\emptyset} - L_i = \Delta h + \Delta E_c \Rightarrow L_i = h_0 - h_2 + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = h_0 + \frac{c_0^2}{2} - h_2 - \frac{c_2^2}{2} = h_0^o - h_2^o$

T. LIMITE 0 - 2is : $\cancel{\emptyset} - L_{i\,\ell im} = \Delta h + \Delta E_c \Rightarrow L_{i\,\ell im} = h_0 - h_{2is} + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = h_0 + \frac{c_0^2}{2} - h_{2is} - \frac{c_2^2}{2} = h_0^o - \left(h_{2is} + \frac{c_2^2}{2}\right)$

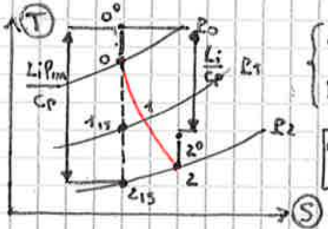
- RECUPERO COMPLETO DI Ec $\leftrightarrow \eta_{\textcircled{H}}$



$\begin{cases} L_i = h_0^o - h_2^o \\ L_{i\,\ell im} = h_0^o - \left(h_{2is} + \frac{c_2^2}{2}\right)\end{cases}$

$\boxed{\eta_{\textcircled{H}} = \frac{L_i}{L_{i\,\ell im}} = \frac{h_0^o - h_2^o}{h_0^o - \left(h_{2is} + \frac{c_2^2}{2}\right)}}$

- DISSIPAZIONE COMPLETA DI Ec $\leftrightarrow \eta_\theta$



$\begin{cases} L_i = h_0^o - h_2^o \\ L_{i\,\ell im} = h_0^o - h_{2is}\end{cases}$

$\boxed{\eta_\theta = \frac{L_i}{L_{i\,\ell im}} = \frac{h_0^o - h_2^o}{h_0^o - h_{2is}}}$

OSSERVAZIONE : $\eta_{\textcircled{H}} > \eta_\theta \Rightarrow L_i = \eta_{\textcircled{H}} L_{i\,\ell im} > L_i' = \eta_\theta L_{i\,\ell im}$

- RECUPERO PARZIALE DI Ec

$\boxed{\eta_t = \frac{L_i}{L_{i\,\ell im}} = \frac{h_0^o - h_2^o}{h_0^o - \left(h_2 + \underbrace{\eta_d \frac{c_2^2}{2}}_{\text{QUOTA DI Ec CHE SI RIESCE A RECUPERARE}}\right)}}$ NB!

$\begin{cases} \eta_d \to 1 \Rightarrow \eta_t = \eta_{\textcircled{H}} \\ \eta_d \to 0 \Rightarrow \eta_t = \eta_\theta \end{cases}$

TURBOCOMPRESSORI

TURBOMACCHINE OPERATRICI

$\boxed{Q + L_i = \Delta h + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_\omega}$ (• CONS. ENERGIA)

$\boxed{L_i = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1}$ (• CONS. MOM. QTÀ DI MOTO)

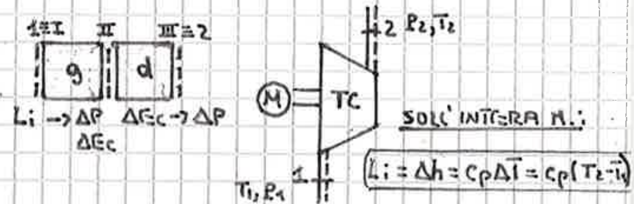
$\boxed{\eta_c = \frac{L_i \, \ell_{im}}{L_i}}$ η_{is} ; $\eta_y = \eta_{pol}$ | $\boxed{\eta_m = \frac{P_i}{P_{ASS}}}$

(• CONS. PORTATA / MASSA) $\boxed{\dot m = \sum \rho \, c_m \pi \, d \, \ell = \text{cost}}$

EN. ELETTRICA → EN. MECCANICA → ALTRA FORMA DI ENERGIA (ΔP, ΔE_c)

COMPRESSIONE : $\Delta P > 0$; $\Delta E_c < 0$; $\Delta V < 0$

1 STADIO: GIRANTE (g) + DIFFUSORE (d)



SULL'INTERA M.: $\boxed{L_i = \Delta h = c_p \Delta T = c_p (T_2 - T_1)}$

CLASSIFICAZIONE TURBOCOMPRESSORI

- TURBOCOMPRESSORI → A GAS → GIBBS (T-S) $\rho_1 = P_1 / RT_1$; $\rho_2 = P_2 / RT_2$
- TURBOCOMPRESSORI
  - ↗ MONOSTADIO $\xrightarrow{\text{GEN.}}$ CENTRIFUGHI ($\beta_{STADIO} = 2 \div 4$; $\dot m$ BASSA)
  - ↘ MULTISTADIO $\xrightarrow{\text{GEN.}}$ ASSIALI ($\beta_{1STADIO} = 1.1 \div 1.3$; $\dot m$ ELEVATA)

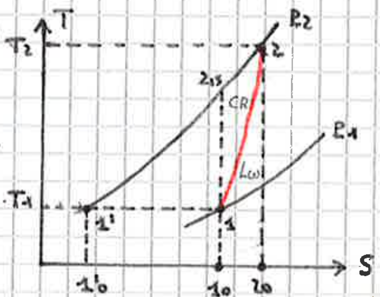
ANALIZZIAMO INNANZITUTTO LA MACCHINA NELLA SUA INTEREZZA

CONSERVAZIONE ENERGIA

$\boxed{1-2}$: $\cancel{Q} + L_i = \Delta h + \cancel{\Delta E_c}$

SULL'INTERA M. : ΔE_c TRASC.

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



$L_i = 1_0' 1' 2 2_0$ *

$L_{is} = 1_0' 1' 2_{is} 1_0$

$L_\omega = 1_0 1 2 2_0$

$CR = 1 2_{is} 2 1$

$\boxed{L_i = L_{is} + L_\omega + CR}$

$\boxed{L_{ipol} = L_i - L_\omega = L_{is} + CR}$

* $\boxed{1'-2}$: $Q_p + \cancel{L} = \Delta h + \cancel{\Delta E_c}$ ⇒ $Q_p = \Delta h = c_p \Delta T = c_p (T_2 - T_1') = c_p (T_2 - T_1) = L_i$

$L_i = Q_p$: IL LAVORO DI UNA TRASF. ADIABATICA ($Q = 0$) E IRREVERSIBILE ($L_\omega \neq 0$) TRA T_1 E T_2 E' UGUALE AL CALORE DI UNA TRASF. DIABATICA ($Q \neq 0$) E REVERSIBILE ($L_\omega = 0$) SENZA SCAMBIO DI L

RENDIMENTI

$\eta_{STADIO} = \frac{L_i \, \ell_{im}}{L_i}$; $\eta_m = \frac{P_i}{P_{ASS}}$

DEFINIAMO: $\boxed{\beta = \frac{P_2}{P_1}}$ RAPPORTO DI COMPRESSIONE

RENDIMENTO DI UNO STADIO

$\eta_c = \frac{L_i \, \ell_{im}}{L_i}$ ↔ TR. LIMITE ↗ ISENTROPICA / ↘ POLITROPICA ⇒ η_{is} , $\eta_{pol} = \eta_y$

↔ TR. REALE

- TRASFORMAZIONE REALE (POLITR. REALE: $(T_2/T_1) = (P_2/P_1)^{\frac{m-1}{m}}$)

$\boxed{1-2}$: $\cancel{Q} + L_i = \Delta h + \cancel{\Delta E_c}$ ⇒ $L_i = c_p (T_2 - T_1) = \frac{K}{K-1} R T_1 (T_2/T_1 - 1)$ ⇒ $\boxed{L_i = \frac{K}{K-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)}$

- TRASFORMAZIONE ISENTROPICA (ISENTROPICA: $(T_2/T_1) = (P_2/P_1)^{\frac{K-1}{K}}$)

$\boxed{1-2}$: $\cancel{Q} + L_i = \Delta h + \cancel{\Delta E_c}$ ⇒ $L_i = c_p (T_2 - T_1) = \frac{K}{K-1} R T_1 (T_2/T_1 - 1)$ ⇒ $\boxed{L_{is} = \frac{K}{K-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{K-1}{K}} - 1\right)}$

- TRASFORMAZIONE POLITROPICA (POLITROPICA REVERSIBILE $L_\omega = 0$)

$\boxed{1-2}$: $L_i = \int_1^2 v \, dP + \cancel{\Delta E_c} + \cancel{\Delta E_g} + \cancel{L_\omega}_{hp} = \ldots\ldots$ ⇒ $\boxed{L_i = \frac{m}{m-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)}$

(BERNOULLI GENERALIZZATO)

PRESTAZIONI DEL TURBOCOMPRESSORE

CURVA CARATTERISTICA DEL TURBOVENTILATORE

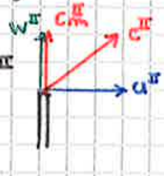
$\boxed{\text{VENTILATORE}}$: $L_i \rightarrow \Delta E_c \qquad \Delta P \approx 0 \Rightarrow \rho = \text{cost}$

- $L_i = \int_1^2 v\,dP + \Delta E_c + \cancel{\Delta E_g} + L_w$ (BERNOULLI GENERALIZZATO)

$$L_i = \frac{\Delta P}{\rho} + \Delta E_c + L_w = \frac{\Delta P^\circ}{\rho^\circ} + L_w = \frac{P_2^\circ - P_1^\circ}{\rho^\circ} + L_w = \frac{P_1^\circ}{\rho^\circ}\left(\frac{P_2^\circ}{P_1^\circ} - 1\right) + L_w = \frac{P_1^\circ}{\rho_1^\circ}\left(\beta^\circ - 1\right) + L_w$$

INOLTRE SAPPIAMO CHE:

- $L_i = c_u^{II} u^{II} - \cancel{c_u^{I} u^{I}} = u^{II} \cdot u^{II} = {u^{II}}^2$ $\qquad c_u^{I} = 0$ SE NON C'È PREGIRANTE ; $c_u^{II} = u^{II}$



$$\boxed{\beta^\circ = 1 + \frac{(L_i - L_w)}{\frac{P_1^\circ}{\rho_1^\circ}}}$$

$$\begin{cases} L_w \propto {w_R^{II}}^2 & \text{hp: MOTO TURBOLENTO} \\ \dot{m} = \xi^{II} \rho^{II} \pi d^{II} \ell^{II} w_R^{II} \end{cases} \Rightarrow L_w \propto {w_R^{II}}^2 \propto \frac{\dot{m}^2}{{\rho^{II}}^2} = \left(\frac{\dot{m}}{\rho_1^\circ}\right)^2 \Rightarrow \boxed{L_w \propto \left(\frac{\dot{m}}{\rho_1^\circ}\right)^2}$$

w_R ← RADIALE*

$$\begin{cases} L_i \propto {u^{II}}^2 \\ u^{II} = \pi d^{II} \cdot n \end{cases} \Rightarrow L_i \propto {u^{II}}^2 \propto n^2 \Rightarrow \boxed{L_i \propto n^2}$$

* $c_m^{II} = w_m^{II} = w^{II}$ ↑ SE $\beta^{II} = 90°$

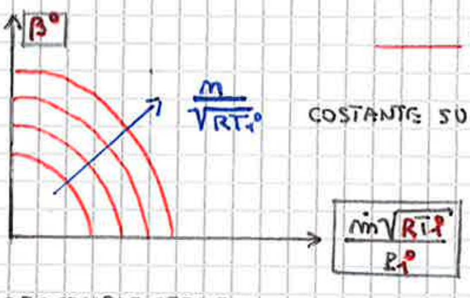
$$\begin{cases} \dfrac{L_i}{P_1^\circ/\rho_1^\circ} \propto \dfrac{n^2}{RT_1^\circ} \\[2ex] \dfrac{L_w}{P_1^\circ/\rho_1^\circ} \propto \dfrac{(\dot{m}/\rho_1^\circ)^2}{P_1^\circ/\rho_1^\circ} = \dfrac{\dot{m}^2}{{\rho_1^\circ}^2 \frac{P_1^\circ}{\rho_1^\circ}} = \dfrac{\dot{m}^2}{\rho_1^\circ P_1^\circ} = \dfrac{\dot{m}^2}{\frac{P_1^\circ P_1^\circ}{RT_1^\circ}} = \dfrac{\dot{m}^2 RT_1^\circ}{{P_1^\circ}^2} \end{cases}$$

QUINDI:

$$\beta^\circ = \beta^\circ\left(\frac{n^2}{RT_1^\circ} ; \frac{\dot{m}^2 RT_1^\circ}{{P_1^\circ}^2}\right)$$

CHE DIVENTA $(\sqrt{\ })$

$$\boxed{\beta^\circ = \beta^\circ\left(\frac{n}{\sqrt{RT_1^\circ}} ; \frac{\dot{m}\sqrt{RT_1^\circ}}{P_1^\circ}\right)}$$



CARATTERISTICA INTERNA DELLA TURBOMACCHINA

COSTANTE SU CIASCUNA CURVA (NB!)

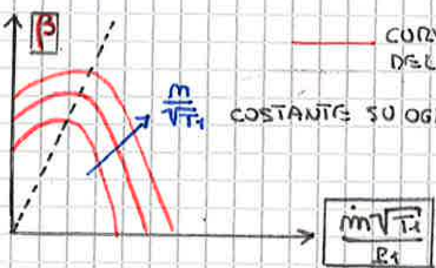
CURVA CARATTERISTICA DEL TURBOCOMPRESSORE

$\boxed{\text{TURBOCOMPRESSORE}}$

- NON È PIÙ VERA L'IPOTESI : $\Delta P \approx 0$
- NON È RIGOROSAMENTE VERO: $L_w \propto {w_R^{II}}^2$
- $\dfrac{\dot{m}\sqrt{RT_1^\circ}}{P_1^\circ} \rightarrow \dfrac{\dot{m}\sqrt{T_1}}{P_1}$: R NON SI RIPORTA PERCHÉ IN PRATICA SI CONSIDERA SEMPRE ARIA

INOLTRE $\beta^\circ, P_1^\circ, T_1^\circ \rightarrow \beta, P_1, T_1$ POICHÉ $c_1 \approx 0$ (CONDIZIONI STATICHE E TOTALI PRAT. COINCIDONO)

LA CURVA CARATTERISTICA DIVENTA :



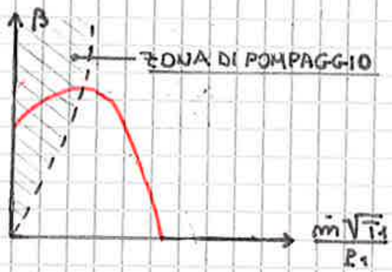
CURVA CARATTERISTICA DEL TURBOCOMPRESSORE

COSTANTE SU OGNI CURVA (NB!)

(DIAGRAMMA ANALOGO A QUELLO DEGLI UGELLI)

ANOMALIE DI FUNZIONAMENTO

POMPAGGIO E STALLO ROTANTE



NELLA ZONA DI POMPAGGIO SI HA FUNZIONAMENTO INSTABILE
BISOGNA EVITARE IL FENOMENO DEL POMPAGGIO PERCHE' ALLA LUNGA FA SCENDERE LE PRESTAZIONI DELLA MACCHINA PORTANDOLA A ROTTURA.

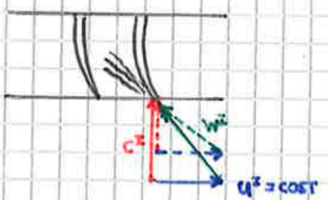
A SEGUITO DEL POMPAGGIO AVVIENE IL FENOMENO DI:

STALLO ROTANTE

LE PORTATE SONO MINORI RISPETTO AL POMPAGGIO

$\boxed{\omega = cost \quad \dot{m} \searrow \Rightarrow (c_m^I \searrow) \Rightarrow c^I \searrow \quad \text{MENTRE } u^I = cost \Rightarrow \text{AUMENTA L'INCIDENZA}}$

NB: QUANDO AUMENTA L'INCIDENZA IL FLUIDO TENDE A STACCARSI DA UNA PALETTA



NEL CANALE ADIACENTE ALLA PALETTA CADUTA IN STALLO (A SX) PASSA UNA PORTATA MINORE RISPETTO AGLI ALTRI CANALI

QUESTA PORTATA DOVRA' ESSERE SMALTITA DAGLI ALTRI CANALI ADIACENTI.

LA PALETTA A SX DI QUELLA INIZIALMENTE IN STALLO CADE ANCH'ESSA IN STALLO E QUELLA CHE INIZIALMENTE ERA IN STALLO ESCE DALLO STALLO

$\Rightarrow$ LO STALLO SI PROPAGA IN DIREZIONE OPPOSTA ALLA u

CONFIGURAZIONI TURBOCOMPRESSORI

TC. CENTRIFUGO

INGRESSO ASSIALE - USCITA RADIALE $(u^{II} > u^I)$ $(\beta_{STADIO} = 2 \div 4$; $\dot{m}$ BASSA$)$ GEN. MONOSTADIO

IN PROGETTO: IL FLUIDO ENTRA CON VELOCITA' w^I TANGENTE ALLA LINEA MEDIA DEL PROFILO

$\Rightarrow i_g = 0$ (STIAMO PARLANDO DELLA GIRANTE) ; w^{II} E' IMPOSTA DALLA PALETTATURA (ANCHE FUORI P.)

$\Rightarrow \delta_g = 0$; IL FLUIDO ENTRA NEL DIFFUSORE CON VELOCITA' c^{II} TANGENTE ALLA LINEA DEL PROFILO

$\Rightarrow i_d = 0$; $c_m = cost \Rightarrow$ (ESSENDO $\frac{\rho^I}{\rho^{II}} < 1$) $\Rightarrow \frac{A_I}{A^{II}} > 1$; $c_m^I = c^I$ SE NON C'E' PREGIRANTE

TC. ASSIALE

INGRESSO ASSIALE - USCITA ASSIALE $(u^{II} = u^I)$ $(\beta_{1STADIO} = 1.1 \div 1.3$ $\dot{m}$ ELEVATA$)$ GEN. MULTISTADIO

SE ABBIAMO $\dot{m}$ ELEVATA PASSIAMO DA UNA CONF. CENTRIFUGA A UNA CONF. ASSIALE MULTISTADIO PER AVERE β ELEVATO.

RECUPERO NELLE TURBINE

$\boxed{L_{\omega 01} = h_1 - h_{1is} + R_d}$ con $\boxed{R_d = -\int_{P_0}^{P_{1is}} (v - v_{1is})\, dP}$ RECUPERO (NEL DISTRIBUTORE)

$\boxed{L_{\omega 12} = h_2 - h_{2is}' + R_g}$ con $\boxed{R_g = -\int_{P_1}^{P_{2is}'} (v - v_{2is}')\, dP}$ RECUPERO (NELLA GIRANTE)

DIMOSTRAZIONE (PER DISTRIBUTORE d)

- **1° PTD (d)** $Q - L_i = \Delta h + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_\omega$

$\boxed{0-1}$: $\cancel{Q} - \cancel{L_i} = \Delta h + \Delta E_c \Rightarrow h_1 - h_0 + \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = 0 \Rightarrow h_1 = h_0 + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}$

$\boxed{0-1_{is}}$: $\cancel{Q} - \cancel{L_i} = \Delta h + \Delta E_c \Rightarrow h_{1is} - h_0 + \frac{c_{1is}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = 0 \Rightarrow h_{1is} = h_0 + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_{1is}^2}{2}$

DIFFERENZA: $h_1 - h_{1is}$

$$h_1 - h_{1is} = \frac{c_{1is}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_1^2}{2}\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \neq L_{\omega 01}$$

$$h_1 - h_{1is} < L_{\omega 01}$$

- **2° PTD (d)** $T\,ds = \delta Q + \delta L_\omega = dh - v\,dP$

$\boxed{0-1}$: $\int_0^1 T\,ds = \cancel{Q} + L_{\omega 01} = \int_0^1 dh - \int_0^1 v\,dP = h_1 - h_0 - \int_{P_0}^{P_1} v\,dP$

$\boxed{0-1_{is}}$: $\int_0^1 T\,ds = \cancel{Q} + \cancel{L_{\omega 01}} = \int_0^{1is} dh - \int_0^{1is} v\,dP = h_{1is} - h_0 - \int_{P_0}^{P_1} v_{is}\,dP$

DIFFERENZA: $L_{\omega 01} - 0$

$$L_{\omega 01} = h_1 - h_{1is} - \int_{P_0}^{P_1} (v - v_{is})\, dP$$

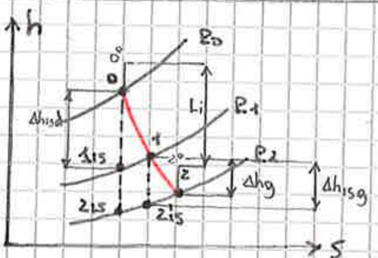
$\boxed{L_{\omega 01} = h_1 - h_{1is} + R_d}$, $\boxed{R_d = -\int_{P_0}^{P_1} (v - v_{is})\, dP}$ RECUPERO NEL DISTRIBUTORE (CVD)

STESSO DISCORSO PER LA GIRANTE g

---

hp: VAPORE → MOLLIER ($h - s$) $\rho = 1/v$

TURBINA A REAZIONE $P_2 < P_1$

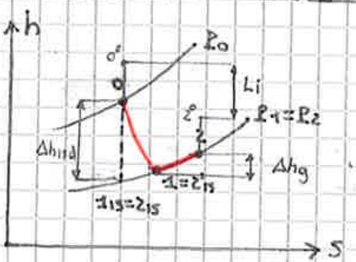


$$X = \frac{-\Delta h_{isg}}{-\Delta h_{isg} - \Delta h_{isd}}$$

$$R = -\frac{\Delta h_g}{L_i}$$

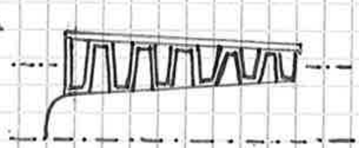
- $0 < X < 1$
- $R > 0$ POICHE' $-\Delta h_g = h_1 - h_2 > 0$

TURBINA AD AZIONE $P_2 = P_1$



- $X = 0$ POICHE' $\Delta h_{isg} = 0$!
- $R < 0$ POICHE' $-\Delta h_g = h_1 - h_2 < 0$

TURBOCOMPRESSORE MULTISTADIO ASSIALE



CARATTERISTICHE:

1) MULTISTADIO → β_{TOT} ELEVATO ($\beta = 20 \div 30$)

2) OGNI STADIO E' COMPOSTO DA UNA g ($L_i \to \Delta P, \Delta E_c$) E DA UN d ($\Delta E_c \to \Delta P$) ($\beta = 1.1 \div 1.3$)

3) POSSONO ESSERE PRESENTI UNA PALETTATURA FISSA A MONTE, DETTA PREGIRANTE E UNA PALETTATURA FISSA A VALLE, DETTA RADDRIZZATORE.

PREGIRANTE: (F) SERVE AD AVERE UNA COMPONENTE TANGENZIALE ALL'INGRESSO DELLO STADIO PER FORNIRE UNA VARIAZIONE DI QUANTITA' DI MOTO AL FLUIDO ENTRANTE

$C_u^{I\,I} \neq 0$ I = 1° STADIO ; I: INGRESSO GIRANTE

RADDRIZZATORE: (F) SERVE A EFFETTUARE UN ULTIMO RECUPERO DI Ec.

4) IL DIAMETRO MEDIO d E L'ALTEZZA DELLA PALETTATURA ℓ SONO GENERALMENTE NON COSTANTI LUNGO L'ASSE DELLA MACCHINA.

ESSENDO: $\dot{m} = \rho^I A^I C_m^I = \rho^{II} A^{II} C_m^{II}$ $\quad \frac{C_m^{II}}{C_m^I} = \frac{\rho^I}{\rho^{II}} \cdot \frac{A^I}{A^{II}}$

QUANDO LE COMPONENTI MERIDIANE SONO DELLO STESSO ORDINE DI GRANDEZZA $C_m^{II} \approx C_m^I$

$\frac{\rho^I}{\rho^{II}} < 1$ LA DENSITA' AUMENTA (COMPRESSIONE)

$\frac{A^I}{A^{II}} > 1 \Rightarrow A^{II} < A^I$: LUNGO L'ASSE L'AREA DI PASSAGGIO ANDRA' A DIMINUIRE

SE d = COST LA VARIAZIONE DI A E' FUNZIONE DELLA VARIAZIONE DI ℓ LUNGO L'ASSE.

5) BASSA DEFLESSIONE DELLA CORRENTE FLUIDA ($\varepsilon = |\alpha - \beta|$) NELLA g E NEL d

QUESTO FA SÌ CHE IL LAVORO NEL SINGOLO STADIO SIA PICCOLO : L_i PICCOLO → β PICCOLO (1.1 ÷ 1.3)

DEFLESSIONE PICCOLA SIGNIFICA:

- NELLA GIRANTE (g) CHE L'ANGOLO TRA W^I E W^{II} E' PICCOLO (ε_g)
- NEL DIFFUSORE (d) CHE L'ANGO TRA C^{II} E C^{III} E' PICCOLO (ε_d)

DEFLESSIONE (ε) PICCOLA ⟺ PALETTA PIATTA

PALETTA PIATTA : SI RIDUCE IL RISCHIO DEL DISTACCO DI VENA FLUIDA DALLA PALETTA.

PERO' IL $M \searrow$

IL PROBLEMA DEL TC ASSIALE E' CHE LA DIREZIONE DEL FLUSSO E' OPPOSTA ALLA DIREZIONE DEL GRADIENTE DI PRESSIONE ⇒ RISCHIO ELEVATO DEL DISTACCO DI VENA

ΔP OSTACOLA IL MOTO, PROVOCA OSCILLAZIONI DELLE PALE ⇒ VIBRAZIONI, RUMORI.

AL CONTRARIO DELLE TURBINE IN CUI ΔP FAVORISCE IL MOTO.

NEI TC CENTRIFUGHI β E' GRANDE PERCHE' IL MOTO DELLE FORZE CENTRIFUGHE AIUTA IL MOTO DEL FLUIDO NELLA DIREZIONE VOLUTA.

IMPIANTI DI TURBINA A VAPORE

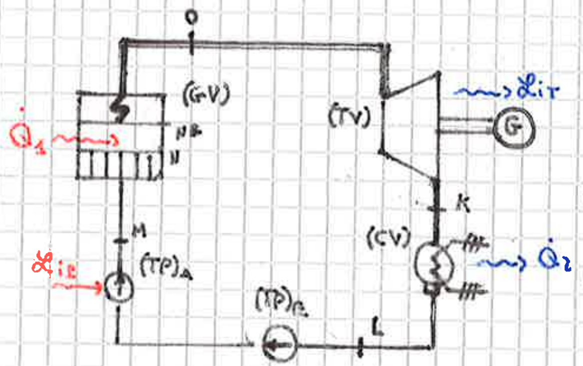
1) IMPIANTO A VAPORE SEMPLICE

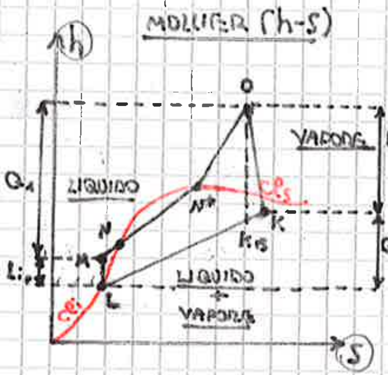
2) IMPIANTO A VAPORE RIGENERATIVO $\rightarrow (\eta \nearrow)$
- CON $(SC)_S$ — $P_V \neq P_P$
- CON $(SC)_M$ — $P_V = P_P$ $(/ P_R = P_E)$

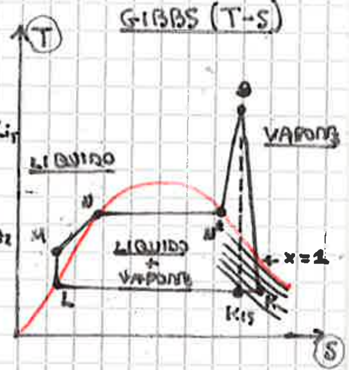
3) IMPIANTO A VAPORE COGENERATIVO / A RECUPERO $\rightarrow (P_{MECC} + P_{TERMICA})$
- TOTALE (UT)
- PARZIALE (UT)+(CV)

CAPIRAI DAGLI ES.

1) IMPIANTO A VAPORE SEMPLICE (RIF. CICLO DI CARNOT)







CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA: TUTTO L'IMPIANTO

$$\dot{Q} - \dot{\mathcal{L}}_i = \underbrace{\cancel{\frac{\partial E}{\partial t}}}_{=0\ (\text{COND. STAZIONARIE})} + \cancel{\Sigma_j \dot{m}_j E_{F_j}} \Rightarrow \boxed{\dot{Q} = \dot{\mathcal{L}}_i}$$

CONV. M. MOTRICI: $\dot{Q} > 0$ EST $\rightarrow$ SIST; $\dot{\mathcal{L}}_i > 0$ SIST $\rightarrow$ EST

$$\boxed{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_2 = \dot{\mathcal{L}}_{iT} - \dot{\mathcal{L}}_{iP} \approx \dot{\mathcal{L}}_{iT}}$$

(DI $\dot{\mathcal{L}}_{iP}$ NE TENIAMO CONTO IN η_0)

TP $\boxed{L \rightarrow M}$: $\dot{\mathcal{L}}_{iP}$ (EST $\rightarrow$ SIST) = COMPRESSIONE DELL'ACQUA IN FASE LIQUIDA

L E M SONO COSÌ VICINI TRA LORO CHE QUASI NON LI DISTINGUO $\dot{\mathcal{L}}_{iP} \ll \dot{\mathcal{L}}_{iT}$

PROPRIAMENTE L E M SAREBBE UNA T. IRREVERSIBILE $(S\ell_\omega \neq 0)$

PER CONVENZIONE ASSUMIAMO $\boxed{h_M \approx h_L}$ [T. IRREV] $\boxed{M \equiv L}$

GV $\boxed{M \rightarrow O}$: IL F. MOTORE, INIZIALMENTE IN FASE LIQUIDA, VIENE RISCALDATO (COMBUSTIONE ESTERNA $\dot{Q}_1 > 0$ EST $\rightarrow$ SIST) PER PASSARE DALLE CONDIZIONI M ALLE CONDIZIONI O. $\boxed{\dot{Q}_1 = \dot{m}(h_O - h_M)}$ $\int_M^O T\,dS = \delta Q + \cancel{S\ell_\omega} = Q_1$ [T. REV]

ECO $M \rightarrow N$: RISCALDAMENTO FINO ALLE CONDIZIONI DI SATURAZIONE A $P = \text{COST}$

VAP $N \rightarrow N^*$: FASE LIQUIDA $\rightarrow$ FASE VAPORE: PASSAGGIO DI STATO A $T = \text{COST}$

SUR $N^* \rightarrow O$: SURRISCALDAMENTO DEL VAPORE.

TV $\boxed{O \rightarrow K}$: $\boxed{\dot{\mathcal{L}}_{iT} = \dot{m}(h_O - h_K)}$ (SIST $\rightarrow$ EST) = ESPANSIONE IN TURBINA $(\Delta P < 0)$ [T. IRREV]

CV $\boxed{K \rightarrow L}$: SOTTRAZIONE DEL CALORE $\dot{Q}_2$ PER RIPORTARE IL F. MOTORE ALLE CONDIZIONI INIZIALI L (FASE LIQUIDA) $\boxed{\dot{Q}_2 = \dot{m}(h_K - h_L)}$ $\int_K^L T\,dS = \delta Q + \cancel{S\ell_\omega} = Q_2$ [T. REV]

DEFINIAMO $\boxed{x_K = \frac{m_{VAP}}{m_{TOT}} = \frac{m_{VAP}}{m_{VAP} + m_{LIQ}}}$ TITOLO DEL VAPORE $(x_K \geq 0.97)$

2) IMPIANTO A VAPORE RIGENERATIVO ($\Rightarrow \eta \uparrow$) (RIF. CICLO RANKINE)

RIGENERAZIONE: AVVIENE UNO SCAMBIO DI CALORE TRA PORZIONI DI SISTEMA

CICLO DI RIF.: CICLO RANKINE A VAPORE SATURO (SENZA SURRISCALDAMENTO)

ISENTROPICO ($O \to K$ ISENTR) (NELLA TRATTAZIONE DELL'ANALOGIA CON IL C. RANKINE)

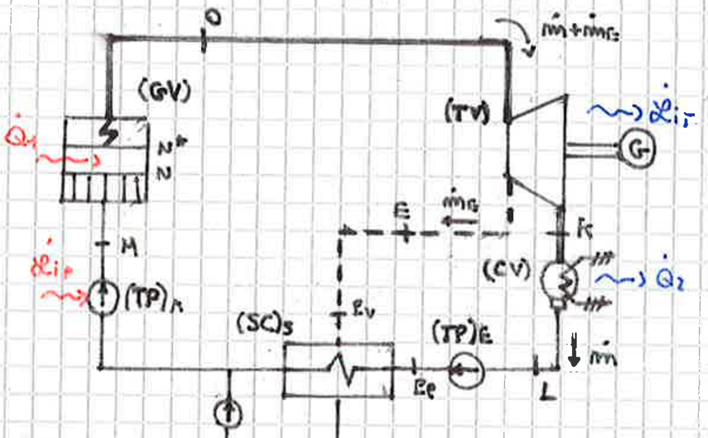
DUE PROBLEMATICHE:

- NON RIESCO A REALIZZARE UNA TURBINA IN CUI IL FLUIDO SI ESPANDE E CONTEMPORANEAMENTE SCALDA IL LIQUIDO
- x_K SAREBBE TROPPO BASSO

QUINDI LA RIGENERAZIONE VIENE REALIZZATA IN UN ALTRO MODO:

UNA FRAZIONE DI PORTATA CHE SI ESPANDE CEDE LA MASSIMA QTÀ DI CALORE CHE PUÒ CEDERE.

$\rightarrow$ $\boxed{\text{AGGIUNGIAMO SPILLAMENTO DI } \dot{m}_E + \text{SCAMBIATORE DI CALORE (SC)}}$



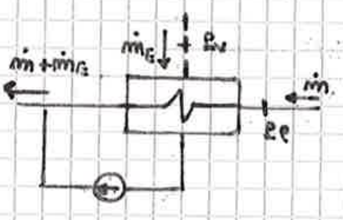
- - - - - SPILLAMENTO RIGENERATIVO

PARTE DEL VAPORE ($\dot{m}_E$) DOPO UNA PARZIALE ESPANSIONE IN TURBINA VIENE ESTRATTA O "SPILLATA" PER ESSERE INVIATA A UNO (SC) PER AUMENTARE LA T DEL LIQUIDO PRIMA DELL'INGRESSO NEL (GV)

CI SONO DUE TIPI DI SCAMBIATORE DI CALORE (SC) (RIGENERATIVI)

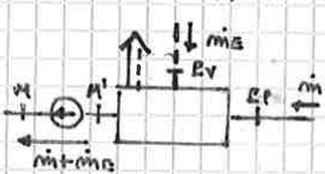
- SCAMBIATORE DI CALORE A SUPERFICIE $(SC)_S$

SI TRATTA DI SCAMBIO DI CALORE SENZA MISCELAZIONE $\boxed{E_V \neq E_P}$



- SCAMBIATORE DI CALORE A MISCELA $(SC)_M$

SI TRATTA DI SCAMBIO DI CALORE CON MISCELAZIONE $\boxed{P_{M'} = P_V (= P_P)}$



M': IL FLUIDO DEVE ESSERE LIQUIDO : $L \to M$ COMPRESS. ACQUA

- LA COMPRESSIONE HA BASSA SPESA SE IL FLUIDO E' LIQUIDO
- LE POMPE FUNZIONANO BENE CON IL LIQUIDO (N E' SULLA CP; DELL'ISOBARA PASSANTE PER M PER NON AVERE VAPORE NELLA TURBOPOMPA)

L'EIETTORE $\Uparrow$ SEPARA E MANDA ALL'EST L'ARIA EVENTUALMENTE PRESENTE NEL VAPORE

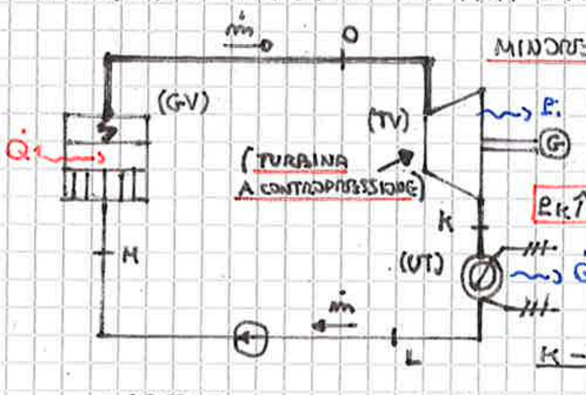
3) IMPIANTO A VAPORE COGENERATIVO / A RECUPERO ($\Rightarrow P_u, \dot{Q}_u$)

IL TERMINE "COGENERATIVO" STA A INDICARE: PRODUZIONE CONGIUNTA DI POTENZA MECCANICA (P_u) (→ EN. ELETTRICA) E CONTEMPORANEAMENTE DI POTENZA TERMICA ($\dot{Q}_u$) (→ SCOPI INDUSTRIALI / CIVILI)

IL TERMINE "A RECUPERO" STA A INDICARE CHE: IL VAPORE SCARICATO DALLA TURBINA VIENE UTILIZZATO IN UN'UTENZA TERMICA (UT)

- IMPIANTO DI TURBINA A V. A RECUPERO TOTALE (CON TURBINA A CONTROPRESSIONE)

TUTTA LA PORTATA SCARICATA DALLA TURBINA VA ALL'UTENZA TERMICA $\boxed{\dot{Q}_2 = \dot{Q}_u}$



MINORE ESPANSIONE IN TURBINA $\Rightarrow L_i$ MINORE

$\boxed{p_K \uparrow}$ AUMENTO LA CP (CONTROPRESSIONE) [1÷5 [bar]]

BASSO $\Delta h = h_0 - h_K$ $\quad P_i \searrow$

$K \rightarrow L$ = TRASF. ISOBARA: $p_L = p_K$

CONSIDERAZIONI:

- p_K E' MAGGIORE RISPETTO A UN IMPIANTO CONVENZIONALE
- $h_0 - h_K$ E' MINORE RISPETTO A UN IMPIANTO CONVENZIONALE $\Rightarrow L_i$ MINORE

QUESTO PER VIA DI UNA MINORE ESPANSIONE IN TURBINA

IL RENDIMENTO UTILE: $\eta_u = \dfrac{P_u}{\dot{Q}_1}$ DIVENTA:

$$\boxed{\eta_u = \frac{P_u}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u}} = \frac{\eta_o P_i}{(\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u)} = \frac{\eta_o(\dot{Q}_1 - \dot{Q}_2)}{(\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u)} = \frac{\eta_o(\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u)}{(\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u)} = \eta_o$$

ULTERIORI CONSIDERAZIONI:

- $\dot{Q}_u$ E P_u NON POSSONO ESSERE SCELTE IN MODO INDIPENDENTE (PASSA LA STESSA $\dot{m}$)
- LA CP (CONTROPRESSIONE) RIDUCE LA P_u

ATTENZIONE! QUANDO STIAMO PER CALCOLARE η_g NON DIMENTICHIAMOCI DI $\dot{Q}_u$!

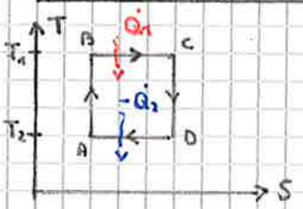
CIOE' NON PARTIAMO DA: $\eta_g = \dfrac{P_u}{\dot{m}_b H_i}$ MA DA $\boxed{\eta_g = \eta_u \cdot \eta_b = \dfrac{P_u}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u} \cdot \eta_b}$ NB!

METODI UTILIZZATI PER AUMENTARE IL RENDIMENTO DELL'IMPIANTO

METODI:

1) AUMENTARE LA PRESSIONE DI VAPORIZZAZIONE P_0 } REALIZZATE INSIEME
2) AUMENTARE LA TEMPERATURA DI VAPORIZZAZIONE T_0
3) SURRISCALDAMENTI RIPETUTI
4) RIDUZIONE DELLA PRESSIONE DI CONDENSAZIONE P_K
5) UTILIZZO DI CICLI COMBINATI : GAS/VAPORE
6) RIGENERAZIONE

CICLO SEMPLICE -> ANALOGIA CON IL CICLO DI CARNOT

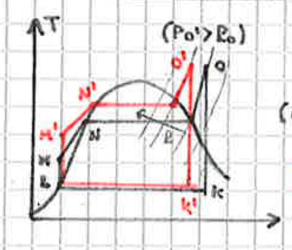


$$\eta_c = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

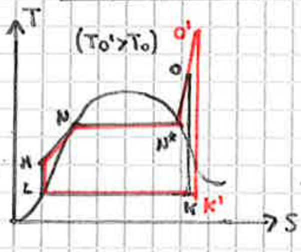
$\boxed{\Delta T \uparrow \Rightarrow \eta \uparrow}$

TANTO PIÙ CRESCE ΔT TANTO PIÙ IL η TENDE A SALIRE

1-2) AUMENTO DI P_0



AUMENTO DI T_0



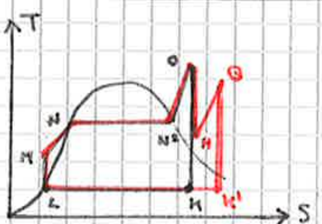
NOTA: PER UNA MIGLIORE INTERPRETAZIONE DEI DISEGNI CONSIDERO K_{1S}.

T_1 = TEMPERATURA MEDIA ALLA QUALE VIENE FORNITO IL CALORE Q_1 (EST -> SIST) (+) : M -> O (GV)

T_2 = COST = TEMPERATURA ALLA QUALE VIENE CEDUTO IL CALORE Q_2 (SIST -> EST) (-) : K -> L (CV)

$$\begin{cases} T_1' > T_1 \\ T_2' = T_2 \end{cases} \Rightarrow \eta' > \eta \quad , \text{ESSENDO } \eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (T_1 \uparrow, \eta \uparrow)$$

3) SURRISCALDAMENTI RIPETUTI



SI ARRESTA L'ESPANSIONE O -> K A UNA PRESSIONE INTERMEDIA E SI RIMANDA IL FLUIDO ALL'INTERNO DEL GV PER AUMENTARNE LA TEMPERATURA DA T_H A T_Q A P = COST ($P_Q = P_H$)

GENERALMENTE $T_Q \leq T_0$

$$\begin{cases} T_1' > T_1 \\ T_2' = T_2 \end{cases} \Rightarrow \eta' > \eta$$

$\boxed{\text{NB: } T_2 = T_K = T_L = \text{COST} \quad (CV)}$

IMPIANTI A GAS E IMPIANTI A CICLO COMBINATO GAS-VAPORE

1) IMPIANTO A GAS SEMPLICE
2) IMPIANTO A GAS COGENERATIVO
3) IMPIANTO A CICLO COMBINATO GAS-VAPORE SEMPLICE
4) IMPIANTO A CICLO COMBINATO GAS-VAPORE COGENERATIVO

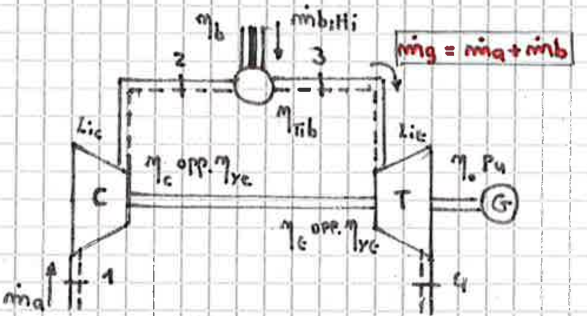
COGENERATIVO: PRODUZIONE CONGIUNTA DI P_u E $\dot{Q}_u$

CICLO COMBINATO: PRODUZIONE DI $P_u = P_{u_{TG}} + P_{u_{TV}}$

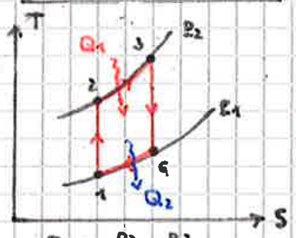
CICLO COMBINATO COGENERATIVO: PRODUZIONE CONGIUNTA DI $P_u = P_{u_{TG}} + P_{u_{TV}}$ E $\dot{Q}_u$

1) IMPIANTO A GAS A CICLO SEMPLICE ($p<$, $T>$ RISP. AGLI IMPIANTI A VAPORE)

$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_b$

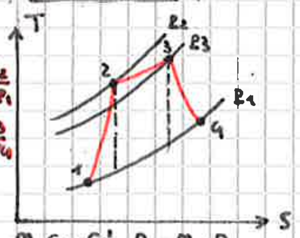


• CICLO IDEALE: C. JOULE



$\beta_{id} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4}$

• CICLO REALE (C. APERTO)



$\beta_c = \frac{p_2}{p_1}$

$\beta_t = \frac{p_3}{p_4}$

$\eta_c; \eta_t; c_p; c_p'; \beta_t = \eta_{\pi b}\beta_c$

• $\eta_o = \frac{P_u}{P_i} \Rightarrow \boxed{P_u = \eta_o P_i = \eta_o \left[\dot{m}_g L_{it} - \dot{m}_a L_{ic}\right]}$ CON $L_{ic} = c_p(T_2 - T_1)$; $L_{it} = c_p'(T_3 - T_4)$

• $L_{id} = L_{it\,id} - L_{ic\,id} = c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1) = c_p T_3\left(1 - \frac{1}{\beta_{id}^{\frac{k-1}{k}}}\right) - c_p T_1\left(\beta_{id}^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) = L_{is}$

ANALOGIA CON IL CICLO JOULE

• $L_{id} = Q_1 - Q_2 = c_p(T_3 - T_2) - c_p(T_4 - T_1) = \underbrace{c_p(T_3 + T_1)}_{cost} - c_p(T_2 + T_4)$

$L_{id} = L_{id\,MAX}$ QUANDO $c_p(T_2 + T_4) = c_p(T_2 + T_4)_{min}$ CIOE' QUANDO $\boxed{T_2 = T_4}$

$\boxed{\beta\ (\Rightarrow L_{id} = L_{id\,max}) = \beta_{opt} = \sqrt{\beta_{min}\beta_{MAX}}}$ $\begin{cases} \beta_{min} = 1 & (p_2 \to p_1) \\ \beta_{MAX} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} & (T_2 \to T_3) \end{cases}$

RENDIMENTO IDEALE: $\boxed{\eta_{id} = 1 - \beta^{-\frac{k-1}{k}}}$

$$\left(\eta_{id} = \frac{L_{id}}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{\frac{T_3}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} - T_1}{T_3 - T_1\beta^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}\ \frac{\cancel{\frac{T_3}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} - T_1}}{\cancel{\frac{T_3}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} - T_1}}\right)$$

QUINDI η_{id} $\begin{cases} \text{- AUMENTA ALL'AUMENTARE DI } \beta \text{ (O DI } L_{id}) \\ \text{- E' INDIPENDENTE DA } T_3 \\ \text{- AUMENTA ALL'AUMENTARE DI } k \text{ (PER GAS MONOATOMICI HANNO VALORI DI } \eta_{id} \text{ PIU' ALTI)} \end{cases}$

• $L_{id} \to L_{i\,REALE}$ DOBBIAMO CONSIDERARE LE PERDITE:

a) PERDITE FLUIDODINAMICHE: $\eta_c = \frac{L_{i\,lim}}{L_i} = \frac{L_{is}}{L_i}$; $\eta_{yc} = \frac{L_{i\,lim}}{L_i} = \frac{L_{i\,pol}}{L_i}$; $\eta_t = \frac{L_i}{L_{i\,lim}} = \frac{L_i}{L_{is}}$; $\eta_{yt} = \frac{L_i}{L_{i\,lim}} = \frac{L_i}{L_{i\,pol}}$

$L_{ic} = \frac{1}{\eta_c} c_p T_1\left(\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) = c_p T_1\left(\beta_c^{\frac{k-1}{k}\cdot\frac{1}{\eta_{yc}}} - 1\right) = c_p T_1\left(\beta_c^{\frac{R}{c_p}\cdot\frac{1}{\eta_{yc}}} - 1\right)$, $\beta_c = \frac{p_2}{p_1}$

$L_{it} = \eta_t c_p' T_3\left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k-1}{k}}}\right) = c_p' T_3\left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k-1}{k}\eta_{yt}}}\right) = c_p' T_3\left(1 - \beta_t^{-\frac{R}{c_p}\eta_{yt}}\right)$, $\beta_t = \frac{p_3}{p_4}$

REAGENTI		GAS COMBUSTI
c_p	$<$	c_p'
R	$<$	R'

b) CALORE NEL COMBUSTORE: $\eta_b = \frac{Q_1}{\dot{m}_b H_i}$ $\boxed{\eta_b \dot{m}_b H_i = \dot{m}_g c_p'(T_3 - T_2)}$, $\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_b$, $T_2 = T_1 + L_{ic}/c_p$

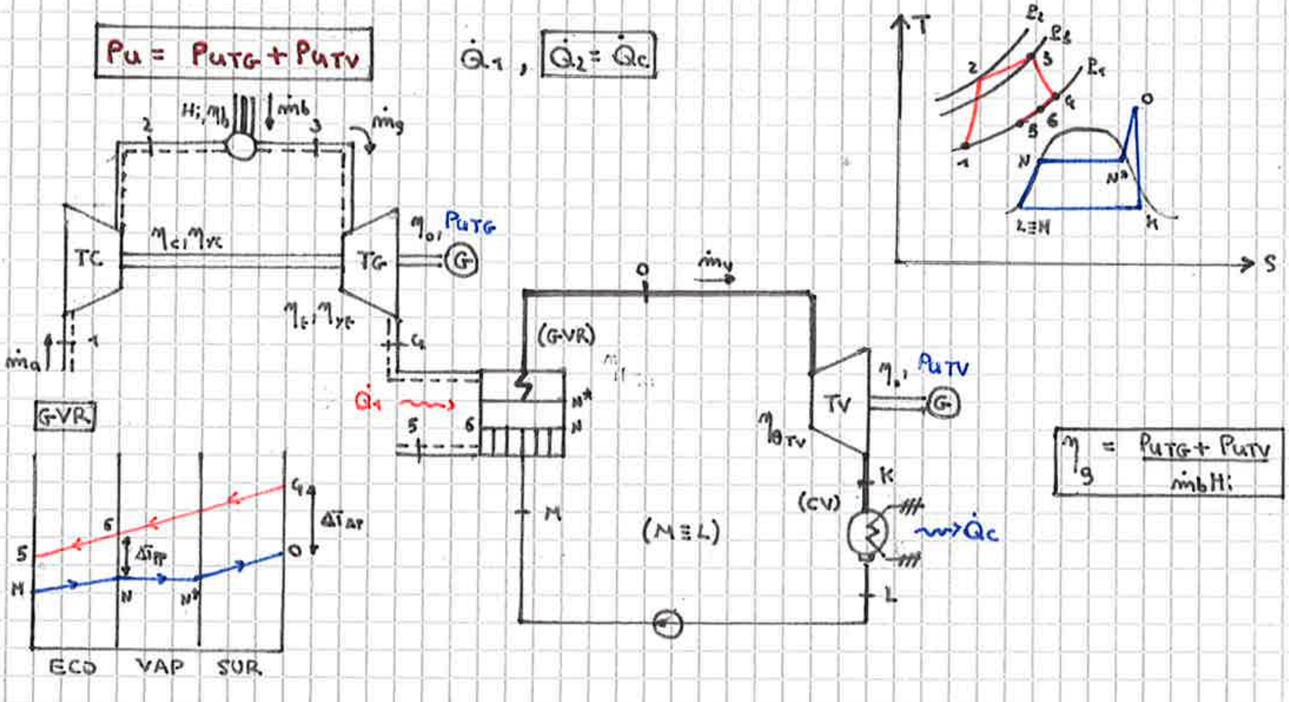
c) CADUTA DI P NEL COMBUSTORE: $\boxed{\eta_{\pi b} = \frac{p_3}{p_2}}$; $\beta_c = \frac{p_2}{p_1}$; $\boxed{\beta_t = \frac{p_3}{p_4} = \frac{\eta_{\pi b} p_2}{p_1} = \eta_{\pi b}\beta_c}$ CON $p_4 = p_1$

d) PERDITE ORGANICHE E MECCANICHE: $\boxed{\eta_o = \frac{P_u}{P_i}}$ $\boxed{P_u = \eta_o\left[\dot{m}_g L_{it} - \dot{m}_a L_{ic}\right]}$; $\boxed{\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_b H_i}}$ $\eta_g = f(T_3)$

• DEFINIAMO $\boxed{\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_b}}$ DOSATURA

3) IMPIANTO A CICLO COMBINATO GAS-VAPORE SEMPLICE

$\boxed{P_u = P_{uTG} + P_{uTV}}$ $\dot{Q}_1$, $\boxed{\dot{Q}_2 = \dot{Q}_c}$

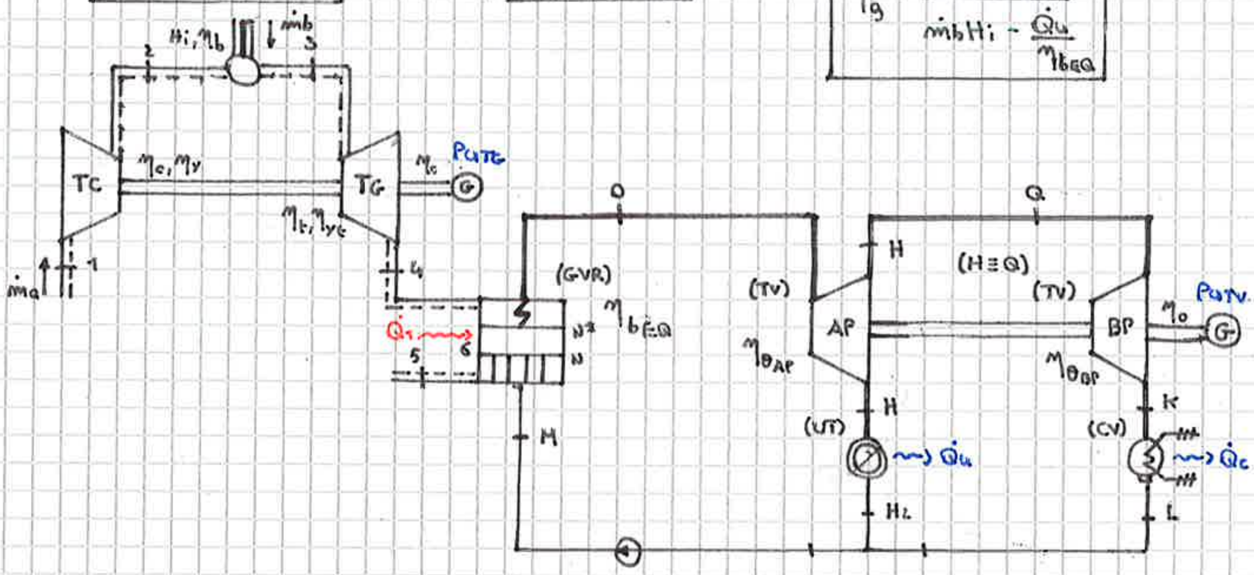


$$\eta_g = \frac{P_{uTG} + P_{uTV}}{\dot{m}_b H_i}$$

4) IMPIANTO A CICLO COMBINATO GAS-VAPORE COGENERATIVO

$\boxed{P_u = P_{uTG} + P_{uTV}}$ $\dot{Q}_1$, $\boxed{\dot{Q}_2 = \dot{Q}_c + \dot{Q}_u}$

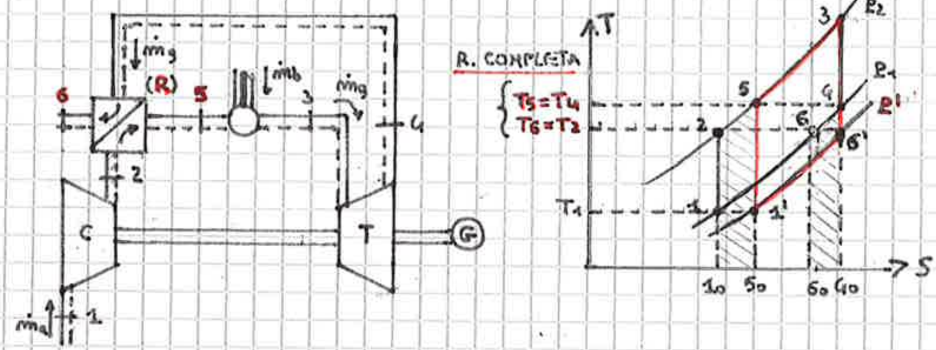
$$\eta_g = \frac{P_{uTG} + P_{uTV}}{\dot{m}_b H_i - \frac{\dot{Q}_u}{\eta_{bEQ}}}$$



3) RIGENERAZIONE (C, R, T)

SCAMBIO DI CALORE TRA PORZIONI DI SISTEMA PER RIDURRE $\dot{Q}_1$ FORNITO DALL'ESTERNO AUMENTANDO IL RENDIMENTO (η_{id}!)

IN GENERALE T_4 E' ELEVATA ⇒ UTILIZZO I GAS CALDI ALL'USCITA DELLA TURBINA PER PRERISCALDARE L'ARIA ALL'USCITA DEL COMPRESSORE PRIMA DELL'INGRESSO NEL COMB.



T_6 = T. DEI GAS IMMESSI IN ATM.

LA RIGENERAZIONE E' POSSIBILE SOLO SE $T_4 > T_2$

INTERNAMENTE, NEL RIGENERATORE, SI SCAMBIANO I CALORI CORRISPONDENTI ALLE AREE : $6_0 6 4 4_0$ (SOTTRATTO AI GAS CALDI) E $1_0 2 5 5_0$ (FORNITA ALL'ARIA FREDDA IN USCITA DAL C)

$6_0 6 4 4_0 = 1_0 2 5 5_0$ IL CALORE SOTTRATTO A UNA VA ALL'ALTRA.

CICLO BASE (1234)		RIGENERAZIONE		CICLO IDEALE NON RIGENERATIVO (1'536')
$Q_1 \cong 1_0 2 3 4_0$	>	$Q_1' \cong 5_0 5 3 4_0$	=	$Q_1'' \cong 5_0 5 3 4_0$
$Q_2 \cong 1_0 1 4 4_0$	>	$Q_2' \cong 1_0 1 6 6_0$	=	$Q_2'' \cong 5_0 1' 6' 4_0$
η_{id}	<	η'_{id}	=	η''_{id}

QUINDI: $\eta'_{id} > \eta_{id}$ POICHE' $\beta' > \beta$

$\left(\beta' = \frac{P_2}{P'} \; ; \; \beta = \frac{P_2}{P_1}\right)$

NON SI REALIZZA PERÒ RIGENERAZIONE COMPLETA

DEFINIAMO ALLORA:

$$\boxed{R_s = \frac{Q}{Q_{MAX}} = \frac{c_p(T_5 - T_2)}{c_p(T_4 - T_2)}}$$

EFFICACIA DELLA RIGENERAZIONE

LA RIGENERAZIONE E' POSSIBILE SOLO PER:

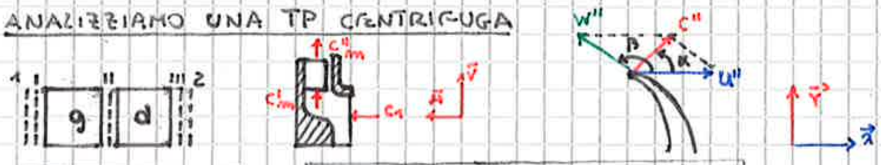
- $T_4 > T_2$

QUINDI PER β MODESTI ; POICHE' PER β ELEVATI $T_4 < T_2$

CONFIGURAZIONE TURBOPOMPE

- TP CENTRIFUGA: INGRESSO ASSIALE - USCITA RADIALE : GEN. MONOSTADIO
- TP ASSIALE: INGRESSO ASSIALE - USCITA ASSIALE : GEN. MULTISTADIO

ANALIZZIAMO UNA TP CENTRIFUGA



$\boxed{L_i = c_u'' u'' - \cancel{c_u' u'}}$ $\boxed{c_u'' > 0 \text{ SE: } \alpha'' < 90° \Rightarrow \beta'' > 90°}$

$\beta'' > 90$ SOLUZIONE ADOTTATA:
- c'' PIÙ PICCOLO
- DIFF. NON PALETTATO
- RECUPERO MENO EC NEL d

$\dot{m} = \rho \dot{Q} = \rho'' \varepsilon'' \pi d'' \ell'' c_m'' = \rho \varepsilon'' \pi d'' \ell'' w_R''$

SIMILITUDINE FLUIDODINAMICA

CONDIZIONI NECESSARIE:

- SIMILITUDINE GEOMETRICA
- SIMILITUDINE DEI TdV

SE VIGE LA SIMILITUDINE FLUIDODINAMICA TRA DUE TURBOPOMPE A E B:

$$\begin{cases} \dfrac{H_{uA}}{H_{uB}} = \dfrac{d_A''^2}{d_B''^2} \cdot \dfrac{m_A^2}{m_B^2} \\[2mm] \dfrac{Q_A}{Q_B} = \dfrac{d_A''^3}{d_B''^3} \cdot \dfrac{m_A}{m_B} \end{cases} \qquad \begin{cases} \dfrac{H_{uA}}{H_{uB}} = \dfrac{m_A^2}{m_B^2} \\[2mm] \dfrac{Q_A}{Q_B} = \dfrac{m_A}{m_B} \end{cases} \qquad \boxed{H_u \propto d''^2 \cdot m^2} \quad \boxed{Q \propto d''^3 \cdot m}$$

SU UNA STESSA MACCHINA:

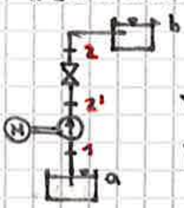
$$\begin{cases} \dfrac{H_u'}{H_u} = \left(\dfrac{m'}{m}\right)^2 \\[2mm] \dfrac{Q'}{Q} = \dfrac{m'}{m} \end{cases}$$

REGOLAZIONE DI UNA TURBOPOMPA:
- A) LAMINAZIONE ALLA MANDATA (VARIO Q_M)
- B) VARIAZIONE DEL NUMERO DI GIRI (VARIO m)

A) LAMINAZIONE ALLA MANDATA ($Q \to Q'$)

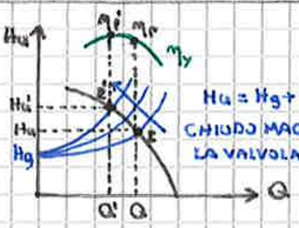
$Q' \to H_u', \eta_p' \Rightarrow P_{ASS}' = \dfrac{\gamma Q' H_u'}{\eta_p'}$

LA RIDUZIONE DI PORTATA E' OTTENUTA, AUMENTANDO LE PERDITE DI CARICO CONCENTRATE NEL CIRCUITO: INSERIAMO IN SERIE UNA VALVOLA RIDUTTRICE ($\to Y_v$)



$Y_c' = Y_c + Y_v$

Y_v = PERDITA DI CARICO DELLA VALVOLA



MAN MANO CHE SI CHIUDE LA VALVOLA SI RIDUCE LA PORTATA E SI AUMENTANO LE PERDITE ATTR. LA V.

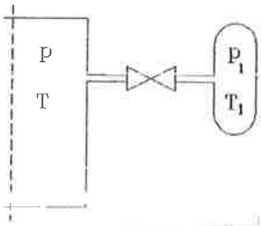
NB: LA VALVOLA NON SI POSIZIONA MAI PRIMA DELLA POMPA (LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE) POICHÉ AVREI BASSA P ALL'INGRESSO DELLA POMPA. CASO ESTREMO: SE PA (ASPIRAZIONE) SCENDE FINO AL VALORE DI Pv (P DI SATURAZIONE ALLA T. DEL FLUIDO) SI FORMA VAPORE; QUESTO VIENE COMPRESSO E IMPLODE NELLA GIRANTE ⇒ MARTELLAMENTO SULLA GIRANTE: FENOMENO DELLA CAVITAZIONE.

ESERCITAZIONE 1

[23/03/17]

ESERCIZIO 1

1) Una bombola della capacità di 5 litri, contenente aria nelle condizioni p_1 = 1 bar, T_1 = 300 K, è collegata tramite valvola ad un grande serbatoio contenente aria alla pressione di 15 MPa e alla temperatura di 290 K. Aprendo la valvola, nella bombola entra aria fino a che in essa non si raggiunge la pressione di 15 MPa. Trascurando gli scambi di calore con l'esterno durante il processo di riempimento, determinare la massa di aria che entra e la temperatura media nella bombola al termine del riempimento.



DATI

$V_B = 5\ [\ell]$

$P_{B1} = 1\ [bar] = 10^5\ [Pa]$

$T_{B1} = 300\ [K]$

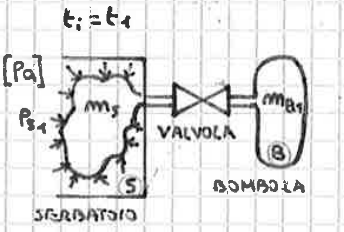
$P_{S1} = 15\ [MPa]$

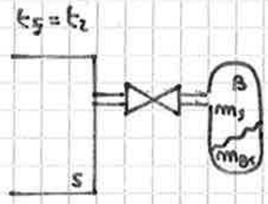
$T_{S1} = 290\ [K]$

$P_{B2} = 15\ [MPa]$

$Q_{SE} = 0$

- $m_2 = ?$
- $T_2\ (= T_{mB2}) = ?$





$\overline{M}_{ARIA} = 29\ \left[\frac{g}{mol}\right]$

$K_{ARIA} = 1.4$

$m_{B2} = m_S + m_{B1}$

(SOSTANZIALE/LAGRANGIANO)

$\boxed{\delta Q \oplus \delta L = dE = dU + dE_c + dE_g + dE_\omega}$ (CONSERVAZIONE ENERGIA)

$\oplus$ (EST → SIST) (CONV: MACCH. OPERATR.)

$Q + L = \Delta E = \Delta U + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_\omega$

$\boxed{\delta L = -p\,dV + dE_c + dE_g + \delta L_\omega}$ (CONSERVAZIONE ENERGIA MECCANICA)

$L = -\int p\,dV + \Delta E_c + \Delta E_g$

GRANDEZZE INTENSIVE (1/m)

RISOLUZIONE[1] (APPROCCIO SOSTANZIALE / LAGRANGIANO → SISTEMA CHIUSO → SUP. DI CONTORNO)

$$\underbrace{\cancel{\mathcal{Q}}}_{=0} + \mathcal{L} = \Delta \mathcal{E} = \Delta U + \underbrace{\cancel{\Delta \mathcal{E}_c}}_{=0} + \underbrace{\cancel{\Delta \mathcal{E}_g}}_{=0} + \underbrace{\cancel{\Delta \mathcal{E}_\omega}}_{=0}$$

(hp DEL PROBL.) (V. BASSA) (F. COMPRIMIBILE) (SISTEMA INERZIALE)

$\mathcal{L} = \Delta U$

$$\mathcal{L} = \mathcal{L}_S = m_S L_S = -m_S\left(\int_{V_1}^{V_2} p\,dV + \underbrace{\cancel{\Delta E_c}}_{=0} + \underbrace{\cancel{\Delta E_g}}_{=0}\right) = -m_S P_{S1}\int_{V_{S1}}^{0} dV = +m_S P_{S1} V_{S1} = m_S R T_{S1}$$

$\Delta U = m\Delta U = m c_v \Delta T = m_2 c_v T_2 - (m_S c_v T_{S1} + m_B c_v T_{B1})$

$\mathcal{L} = \Delta U \iff m_S R T_{S1} = m_2 c_v T_2 - m_S c_v T_{S1} - m_B c_v T_{B1}$

$m_S (R + c_v) T_{S1} = m_2 c_v T_2 - m_B c_v T_{B1}$

LEGGE DEI GAS : $P/\rho = RT$, R = COST. SPECIFICA = $\frac{R_0}{\overline{M}} = 8314\left[\frac{J}{Kmol\,K}\right]\cdot\frac{1}{29}\left[\frac{Kmol}{Kg}\right] = 287\left[\frac{J}{Kg\,K}\right]$

$\rho = \frac{m}{V} \Rightarrow \frac{PV}{m} = RT \Rightarrow m = \frac{PV}{RT}$

$m_S (R + c_v) T_{S1} = \frac{P_2 V_2}{R\cancel{T_2}} c_v \cancel{T_2} - \frac{P_{B1} V_B}{R\cancel{T_{B1}}} c_v \cancel{T_{B1}}$, $V_2 = V_B$

$$m_S (R + c_v) T_{S1} = \frac{c_v}{R} V_B (P_2 - P_{B1}) \Rightarrow m_S = \frac{c_v V_B}{R T_{S1}}\frac{(P_2 - P_{B1})}{(R + c_v)} = \frac{V_B}{k R T_{S1}}(P_2 - P_{B1}) = \frac{5\cdot 10^{-3}(15\cdot 10^6 - 10^5)}{1.4\cdot 287\cdot 290} = 0.639\ [Kg]$$

$$m_B = \frac{P_{B1} V_B}{R T_{B1}} = \frac{10^5 \cdot 5\cdot 10^{-3}}{287\cdot 300} = 5.81\cdot 10^{-3}\ [Kg]$$

$$m_2 = m_S + m_B = 0.639 + 5.81\cdot 10^{-3} = 0.645\ [Kg] \quad ; \quad T_2 = \frac{P_{B2} V_B}{m_2 R} = \frac{15\cdot 10^6 \cdot 5\cdot 10^{-3}}{0.645\cdot 287} = 405.05\ [K]$$

ESERCIZIO 3

3) In un impianto per riscaldare un ambiente, il ventilatore V aspira 1.5 m^3/s di aria dall'esterno nelle condizioni p_e = 1 bar, t_e = 5 °C e la manda in una tubazione in cui è inserito un riscaldatore R che le fornisce calore. L'aria effluisce nell'ambiente A, ad una pressione pari a quella esterna, con velocità trascurabile. Sapendo che il ventilatore è azionato da un motore M che eroga la potenza di 3.7 kW (η_m = 0.97), valutare la potenza termica richiesta al riscaldatore R affinchè l'aria effluisca in A con una temperatura di 35 °C.
(c_p = 1005 J/kg·K, R = 287 J/kg·K).

DATI

$\dot{V}_E = 1.5 \left[\frac{m^3}{s}\right]$ (PORTATA VOLUMICA)

$P_E = 1 [bar] = 10^5 [Pa]$

$T_E = 5 [°C] = 278{,}15 [K]$

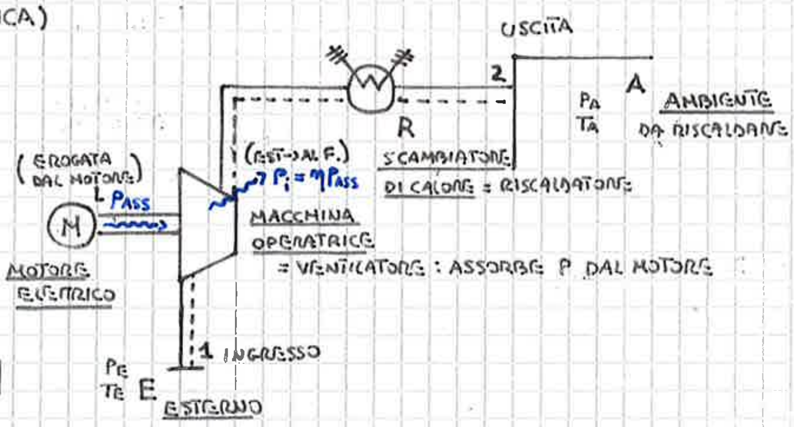
$P_A = 1 [bar] = 10^5 [Pa]$

$T_A = 35 [°C] = 308.15 [K]$

$P_{ASS} = 3.7 [kW]$; $\eta_M = 0.97$

$C_p = 1005 [J/kgK]$; $R = 287 [J/kgK]$

$\dot{Q} = ?$ (POTENZA TERMICA)



RISOLUZIONE

APPLICO LA CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA (1° PDT) TRA 1 E 2

$$\dot{Q} + \dot{\mathcal{L}}_i = \underbrace{\cancel{\frac{\partial E}{\partial t}}}_{=0 \text{ (M. STAZIONARIO)}} + \sum_j \dot{m}_j E_{Fj} \qquad \sum_j \rightarrow 1 \text{ IN E } 1 \text{ OUT}$$

$$\dot{\mathcal{L}}_i = P_i = \eta P_{ASS} = 0.97 \cdot 3.7 = 3.589 \, [kW]$$

$$\dot{Q} + \dot{\mathcal{L}}_i = \dot{m}_2 (h_2 + \cancel{E_{c2}}) - \dot{m}_1 (h_1 + \cancel{E_{c1}}) \quad , \quad \dot{m}_2 = \dot{m}_1 = \dot{m}$$

$$\dot{Q} + \dot{\mathcal{L}}_i = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m} c_p (T_2 - T_1) \quad , \quad T_2 = T_A \; ; \; T_1 = T_E$$

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{dm}{dV} = \frac{\dot{m}}{\dot{V}} \Rightarrow \dot{m} = \rho \dot{V} = \rho_E \dot{V}_E = \frac{P_E \dot{V}_E}{R T_E} = \frac{10^5 \cdot 1.5}{287 \cdot 278.15} = 1.88 \left[\frac{kg}{s}\right]$$

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_A - T_E) - \dot{\mathcal{L}}_i = 1.88 \cdot 1005 (35 - 5) - 3589 = 56'682 - 3'589 = 53'093 [W] = 53.093 [kW]$$

DALL'ESTERNO AL SISTEMA

RICORDA: CONVENZIONE MACCHINE OPERATRICI

$$\dot{Q} + \dot{\mathcal{L}} = \ldots \begin{cases} \dot{Q} > 0 & EST \rightarrow SIST \\ \dot{\mathcal{L}} > 0 & EST \rightarrow SIST \end{cases}$$

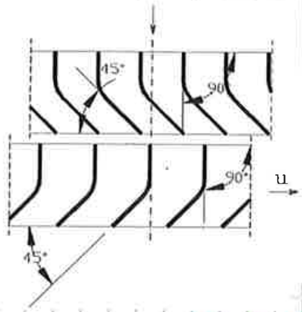
CONVENZIONE MACCHINE MOTRICI

$$\dot{Q} - \dot{\mathcal{L}} = \ldots \begin{cases} \dot{Q} > 0 & EST \rightarrow SIST \\ \dot{\mathcal{L}} < 0 & SIST \rightarrow EST \end{cases}$$

ESERCITAZIONE 2

ESERCIZIO 1

1) Le palettature (fissa e mobile) di una turbomacchina assiale hanno diametro medio d = 0.5 m ed altezza costante lungo l'asse. La girante ruota, nel verso indicato, con velocità angolare di 240 rad/s. La macchina riceve acqua con velocità diretta assialmente e pari a 50 m/s. Tracciati i triangoli di velocità, calcolare il lavoro massico interno e dire se la macchina funziona come motrice o operatrice. Determinare inoltre la presumibile velocità angolare che discriminerebbe i due modi di funzionamento della macchina.



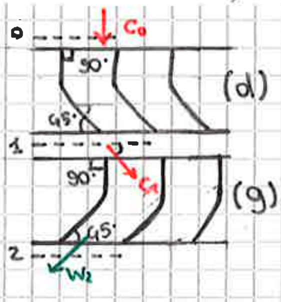
DATI

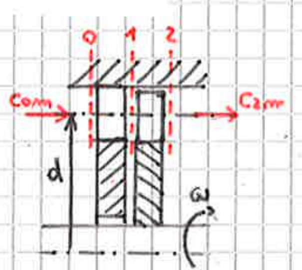
$d = 0.5$ [m] (FISSO)

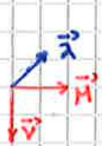
$\omega = 240$ [rad/s]

FLUIDO: ACQUA (MOBILE)

$C_0 = 50$ [m/s] $= C_{0a}$ $(\alpha_0 = 90°)$



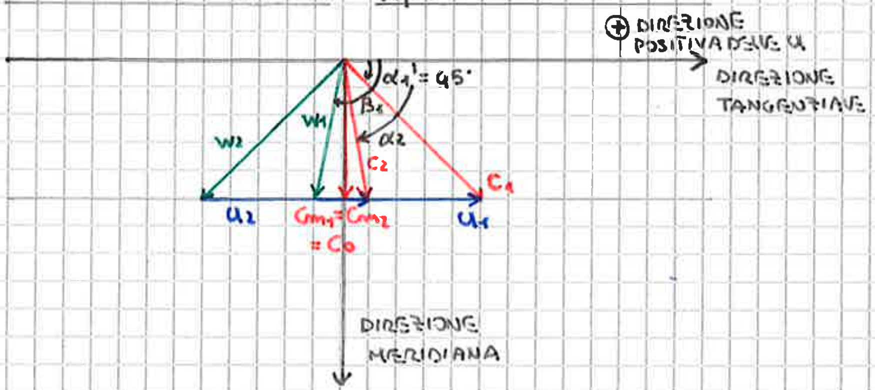


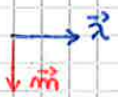


- DISEGNARE I TRIANGOLI DELLE VELOCITÀ
- $L_i = ?$ MOTRICE O OPERATRICE ?
- ω' CHE DISCRIMINA I DUE MODI DI FUNZIONAMENTO ?

RISOLUZIONE

- TRIANGOLI DELLE VELOCITÀ hp: MACCHINA MOTRICE





CONSERVAZIONE DELLA PORTATA (CONTINUITÀ):

$$\dot{m} = \rho_0 \xi_0 \pi d_0 \ell_0 C_{m_0} = \rho_1 \xi_1 \pi d_1 \ell_1 C_{m1} = \rho_2 \xi_2 \pi d_2 \ell_2 C_{m2}$$

SAPPIAMO CHE: | IPOTIZZO: | ALLORA:

$d_0 = d_1 = d_2 = d$

$\ell_0 = \ell_1 = \ell_2 = \ell$

$\rho_0 = \rho_1 = \rho_2 = \rho$ $(H_2O \rightarrow \rho = cost)$

$\xi_0 = \xi_1 = \xi_2 = \xi$

$C_{m0} = C_{m1} = C_{m2} = C_m$ $C_m = C_a + \cancel{C_R} = C_0$

$C_0 = C_1 \sin\alpha_1 \Rightarrow C_1 = C_0/\sin\alpha_1 = 50/\sin 45° = 70.71$ [m/s]

$u = \omega \cdot \frac{d}{2} = 240 \cdot \frac{0.5}{2} = 60$ [m/s]

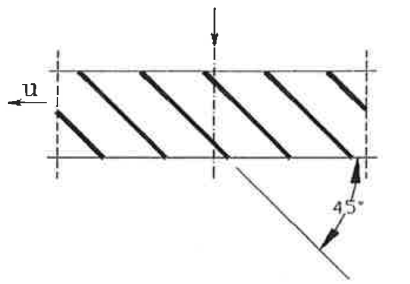
$W_{1m} = C_0 = 50$ [m/s]

$W_{1u} = C_{1u} - u = C_1 \cos\alpha_1 - u = \underbrace{70.71 \cos 45°}_{= 50 \text{ [m/s]}} - 60 = -10$ [m/s]

$W_1 = \sqrt{W_{1m}^2 + W_{1u}^2} = \sqrt{50^2 + (-10)^2} =$
$= 50.99$ [m/s]

ESERCIZIO 2

2) Una turbomacchina assiale è costituita da una palettatura mobile con diametro medio d = 1 m ed altezza l = 0.2d costanti lungo l'asse, funzionante, con acqua, nelle seguenti condizioni: velocità periferica media u = 30 m/s; velocità del fluido all'ingresso c_1 = 60 m/s diretta assialmente.
Tracciati i triangoli delle velocità, determinare la potenza interna della macchina e dire se si tratta di macchina motrice o di macchina operatrice.



Soluzione: P_i = 33.25 MW, macchina motrice.

DATI

TM ASSIALE AD ACQUA

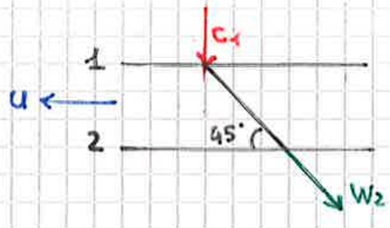
$d = 1\ [m]$

$\ell = 0.2\,d$

$u = 30\ [m/s]$

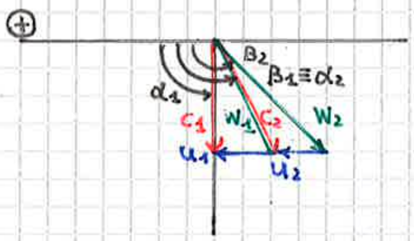
$C_1 = 60\ [m/s]\ [\vec{\mu}]$

- TdV
- Pi
- M.M. o M.O.?



$\left(\delta = |\beta - \beta'| = 0 \text{ SEMPRE PER LA TEORIA UNIDIM.}\right)$

- TRIANGOLI DELLE VELOCITÀ



RISOLUZIONE

$\alpha_1 = 90°$

$C_1 = 60\ [m/s]$

$u_1 = 30\ [m/s]$

$W_1 = \sqrt{C_1^2 + u_1^2} = \sqrt{60^2 + 30^2} = 67.082\ [m/s]$

$W_{1m} = C_1 = W_1 \cos(\beta_1 - 90) \Rightarrow \beta_1 = 90 + \arccos\left(\frac{C_1}{W_1}\right) = 90 + \arccos\left(\frac{60}{67.082}\right) = 116.56°$

EQ. DI CONTINUITÀ

$\dot{m}_1 = \cancel{\varepsilon_1}\cancel{\rho_1} C_{1m} \cancel{\pi d_1 \ell_1} = \cancel{\varepsilon_2}\cancel{\rho_2} C_{2m} \cancel{\pi d_2 \ell_2} = \dot{m}_2$

$C_{2m} = C_{1m} = C_1$

$\beta_2 = 90 + 45 = 135°$

$u_2 = u_1 = 30\ [m/s]$

$C_1 = W_2 \cos(\beta_2 - 90) \Rightarrow W_2 = \frac{C_1}{\cos(\beta_2 - 90)} = \frac{60}{\cos 45°} = 84.85\ [m/s]$

$|W_{2a}| = W_2 \sin(\beta_2 - 90) = 84.85 \sin 45 = 60\ [m/s]$

$C_{2a} = u_2 + W_{2a} = 30 - 60 = -30\ \left[\frac{m}{s}\right] \Rightarrow C_2 = \sqrt{C_1^2 + C_{2a}^2} = \sqrt{60^2 + 30^2} = 67.082\ [m/s]$

$|C_{2a}| = C_2 \sin(\alpha_2 - 90) \Rightarrow \alpha_2 = 90 + \arcsin\left(\frac{|C_{2a}|}{C_2}\right) = 90 + \arcsin\left(\frac{30}{67.082}\right) = 116.56° \equiv \beta_1$

hp: MACCH. MOTRICE

$L_i = u(C_{1u} - C_{2a}) = u(\cancel{C_{1a}} - C_{2a}) = 30(-(-30)) = 900\ [J] \Rightarrow$ M. MOTRICE •

$\boxed{\text{ASSUMO } \varepsilon = 0.98}$: $\dot{m} = \varepsilon_1 \rho_1 C_{1m} \pi d_1 \ell_1 = 0.98 \cdot 1000 \cdot 60 \cdot 3.14 \cdot 1 \cdot 0.2 = 36'926.4\ \left[\frac{kg}{s}\right]$

- $P_i = \dot{m} L_i = 36'926.4 \cdot 900 = 33'233'760\ [W] = 33{,}23\ [MW]$

→ A_4 : 2 METODI :

1° METODO :

$$A_4 = \frac{\dot{m}}{\frac{P_1^0}{\sqrt{P_1^0/\rho_1^0}} \cdot \sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}} = \frac{\dot{m}}{\frac{P_1^0}{\sqrt{RT_1^0}} \cdot \sqrt{2\cdot\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}} = \frac{3}{\frac{165.7\cdot 10^3}{\sqrt{287\cdot 505}}\sqrt{2\cdot\frac{1.4}{1.4-1}\left[\left(\frac{10^5}{165.7\cdot10^3}\right)^{\frac{2}{1.4}} - \left(\frac{10^5}{165.7\cdot10^3}\right)^{\frac{1.4+1}{1.4}}\right]}}$$

$= 0.0102\ [m^2] = 102\ [cm^2]$

2° METODO :

EQ. CONTINUITA' : $\dot{m} = \cos t$

$\dot{m} = \rho_1 c_1 A_1 = \rho_4 c_4 A_4$

$A_4 = \frac{\dot{m}}{\rho_4 c_4}$ $\qquad \frac{P}{\rho} = RT \Rightarrow \rho_4 = \frac{P_4}{RT_4}$, $T_4 \neq T_2$

CONSERVAZIONE ENERGIA : 1-4

$Q - L_i = \Delta h + \Delta E_c \qquad \Delta h = c_p \Delta T$

$c_p(T_4 - T_1) + \frac{c_4^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = 0 \Rightarrow c_4 = \sqrt{2c_p(T_1 - T_4) + c_1^2}$

$T_4 \neq T_2$! $\quad P_4 = P_2$

POLITROPICA : $TP^{\frac{1-k}{k}} = \cos t \qquad 1 \to 4$

$T_4 P_4^{\frac{1-k}{k}} = T_1 P_1^{\frac{1-k}{k}} \Rightarrow T_4 = T_1\left(\frac{P_1}{P_4}\right)^{\frac{1-k}{k}} = 500\left(\frac{160\cdot10^3}{10^5}\right)^{\frac{1-1.4}{1.4}} = 437.2\ [K]$

$c_4 = \sqrt{2c_p(T_1 - T_4) + c_1^2} = \sqrt{2\cdot 1004.5(500 - 437.2) + 100^2} = 369\ \left[\frac{m}{s}\right]$

$\rho_4 = \frac{P_4}{RT_4} = \frac{P_2}{RT_4} = \frac{10^5}{287\cdot 437.2} = 0.797\ \left[\frac{kg}{m^3}\right]$

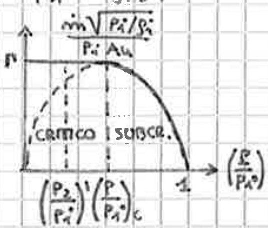
$A_4 = \frac{\dot{m}}{\rho_4 c_4} = \frac{3}{0.797\cdot 369} = 0.0102\ [m^2] = 102\ [cm^2]$

$\left[Ma_4 = \frac{c_4}{c_{s4}} = \frac{c_4}{\sqrt{kRT_4}} = \frac{369}{\sqrt{1.4\cdot287\cdot437.2}} = 0.88 < 1 \right.$ SUBSONICO OK! $\Big]$ NON RICHIESTO

FUORI PROGETTO

$P_1^{0'} = P_1'$ POICHE' $c_1' = 0$: $\frac{P^0}{P} = \left[1 + \frac{k-1}{2} Ma^2\right]^{\frac{k}{k-1}}$; $Ma = \frac{c}{c_s} = 0 \Rightarrow \frac{P_1^{0'}}{P_1'} = 1$

$\frac{P_2'}{P_1^{0'}} = \frac{2\cdot10^5}{0.5\cdot10^6} = 0.4 < 0.528 \Rightarrow$ UGELLO CRITICO



$\left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)' \geq \left(\frac{P}{P_1^0}\right)_c$ UGELLO ADATTATO $\qquad \Gamma = \sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$

$\left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)' \leq \left(\frac{P}{P_1^0}\right)_c$ UGELLO CRITICO ←

$\left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)' = \left(\frac{P}{P_1^0}\right)_c$ CRITICO E ADATTATO

$\dot{m}' = \rho_4' A_4 c_4' \qquad \left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)' < \left(\frac{P}{P_1^0}\right)_c \Rightarrow P_4' \neq P_2 \Rightarrow \begin{cases} P_4' = P_c = P_1^{0'}\left(\frac{P}{P_1^0}\right)_c = 0.5\cdot10^6\cdot0.528 = 264000 = 2.64\cdot10^5\ [Pa] \\ T_4' = T_c \end{cases}$

$2.65\ [bar] \Rightarrow$ C'E' POSTESPANSIONE !

$T_4' P_4'^{\frac{1-k}{k}} = T_1^{0'} P_1^{0'\frac{1-k}{k}} \Rightarrow T_4' = T_1^{0'}\left(\frac{P_1^{0'}}{P_4'}\right)^{\frac{1-k}{k}} = T_1^{0'}\left(\frac{P_4'}{P_1^{0'}}\right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1^{0'}\left(\frac{P}{P_1^0}\right)_c^{\frac{k-1}{k}} = T_1^{0'}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}\cdot\frac{k-1}{k}} = T_1^{0'}\frac{2}{k+1} = 550\frac{2}{1.4+1} = 458.3\ [K]$

$\rho_4' = \frac{P_4'}{RT_4'} = \frac{2.64\cdot10^5}{287\cdot458.3} = 2.01\ \left[\frac{kg}{m^3}\right]$; $c_4' = c_{s4} = \sqrt{kRT_4'} = \sqrt{1.4\cdot287\cdot458.3} = 429.1\ [m/s]$

$\Rightarrow \dot{m}' = \rho_4'\cdot A_4\cdot c_4' = 2.01\cdot0.0102\cdot429.1 = 8.79\ [kg/s]$

3) $\dot{m}_{MAX} = ?$

- L'UGELLO CRITICO SMALTISCE LA MASSIMA PORTATA CON LE ASSEGNATE CONDIZIONI DI MONTE.
  SE P_0 E T_0 CAMBIANO ANCHE $\dot{m}$ CAMBIA (ANCHE SE L'UGELLO RESTA CRITICO)
- SE L'UGELLO RIMANE CRITICO IL PARAMETRO DI PORTATA NON CAMBIA

$$\frac{\dot{m}\sqrt{P_1^0/\rho_1^0}}{P_1^0 A_u} = \Gamma = \sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$ E' UN NUMERO CHE DIPENDE DA K

$$\dot{m} = \Gamma A_u \frac{P_1^0}{\sqrt{P_1^0/\rho_1^0}} = \Gamma A_u \frac{P_1^0}{\sqrt{RT_1^0}}$$

PER AUMENTARE $\dot{m}$ $\Rightarrow$ $P_1^0 \nearrow$ $\Leftrightarrow$ APRIAMO LA VALVOLA

$P^0_{1\,MAX} = P_0$ $\quad$ ($T_1^0 = \text{cost}$: EV. ISOENTALPICA)

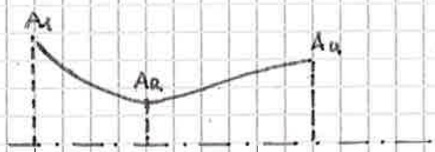
$$\Rightarrow \frac{\dot{m}}{P_1^0} = \frac{\dot{m}_{MAX}}{P_0} \Rightarrow \dot{m}_{MAX} = \dot{m}\frac{P_0}{P_1^0} = 17.11\,\frac{300}{189.39} = 27.1\ \left[\frac{kg}{s}\right]$$

ESERCIZIO 3

3) Un ugello convergente-divergente espande aria (R = 287 J/kg·K, k = 1,4) dalle condizioni $p_1 = 0{,}25$ MPa, $T_1 = 543$ K, c_1 trascurabile, fino alla pressione $p_2 = 0{,}16$ MPa.
L'ugello ha una sezione di uscita A_u = 5,493 cm^2 ed un rapporto di adattamento $(p_2/p_1{}^o)_a = 0{,}11$.
Per le condizioni dette (e nelle approssimazioni della teoria unidimensionale) calcolare la portata in massa e la velocità di efflusso.

DATI

UGELLO CONVERGENTE-DIVERGENTE (DE LAVAL)



$R = 287$ [J/kgK] ; $k = 1.4$ (ARIA)

$P_1 = 0.25$ [MPa]

$T_1 = 543$ [K]

$C_1 \simeq 0$

$P_2 = 0.16$ [MPa]

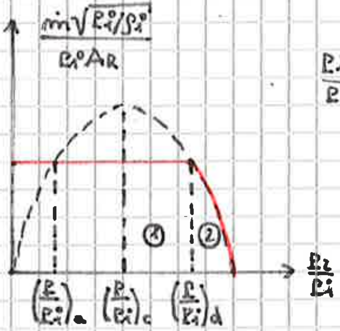
$A_u = 5.493$ [cm^2]

$\left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)_A = 0.11$

$\dot{m} = ?$

$C_u = ?$

CERCHIAMO DI CAPIRE IN QUALI CONDIZIONI LAVORA L'UGELLO



DOVREI CONOSCERE : $\left(\frac{P}{P_1^0}\right)_d$

$$\frac{P_1^0}{P_1} = \left[1 + \frac{k-1}{2}Ma^2\right]^{\frac{k}{k-1}} \qquad Ma = \frac{(C\simeq 0)}{C_S} = 0 \Rightarrow P_1^0 = P_1$$

$$\Rightarrow \frac{P_2}{P_1^0} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{0.16}{0.25} = 0.64 > 0.528 = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{P}{P_1^0}\right)_c$$

① $P_2 > P_d \Rightarrow \dot{m} = A_u \rho_u C_u = \frac{A_u P_1^0}{\sqrt{P_1^0/\rho_1^0}}\sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$

② $P_2 \leq P_d \Rightarrow \dot{m} = A_R \rho_c C_c = A_R \frac{P_1^0}{\sqrt{P_1^0/\rho_1^0}}\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$

NB: ① $\begin{cases} P_2 > P_d \to ① \\ P_2 = P_a \to ①' \end{cases}$ UGELLO SUBCRITICO

UGELLO CRITICO

RISOLUZIONE

① $$\dot{m} = A_u \underbrace{\frac{P_1^0}{\sqrt{P_1^0/\rho_1^0}}}_{=\sqrt{RT_1}}\sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} = \frac{5.493\cdot 10^{-4}\, 0.25\cdot 10^6}{\sqrt{287\cdot 543}}\sqrt{2\cdot\frac{1.4}{1.4-1}\left[(0.64)^{\frac{2}{1.4}} - (0.64)^{\frac{1.4+1}{1.4}}\right]} = 0.2315\ \left[\frac{kg}{s}\right]$$

①' $$\dot{m} = A_u \frac{P_1^0}{\sqrt{RT_1^0}}\sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)_a^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)_a^{\frac{k+1}{k}}\right]} = \frac{5.493\cdot 10^{-4}\cdot 0.25\cdot 10^6}{\sqrt{287\cdot 543}}\cdot\sqrt{\frac{2\cdot 1.4}{1.4-1}\left[(0.11)^{\frac{2}{1.4}} - (0.11)^{\frac{1.4+1}{1.4}}\right]} = 0.130\ \left[\frac{kg}{s}\right]$$

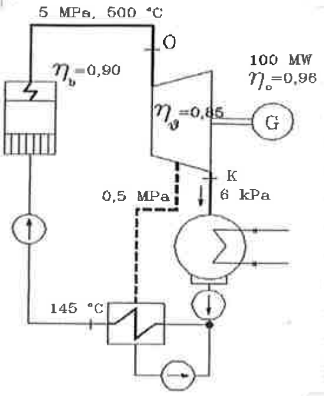
(P. CRITICA)

$\dot{m}_{①'} < \dot{m}_{①} \Rightarrow \dot{m} = \dot{m}_{①'} = 0.130\ \left[\frac{kg}{s}\right] \Rightarrow$ SIAMO NEL TRATTO $\left(\frac{P}{P_1^0}\right) < \left(\frac{P}{P_1^0}\right)_d \Rightarrow$ UGELLO CRITICO

ESERCITAZIONE 4

ESERCIZIO 1

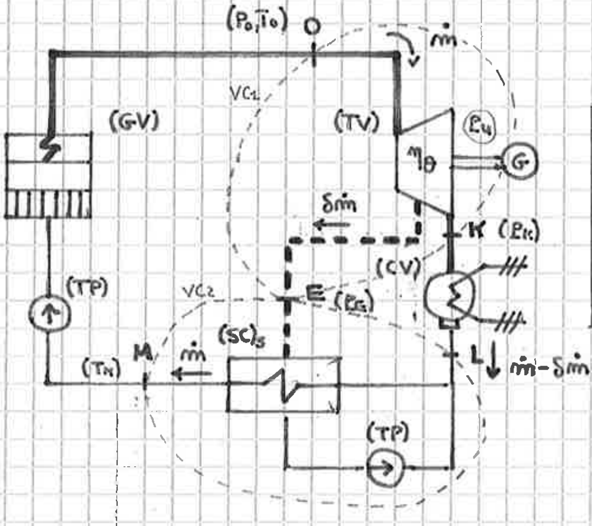
1) Un impianto a vapore rigenerativo, con un solo spillamento, ha le caratteristiche di funzionamento indicate nello schema a fianco. Determinare per tali condizioni: la portata di vapore prodotta nel generatore e il rendimento globale dell'impianto. Determinare inoltre la potenza utile e il rendimento globale dell'impianto nel caso in cui, a parità di tutte le altre condizioni, lo spillamento mancasse. Sapendo che la temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore è $t_{h'}$ = 15 °C e che quella in uscita è $t_{h''}$ = 27 °C, calcolare la portata di acqua richiesta per la condensazione nei due casi, con spillamento e senza spillamento.



DATI

IMPIANTO A VAPORE RIGENERATIVO

$P_u = 100$ [MW]	($t_h' = 15$ °C)
$\eta_o = 0.96$	($t_h'' = 27$ °C)
$P_0 = 5$ [MPa]	$\eta_\theta = 0.85$
$T_0 = 500$ [°C]	$T_M = 145$ [°C]
$P_E = 0.5$ [MPa]	$\eta_b = 0.9$
$P_K = 6$ [kPa]	



$P_u = \eta_o P_i$

$P_i = \dot m L_i$

$Q - L_i = \Delta h + \Delta E \approx \Delta h$

$P_i = \dot m L_i = -\dot m \Delta h$

$\boxed{P_L = P_K}$

A) $\dot m = ?$ $\eta_g = ?$ ($\dot m_h = ?$)

B) NO SPILLAMENTO: $P_u' = ?$ $\eta_g' = ?$ ($\dot m_h = ?$)

A) RISOLUZIONE CON SPILLAMENTO

↓VC1

$$P_i = -\mathcal{L}_i(TV) = -\left[\delta\dot m\, h_E + (\dot m - \delta\dot m)h_K - \dot m h_o\right] = -\delta\dot m h_E - \dot m h_K + \delta\dot m h_K + \dot m h_o = \dot m(h_o - h_K) + \delta\dot m(h_K - h_E) =$$

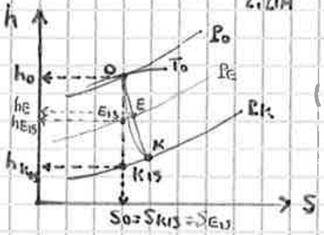
$$= \dot m\left[(h_o - h_K) + \frac{\delta\dot m}{\dot m}(h_K - h_E)\right]$$

$$\dot m = \frac{P_i}{(h_o - h_K) + \frac{\delta\dot m}{\dot m}(h_K - h_E)} = \frac{P_u}{\eta_o\left[(h_o - h_K) + \frac{\delta\dot m}{\dot m}(h_K - h_E)\right]}$$

$h_o, h_K, h_E, \frac{\delta\dot m}{\dot m}$ = INCOGNITE

O) SONO NOTI: P_0, T_0 => DIAGRAMMA DI MOLLIER (M.): $\begin{cases} P_0 = 50 \text{ [bar]} \\ T_0 = 500 \text{ [°C]} \end{cases}$ => $h_0 = 3433{,}66$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

K) E' NOTO: $\eta_\theta = \frac{L_i}{L_{i,lim}} = \frac{-\Delta h^\circ}{-\Delta h_{is}^\circ} = \frac{h_o - h_K}{h_o - h_{K_{IS}}}$ E_c TRASCURABILE



(M.) $\begin{cases} P_K = 6 \cdot 10^{-2} \text{ [bar]} \\ S_{K_{IS}} = S_0 \end{cases}$ => $h_{K_{IS}} = 2148.61$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

=> $h_K = h_o - \eta_\theta(h_o - h_{K_{IS}}) =$

$= 3433.66 - 0.85(3433.66 - 2148.61) =$

$= 2341.37$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

E) $\eta_\theta = \frac{-\Delta h^\circ_{o\to E}}{-\Delta h^\circ_{is\, o\to E}} = \frac{h_o - h_E}{h_o - h_{E_{IS}}}$ (hp_1)

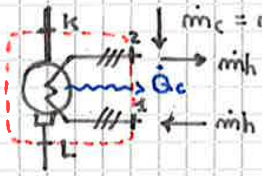
$\begin{cases} P_E = 5 \text{ [bar]} \\ S_{E_{IS}} = S_o \end{cases}$ => $h_{E_{IS}} = 2816.98$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$h_E = h_o - \eta_\theta(h_o - h_{E_{IS}}) = 3433.6 - 0.85(3433.6 - 2816.98) = 2909.47$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

E)' RAPPRESENTO L'EV. O→K SUL (M.) CON UN SEGMENTO DI RETTA (hp_2)

=> SEGMENTO $\overline{OK}$, $P_E = 5$ [bar] => $h_E \approx 2909$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

CALCOLIAMO ORA LA PORTATA DI ACQUA GREZZA NECESSARIA PER LA CONDENSAZIONE $\dot{m}_h$



DOBBIAMO TROVARE $\dot{m}_h$ CON E SENZA SPILLAMENTO

• FARE ATTENZIONE

VC: (1° PDT) : FLUIDO MOTORE $\quad \dot{Q} - \dot{\cancel{L}}_i = \frac{\partial \cancel{E}}{\partial t} + \sum_j \dot{m}_j E_{Fj} \quad , E_F = h + \cancel{\frac{c^2}{2}} + \cancel{gz} \qquad \ominus \dot{Q}_2 = \dot{m}_c (h_L - h_K)$

VC: (1° PDT): ACQUA GREZZA $\quad \dot{Q} - \dot{\cancel{L}}_i = \frac{\partial \cancel{E}}{\partial t} + \sum_j \dot{m}_j E_{Fj} \quad , E_F = h + \cancel{\frac{c^2}{2}} + \cancel{gz} \qquad \boxed{\dot{Q}_c = \dot{m}_h \Delta h_{1-2}}$

PER UN FLUIDO VALE IN GENERALE:

$$dh = c_p dT + (1 - \alpha T) \frac{dP}{\rho} \quad ; \alpha = \text{COEFF DI ESPANSIONE ISOBARA (DIPENDE DAL FLUIDO)}$$

PER I GAS: $\alpha = (1/T) \Rightarrow dh = c_p dT$

PER I LIQUIDI: SE $P = \text{cost} \Rightarrow dp = 0 \Rightarrow dh = c_p dT$

$$c_p = 1 \left[\frac{kcal}{kg\,K}\right] = 4186 \left[\frac{J}{kg\,K}\right] = 4.186 \left[\frac{kJ}{kg\,K}\right] \quad (H_2O)$$

• OPPURE RAGIONIAMO COSì:

$\dot{Q}_2 = \dot{m}_c (h_L - h_K) \quad (-)$

$\dot{Q}_2 + \dot{Q}_c = 0$

$\dot{Q}_c = -\dot{Q}_2 \quad (+)$

$$\boxed{\dot{Q}_c = \dot{m}_h \Delta h_{1-2} = \dot{m}_h c_p (T_h'' - T_h')}$$

$\boxed{(+)\dot{Q}_2 = \dot{Q}_c}$ NB!

$$\dot{m}_c (h_K - h_L) = \dot{m}_h c_p (T_h'' - T_h') \Rightarrow \dot{m}_h = \frac{\dot{m}_c (h_K - h_L)}{c_p (T_h'' - T_h')}$$

CON RIGENERAZIONE:

$$\dot{m}_c = \dot{m} - \delta\dot{m} = 104.4 - 17.33 = 87.07 \left[\frac{kg}{s}\right]$$

$$\dot{Q}_2 = -\dot{m}_c (h_L - h_K) = 87.07 (2341.37 - 151.5) = 190672 \,[kW] = 190,67 \,[MW]$$

$$\dot{m}_{hA} = \frac{\dot{m}_c (h_K - h_L)}{c_p (T_h'' - T_h')} = \frac{\dot{Q}_2}{c_p (T_h'' - T_h')} = \frac{190672}{4,186 (27 - 15)} = 3795.8 \left[\frac{kg}{s}\right] \cdot \frac{3600}{1000} = 13664.9 \left[\frac{t}{h}\right]$$

SENZA RIGENERAZIONE:

$$\dot{m}_c = \dot{m} = 104.4 \left[\frac{kg}{s}\right]$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_c (h_K - h_L) = \dot{m} (h_K - h_L) = 104.4 (2341.37 - 151.5) = 228622 \,[kW] = 228.62 \,[MW]$$

$$\dot{m}_{hB} = \frac{\dot{Q}_2}{c_p (T_h'' - T_h')} = \frac{228622}{4.186 (27 - 15)} = 4551.3 \left[\frac{kg}{s}\right] \cdot 3.6 = 16385 \left[\frac{t}{h}\right]$$

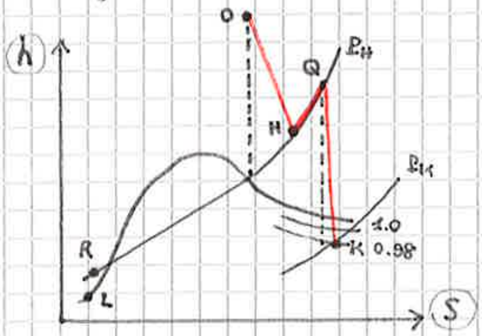
DAL DIAGRAMMA DI MOLLIER:

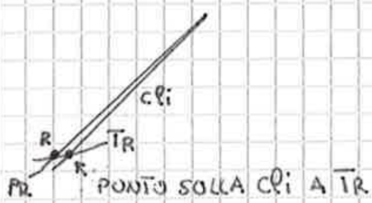
H: $\begin{cases} P_H = 0.5\,[MPa] = 5\,[bar] \\ T_H = 155\,[°C] \end{cases} \Rightarrow h_H = 2774 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$

R: $\begin{cases} P_R = P_H = 5\,[bar] \\ T_R = 140\,[°C] \end{cases} \Rightarrow h_{LIQUIDO} = h(T) = h_{cli_{TR}} = 589.13 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$

K: $\begin{cases} P_K = 6\,[kPa] = 0.06\,[bar] \\ X_K = 0.98 \end{cases} \Rightarrow h_K = 2528 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$

L: $\begin{cases} P_L = P_K = 0.06\,[bar] \\ cli \end{cases} \Rightarrow h_{cli_{P_K}} = 151.50 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$





$\dot{m}_u = 100 \left[\frac{t}{h}\right] \cdot \frac{1000}{3600} = \frac{100}{3.6} = 27.77 \left[\frac{kg}{s}\right]$

$\dot{m}_c = \frac{90}{3.6} \left[\frac{t}{h}\right] = 25 \left[\frac{kg}{s}\right]$

$\dot{Q}_u = \dot{m}_u (h_H - h_R) = 27.77 (2774 - 589.13) = 60673.8\,[kW] = 60.67\,[MW]$

$\dot{Q}_c = \dot{m}_c (h_K - h_L) = 25 (2528 - 151.5) = 59412.5\,[kW] = 59.41\,[MW]$

$P_i = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_2 = \dot{Q}_1 - (\dot{Q}_u + \dot{Q}_c) = 178.97 - (60.67 + 59.41) = 58.39\,[MW]$

ASSUMIAMO $\eta_0 = 0.95$

$P_u = \eta_0 P_i = 0.95 \cdot 58.39 = 55.47\,[MW]$

$\eta_g = \eta_b \eta_u \quad ; \quad \eta_u = \frac{P_u}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u}$

$\eta_g = \eta_b \frac{P_u}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u} = 0.9 \cdot \frac{55.47}{178.47 - 60.67} = 0.424$

→ DIAGRAMMA DI MOLLIER:

O: $\begin{cases} P_O = 10\,[MPa] = 100\,[bar] \\ T_O = 500\,[°C] \end{cases} \Rightarrow h_O = 3376 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$

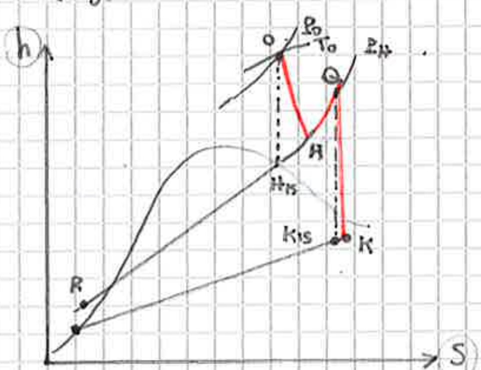
Q: $\begin{cases} P_Q = 0.5\,[MPa] = 5\,[bar] \\ T_Q = 400\,[°C] \end{cases} \Rightarrow h_Q = 3276 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$

H_{is}: $\begin{cases} P_H = 0.5\,[MPa] = 5\,[bar] \\ S_{H_{is}} = S_O \end{cases} \Rightarrow h_{H_{is}} = 2660 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$

K_{is}: $\begin{cases} P_K = 6\,[kPa] = 6 \cdot 10^{-2}\,[bar] \\ S_{K_{is}} = S_Q \end{cases} \Rightarrow h_{K_{is}} = 2408 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$\eta_{\theta_{AP}} = \frac{h_O - h_H}{h_O - h_{H_{is}}} = \frac{3376 - 2774}{3376 - 2660} = 0.841$

$\eta_{\theta_{BP}} = \frac{h_Q - h_K}{h_Q - h_{K_{is}}} = \frac{3276 - 2528}{3276 - 2408} = 0.862$

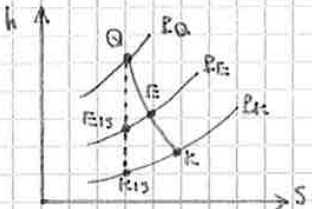


$$\eta_{\theta AP} = \frac{h_O - h_H}{h_O - h_{His}} \Rightarrow h_H = h_O - \eta_{\theta AP}(h_O - h_{His}) = 3276 - 0.8(3276 - 2642) = 2769 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$$

$$\eta_{\theta BP} = \frac{h_Q - h_K}{h_Q - h_{Kis}} \Rightarrow h_K = h_Q - \eta_{\theta BP}(h_Q - h_{Kis}) = 3276 - 0.85(3276 - 2408) = 2538 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$$

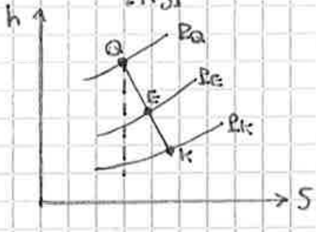
ASSUMIAMO: $\eta_{\theta BP} \cong \dfrac{h_Q - h_E}{h_Q - h_{Eis}}$ (hp¹) $\quad E_{is}: \begin{cases} p_{Eis} = p_E = 2\,[bar] \\ s_{Eis} = s_Q \end{cases} \Rightarrow h_{Eis} = 3026 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$$\Rightarrow h_E = h_Q - \eta_{\theta BP}(h_Q - h_{Eis}) = 3276 - 0.85(3276 - 3026) = 3064 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$$

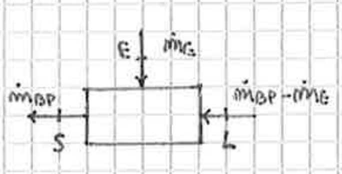


(hp²): $\overline{QK}$ = SEGMENTO DI RETTA:

$\Rightarrow h_E \cong 3084 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$



PER VALUTARE $\dot{m}_E$ APPLICO IL 1° PDT ASSO $(SC)_M$:



$$\dot{m}_E h_E + (\dot{m}_{BP} - \dot{m}_E) h_L - \dot{m}_{BP} h_S = 0$$

$$\dot{m}_E h_E + \dot{m}_{BP} h_L - \dot{m}_E h_L - \dot{m}_{BP} h_S = 0$$

$$\dot{m}_{BP}(h_L - h_S) + \dot{m}_E(h_E - h_L) = 0$$

$$\dot{m}_E = \frac{\dot{m}_{BP}(h_S - h_L)}{(h_E - h_L)}$$

$S: \begin{cases} p_S = p_E = 2\,[bar] \\ cl; \end{cases} \Rightarrow h_S = 504.7 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$L: \begin{cases} p_L = p_K = 0.06\,[bar] \\ cl; \end{cases} \Rightarrow h_L = 151.5 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$$\dot{m}_E = \frac{27.77\,(504.7 - 151.5)}{3064 - 151.5} = 3.37 \left[\frac{kg}{s}\right] = 3.37 \cdot 3.6 = 12.12 \left[\frac{t}{h}\right]$$

$$P_u = \eta_o P_i = \eta_o \left[\dot{m}_{AP} h_O - \cancel{\dot{m}_u h_H} - \dot{m}_{AP} h_H + \cancel{\dot{m}_u h_H} + \dot{m}_{BP} h_Q - \dot{m}_E h_E - \dot{m}_{BP} h_K + \dot{m}_E h_K\right]$$

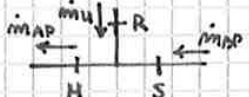
$$= 0.98 \left[55.55 \cdot 3276 - 55.55 \cdot 2769 + 27.77 \cdot 3276 - 3.37 \cdot 3064 - 27.77 \cdot 2538 + 3.37 \cdot 2538\right] =$$

$$= 45947.7\ [kW] = 45.95\ [MW]$$

$$\eta_g = \eta_b \eta_u = \eta_b \frac{P_u}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u}$$

$R: \begin{cases} p_R = 5\,[bar] \\ cl; \end{cases} \Rightarrow h_R = 640.12 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{AP}(h_O - h_M) + \dot{m}_{BP}(h_Q - h_H)$$



$$\dot{m}_{AP} h_M = \dot{m}_u h_R + \dot{m}_{BP} h_S \iff \dot{m}_{AP}(h_O - h_M) = \dot{m}_u(h_O - h_R) + \dot{m}_{BP}(h_O - h_S)$$

$$\Rightarrow h_M = \frac{\dot{m}_u h_R + \dot{m}_{BP} h_S}{\dot{m}_{AP}} = \frac{27.77 \cdot 640.12 + 27.77 \cdot 504.7}{55.55} = 572.3 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$$

$$\dot{Q}_1 = 55.55(3276 - 572.3) + 27.77(3276 - 2769) = 164267\ [kW] \cong 164.27\ [MW]$$

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_u(h_H - h_R) = 27.77(2769 - 640.12) = 59119\ [kW] \cong 59.12\ [MW]$$

$$\eta_g = \eta_b \frac{P_u}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u} = 0.9 \cdot \frac{45.95}{164.27 - 59.12} = 0.393$$

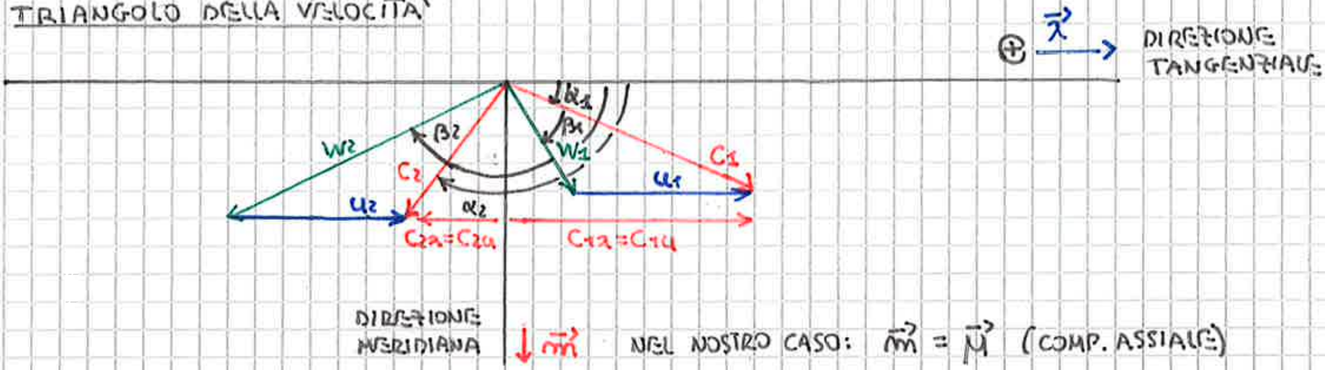
(→ VEDERE ULTIME 2 SLIDES DELLA L33 : GRAFICI)

$$\eta_b = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}_b H_i} \Rightarrow \dot{m}_b = \frac{\dot{Q}_1}{\eta_b H_i} = \frac{164267}{0.9 \cdot 40000} = 4.56 \left[\frac{kg}{s}\right]$$

$$= 4.56 \cdot 3.6 = 16.43 \left[\frac{t}{h}\right]$$

$$\begin{cases} c_1 = 354.76 \ [m/s] \\ u_1 = 248.3 \ [m/s] = u_2 \quad (d_1 = d_2) \\ \alpha_1 = 25° \end{cases}$$

TRIANGOLO DELLA VELOCITA'



NEL NOSTRO CASO: $\vec{m} = \vec{\mu}$ (COMP. ASSIALE)

$W_{1m} = c_1 \sin \alpha_1 = 354.76 \cdot \sin 25° = 149.93 \ [m/s]$ $\qquad c_{1\lambda} = c_1 \cos \alpha_1 = 354.76 \cos 25 = 321.5 \left[\frac{m}{s}\right] = c_{1u}$

$W_{1\lambda} = c_1 \cos \alpha_1 - u_1 = 354.76 \cdot \cos 25° - 248.3 = 73.22 \ [m/s]$

$W_1 = \sqrt{W_{1m}^2 + W_{1\lambda}^2} = \sqrt{149.93^2 + 73.22^2} = 166.85 \ [m/s]$

$\beta_1 = \arctan\left(\frac{W_{1\lambda}}{W_{1m}}\right) = \arcsin\left(\frac{W_{1m}}{W_1}\right) = 63.97°$

$\boxed{1 - 2_{1S}}$: $\cancel{Q} - L_i = \Delta h + \Delta E_c$

$L_i = h_1 - h_{21S} + \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_{21S}^2}{2} \neq 0$ $\qquad$ 2 INCOGNITE: L_i, c_{21S} → NON VA BENE!

$\boxed{1 - 2'_{1S}}$: $\cancel{Q} - \cancel{L_{i,R}} = \Delta h + \Delta E_c + \cancel{\Delta E_g} + \Delta E_\omega$

MR $\quad h_{2'1S} - h_1 + \frac{W_{2'1S}^2}{2} - \frac{W_1^2}{2} - \cancel{\frac{u_{2'1S}^2 - u_1^2}{2}} = 0$ $\quad$ $= 0 \ (d_2 = d_1 \Rightarrow u_2 = u_1)$

$\Rightarrow W_{2'1S} = \sqrt{W_1^2 - 2(h'_{21S} - h_1)} = \sqrt{166.85^2 - 2(3128 - 3212)10^3} = 442.54 \ m/s$

$\Rightarrow W_2 = \psi W'_{1S} = 0.90 \cdot 442.54 = 398.28 \ [m/s]$

CONTINUITA': $\dot{m}_1 = \rho_1 c_{1m} A_1 = \rho_2 c_{2m} A_2 = \dot{m}_2$ $\qquad \rho_1 = \frac{1}{V_1}$ PERCHE' CONSIDERIAMO $m = 1 kg$

$\cancel{\xi_1} \frac{c_{1m}}{V_1} \cancel{\pi} d_1 \ell_1 = \cancel{\xi_2} \frac{c_{2m}}{V_2} \cancel{\pi} d_2 \ell_2$ $\qquad$ ASSUMIAMO: $\xi_1 = \xi_2$

$\Rightarrow c_{2m} = c_{1m} \frac{V_2}{V_1} \frac{\ell_1}{\ell_2} = c_1 \sin \alpha_1 \frac{V_2}{V_1} \frac{\ell_1}{\ell_2} = 354.76 \cdot \sin 25 \cdot \frac{0.65}{0.35} \cdot \frac{50 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 10^{-3}} = 160.64 \ [m/s]$

$\beta_2 = 90 + \arccos\left(\frac{c_{2m}}{W_2}\right) = 156.21°$

NB:

$$\begin{cases} |W_{2\lambda}| = W_2 \sin(\beta_2 - 90) = 364.4 \ [m/s] \rightarrow W_{2\lambda} = -364.4 \ [m/s] \qquad u_2 = +248.3 \ [m/s] \\ |c_{2\lambda}| = |W_{2\lambda}| - u_2 = 364.4 - 248.3 = 116.1 \ [m/s] \rightarrow c_{2\lambda} = -116.1 \ [m/s] = c_{2u} \end{cases}$$

$c_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + c_{2\lambda}^2} = \sqrt{160.64^2 + 116.1^2} = 198.2 \ [m/s]$

$\alpha_2 = 90 + \arctan\left(\frac{c_{2\lambda}}{c_{2m}}\right) = 90 + \arccos\left(\frac{c_{2m}}{c_2}\right) = 125.86°$

IMPORTANTE! SOPRATTUTTO PER LA FORMULA: $L_i = u(c_{1u} - c_{2u})$

OPPURE:

$$\begin{cases} W_{2\lambda} = W_2 \sin \beta_2 = -364.4 \ [m/s] \quad \text{(DIRETTAMENTE)} \\ c_{2\lambda} = W_{2\lambda} + u_2 = -116.1 \ [m/s] \quad (c_u = W_u + u) \end{cases}$$

ESERCIZIO 2

2) Una turbina a gas, monostadio, assiale, ad azione, ha le seguenti caratteristiche costruttive: angolo di uscita dal distributore $\alpha_1 = 20°$; altezza delle palette all'uscita dalla girante, pari a quella all'uscita dal distributore, $l_1 = l_2 = 50$ mm ($\xi_1 = \xi_2 = 0.96$); diametro medio delle palettature d = 1 m. Le condizioni del gas (k = 1,4; R = 288 J/kgK) all'ingresso sono: p_0 = 5 bar, t_0 = 370 °C, c_0 = 30 m/s; la pressione all'uscita dal distributore è p_1 = 3 bar. Sapendo che la turbina funziona in condizioni di progetto a 3000 giri/min con coefficienti di perdita nel distributore e nella girante pari, rispettivamente, a 0.96 e 0.92, determinare la potenza interna e il rendimento della macchina (in assenza del diffusore allo scarico).

DATI TURBINA A GAS MONOSTADIO ASSIALE AD AZIONE ($P_2 = P_1$)

$\alpha_1 = 20°$; $l_1 = l_2 = 50$ [mm] ; $\xi_1 = \xi_2 = 0.96$; $d = 1$ [m] ; $K = 1.4$; $R = 288$ [J/KgK]

$P_0 = 5$ [bar] $\quad P_1 = 3$ [bar]

$T_0 = 370$ [°C] $\quad n = 3000$ [Rpm] $= \frac{3000}{60}$ [RPS] $\quad C_p = R \frac{K}{K-1} = \frac{288 \cdot 1.4}{1.4-1} = 1008$ [J/KgK]

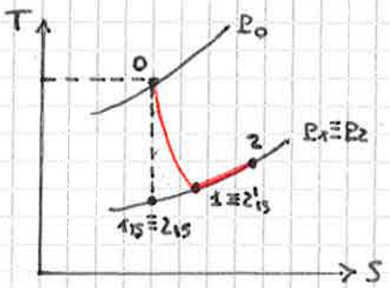
$C_0 = 30$ [m/s] $\quad \varphi = 0.96$; $\psi = 0.92$

- $P_i = ?$
- $\eta = ?$ $(\to \eta_\theta$: MACCH. MONOSTADIO : $\frac{C_2^2}{2}$ SI DISSIPA COMPLETAMENTE)

RISOLUZIONE

NON UTILIZZIAMO IL DIAGRAMMA DI MOLLIER MA LA LEGGE DEI GAS PERFETTI

AD AZIONE $\Rightarrow P_2 = P_1$



$\boxed{0 - 1_{is}}$: EV. ISENTROPICA: $T_{1is} P_{1is}^{\frac{1-K}{K}} = T_0 P_0^{\frac{1-K}{K}} \Rightarrow T_{1is} = T_0 \left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{1-K}{K}} = T_0 \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{K-1}{K}} = 643 \left(\frac{3}{5}\right)^{\frac{0.4}{1.4}} = 555.7$ [K]

CONS. ENERGIA: $\cancel{Q} - \cancel{L_i} = \Delta h + \Delta E_c$

$C_p (T_{1is} - T_0) + \frac{C_{1is}^2}{2} - \frac{C_0^2}{2} = 0 \Rightarrow C_{1is} = \sqrt{C_0^2 + 2C_p(T_0 - T_{1is})} = \sqrt{30^2 + 2 \cdot 1008 (643 - 555.7)} = 420.6$ [m/s]

$\Rightarrow C_1 = \varphi C_{1is} = 0.96 \cdot 420.6 = 403.8$ [m/s]

$\boxed{0 - 1}$: CONS. ENERGIA: $\cancel{Q} - \cancel{L_i} = \Delta h + \Delta E_c$

$C_p (T_1 - T_0) + \frac{C_1^2}{2} - \frac{C_0^2}{2} = 0 \Rightarrow T_1 = T_0 - \frac{C_1^2 - C_0^2}{2C_p} = 643 - \frac{403.8^2 - 30^2}{2 \cdot 1008} = 562.6$ [K]

$u = \pi d n = 3.14 \cdot 1 \cdot \frac{3000}{60} = 157$ [m/s] $= u_1 = u_2$

$$\eta_\theta = \frac{L_i}{L_{i\,lim}} = \frac{c_p(T_0^\circ - T_2^\circ)}{c_p(T_0^\circ - T_{2is}^\circ)}$$

$$T_0^\circ = T_0 + \frac{c_0^2}{2c_p} = 643.15 + \frac{30^2}{2\cdot 1008} = 643.6\ [K]$$

$$T_2^\circ = T_2 + \frac{c_2^2}{2c_p} = 567.8 + \frac{144.87^2}{2\cdot 1008} = 578.21\ [K]$$

$$T_{2is}^\circ = T_{2is} + \cancel{\frac{c_2^2}{2c_p}} = T_{2is} = T_{2is} = 555.7\ [K]$$

$$L_i = 1008\,(643.6 - 578.21) \simeq 65\,913\ [J/kg]$$

$$\eta_\theta = \frac{L_i}{c_p(T_0^\circ - T_{2is}^\circ)} = \frac{65\,913}{1008\,(643.6 - 555.7)} = 0.744$$

$$\boxed{\eta_y = \eta_{pol} = \frac{L_{ipol}}{L_i}}$$

$$\begin{cases} \boxed{L_{ipol} = L_i - L_\omega} \\ \boxed{L_i = L_{iis} + L_\omega + CR} \end{cases}$$

, POICHE': $L_i = \int_1^2 v\,dP + \cancel{\Delta E_c} + \cancel{\Delta E_G} + L_\omega = L_{ipol} + L_\omega \Rightarrow L_{ipol} = \int_1^2 v\,dP = L_i - L_\omega$

(POLITR)

$\boxed{1-2}$: $\cancel{Q} + L_{ipol} = \Delta h + \cancel{\Delta E_c} + \cancel{\Delta E_g} + \cancel{\Delta E_\omega}$

$$L_{ipol} = \Delta h = c_p (T_2 - T_1) = \frac{R\,m}{m-1} T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) = R \frac{m}{m-1} T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)$$

$$\eta_y = \eta_{pol} = \frac{L_{ipol}}{L_i} = \frac{\frac{m}{m-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)}{\frac{k}{k-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)} = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{k-1}{k}$$

DOBBIAMO TROVARE m :

$$T_2 P_2^{\frac{1-m}{m}} = T_1 P_1^{\frac{1-m}{m}} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} \Rightarrow \frac{m-1}{m} = \frac{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)} = \frac{\ln\left(\frac{366.45}{291.15}\right)}{\ln\left(\frac{1.7}{1}\right)} = 0.3277 = x$$

$$\Rightarrow \frac{m-1}{m} = x \iff m - 1 = mx$$

$$\Rightarrow m(x-1) = -1 \Rightarrow m = \frac{1}{(1-x)} = \frac{1}{(1-0.3277)} = 1.487$$

$$\eta_y = \eta_{pol} = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{k-1}{k} = \frac{1.487}{0.487} \cdot \frac{0.4}{1.4} = 0.872$$

$$CR = L_i - L_\omega - L_{iis} = L_{ipol} - L_{iis}$$

$$L_{ipol} = R \frac{m}{m-1} T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) = 287 \cdot \frac{1.487}{0.487}\, 291.15 \left(1.7^{\frac{0.487}{1.487}} - 1\right) = 48'425.3\ [J/Kg]$$

$$CR = L_{ipol} - L_{iis} = 48'425.3 - 47877 = 548.3\ [J/Kg]$$

RICORDA:

1 - 2 : TRASF. REALE : k, m ($L_\omega \neq 0$) ESPONENTE m)

1 - 2_{is} : TRASF. ISENTR : TUTTI k ($L_\omega = 0$ ESPONENTE k)

1 - 2 : TRASF. POLITR : TUTTI m ($L_\omega = 0$ ESPONENTE m)

CALCOLIAMO ORA I LAVORI INTERNI: $L_{i,I}$ E $L_{i,II}$

$$L_{i,I} = \frac{L_{is\,I}}{\eta_{c\,I}} = \frac{1}{\eta_{c\,I}} R \frac{K}{K-1} T_{1,I} \left(\beta_I^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) = \frac{1}{0.82}\, 287 \cdot \frac{1.4}{0.4}\, 288 \left(2.175^{\frac{0.4}{1.4}} - 1 \right) = 87'700\ [J/Kg]$$

$$L_{i,II} = \frac{L_{is\,II}}{\eta_{c\,II}} = \frac{1}{\eta_{c\,II}} R \frac{K}{K-1} T_{1,II} \left(\beta_{II}^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) = \frac{1}{0.76}\, 287 \cdot \frac{1.4}{0.4}\, 288 \left(2.125^{\frac{0.4}{1.4}} - 1 \right) = 91'476\ [J/Kg]$$

$$P_i = \dot{m} L_i = \dot{m} \left(L_{i,I} + L_{i,II} \right) = 16.856 \left(87\,700 + 91'476 \right) = 3'020'191\ [W]$$

$\eta_m = \frac{P_i}{P_{ASS}}$ NON DATO $\Rightarrow$ ASSUMIAMO $\eta_m = 0.97$

$$P_{ASS} = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{3\,020\,191}{0.97} = 3'113'599\ [W]$$

LA PRESSIONE FINALE DI MANDATA E' PARI A:

$$P_{2,II} = \beta_2 P_{1,II}$$

ESSENDO:

$P_{1,II} = P_{2,I}$, $P_{2,I} = \beta_I P_{1,I}$

OTTENIAMO:

$$P_{2,II} = \beta_{II} \beta_I P_{1,I} = 2.125 \cdot 2.175 \cdot \overset{[KPa]}{102} = 471.43\ [KPa]$$

$\boxed{\eta_{\pi b} = \frac{P_3}{P_2}}$ CADUTA DI PRESSIONE NEL COMBUSTORE

CONSIDERANDO:

$$\begin{cases} \beta_c = \frac{P_2}{P_1} \\ \beta_t = \frac{P_3}{P_4} \end{cases}, P_4 = P_1 \quad \begin{cases} P_2 = \beta_c P_1 \\ P_3 = \beta_t P_1 \end{cases} \Rightarrow \boxed{\eta_{\pi b} = \frac{P_3}{P_2} = \frac{\beta_t}{\beta_c}}$$

$$\Rightarrow \beta_t = \eta_{\pi b} \cdot \beta_c = 0.97 \cdot 30 = 29.1$$

$$\boxed{L_t = c_p'(T_3 - T_4) = c_p' T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) = \frac{R'k'}{k'-1} T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{m'-1}{m'}}}\right) = \frac{1}{\eta_t} \frac{R'k'}{k'-1} T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k'-1}{k'}}}\right) = \frac{R'k' T_3}{k'-1} \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k'-1}{k'} \cdot \eta_{yt}}}\right)}$$

$$= c_p' \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{(R'/c_p')\eta_{yt}}}\right) = 1120 \cdot 1553.15 \left(1 - \frac{1}{29.1^{(288/1120)0.87}}\right) = 921'180.7 \, [J/kg]$$

$$P_u = \eta_o P_i = \eta_o (P_t - P_c) = \eta_o \left[\underbrace{(\dot m_a + \dot m_b)}_{\dot m_g} L_t - \dot m_a L_c \right]$$

$$\alpha = \frac{\dot m_a}{\dot m_b} \Rightarrow \dot m_b = \frac{\dot m_a}{\alpha} = \frac{550}{52.15} = 10.55 \, [kg/s] \Rightarrow \dot m_g = \dot m_a + \dot m_b = 550 + 10.55 = 560.55 \left[\frac{kg}{s}\right]$$

$$P_u = 0.95 [560.55 \cdot 921'180.7 - 550 \cdot 575'418.7] = 189'893'179 \, [W] \cong 189.9 \, [MW]$$

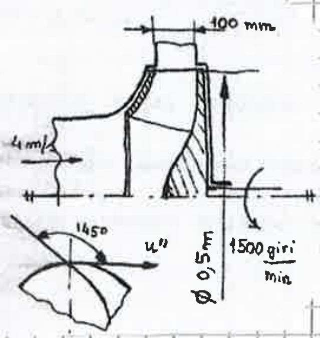
$$\boxed{\eta_g = \frac{P_u}{\dot m_b H_i} = \frac{\dot m_a L_u}{\dot m_b H_i} = \frac{L_u}{\frac{H_i}{\alpha}}}$$

SIMBOLOGIA PIU' APPROPRIATA

$$= \frac{189893179}{10.55 \cdot 44 \cdot 10^6} = 0.409$$

ESERCIZIO 2

2) Una pompa idraulica centrifuga avente la girante come conformata in figura, aspira acqua da una condotta con c = 4 m/s e la invia in una condotta con c = 4 m/s.
Conoscendo l'angolo $\beta'' = 145°$ e che, in condizioni di progetto, $\alpha'' = 20°$ mentre il lavoro delle resistenze passive L_w vale il 15% di L_i, calcolare la potenza assorbita in tali condizioni, la prevalenza fornita, nonchè la variazione di quota piezometrica tra condotta di aspirazione e uscita dalla girante (supposto che metà delle perdite per resistenze passive si abbiano nella girante e metà nel diffusore).



DATI

$c_1 = 4\ [m/s]$

$c_2 = 4\ [m/s]$

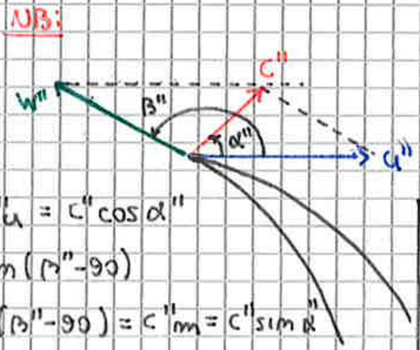
$\beta'' = 145°$

$\alpha'' = 20°$

$L_{wp} = 15\%\ L_i$

- $P_{ASS} = ?$
- $H_u = ?$
- $\Delta h_{1-11} = ?$

NB:



$c_u'' = u'' + w_u'' = c'' \cos\alpha''$

$|w_u''| = w'' \sin(\beta'' - 90)$

$w_m'' = w'' \cos(\beta'' - 90) = c_m'' = c'' \sin\alpha''$

$w'' = c'' \dfrac{\sin\alpha''}{\cos(\beta'' - 90)}$

$c_u'' = u'' - c'' \dfrac{\sin(\beta'' - 90)\sin\alpha''}{\cos(\beta'' - 90)}$

$c'' \cos\alpha'' + c'' Tg(\beta'' - 90)\sin\alpha'' = u''$

$c'' = \dfrac{u''}{\left(\cos\alpha'' + Tg(\beta'' - 90)\sin\alpha''\right)} = \dfrac{39.27}{\left(\cos 20 + Tg(145 - 90)\sin 20\right)} = 27.5 \left[\dfrac{m}{s}\right]$

$c_u'' = c'' \cos\alpha = 27.5 \cos 20 = 25.84 \left[\dfrac{m}{s}\right]$

$c_m'' = c'' \sin\alpha = 27.5 \sin 20 = 9.41 \left[\dfrac{m}{s}\right]$

RISOLUZIONE

$\eta_m = \dfrac{P_i}{P_{ASS}}$ $\quad \eta_v = \dfrac{\dot m L_i}{P_i}$ $\quad \eta_y = \dfrac{L_{i\,pol}}{L_i} = \dfrac{L_i - L_{wp}}{L_i} = \dfrac{g H_u}{L_i}$

$P_{ASS} = \dfrac{1}{\eta_m} P_i = \dfrac{1}{\eta_m} \cdot \dfrac{1}{\eta_v} \dot m L_i$

T. DI CONSERVAZIONE DEL MOMENTO DELLA QUANTITÀ DI MOTO

$L_i = c_u'' u'' - c_u' u' = c_u'' u''$, $c_u' = 0$

$u'' = \pi d'' n = 3.14 \cdot 0.5 \cdot \dfrac{1500}{60} = 39.27\ [m/s]$

$c_u'' = 25.84\ [m/s]$

$L_i = c_u'' u'' = 25.84 \cdot 39.27 = 1014.74\ [J/kg]$

$L_{w_p} = 15\%\ L_i = \dfrac{15}{100} \cdot 1014.74 = 152.21\ [J/kg]$

$\eta_y = \dfrac{L_{i\,pol}}{L_i} = \dfrac{L_i - L_w}{L_i} = \dfrac{1 - 0.15}{1} = 0.85 = \dfrac{g H_u}{L_i}$

$H_u = \eta_y \dfrac{L_i}{g} = \dfrac{0.85 \cdot 1014.74}{9.8} = 88\ [m]$

ASSUMIAMO $\varepsilon = 0.98$; $\eta_m = 0.97$; $\eta_v = 1$

$\dot m = \rho \varepsilon'' \pi d'' b'' c_m'' = 1000 \cdot 0.98 \cdot 3.14 \cdot 0.5 \cdot 0.1 \cdot 9.41 = 1447.82\ [kg/s]$

$P_{ASS} = \dfrac{1}{\eta_m} \cdot \dfrac{1}{\eta_v} \cdot \dot m L_i = \dfrac{1}{0.97}\ 1447.82 \cdot 1014.74 = 1'514'601.6\ [W] = 1514\ [kW]$

ESERCIZIO 4

4) Una pompa centrifuga monostadio deve far circolare 80 l/s di acqua in un circuito che richiede una prevalenza di 20 m. La pompa prescelta ha un diametro della bocca di aspirazione di 18 cm e funziona a 1600 giri/min con un rendimento $\eta_y = 0.8$. Calcolare la potenza assorbita dalla pompa ($\eta_m = 0.97$).

Soluzione: $P_a = 20.2$ kW

DATI

$Q = 80$ [l/s]

$H_u = 20$ [m]

$d = 18$ [cm]

$n = 1600$ [rpm]

$\eta_y = 0.8$

$\eta_m = 0.97$

• $P_{ASS} = ?$

RISOLUZIONE

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_{ASS}} \qquad \eta_v = \frac{\dot m L_i}{P_i} \qquad \eta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{gH_u}{L_i}$$

$$P_{ASS} = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{\dot m L_i}{\eta_m \eta_v} = \frac{\dot m g H_u}{\eta_m \eta_v \eta_y} = \frac{\gamma Q H_u}{\eta_e}$$

ASSUMIAMO $\eta_v = 1$

$$P_{ASS} = \frac{9800 \cdot 80 \cdot 20}{0.97 \cdot 0.8} \simeq 20'206'186 \ [W] \hat{=} 20.206 \ [kW]$$

ESERCIZIO 5

5) Una pompa idraulica centrifuga, alla velocità di rotazione di 1450 giri/min, è in condizioni di massimo rendimento idraulico con $H_{u0} = 80$ m, $Q_0 = 2$ m^3/s. Si vuole utilizzare tale pompa, facendola funzionare in condizioni di massimo rendimento, per pompare acqua tra due serbatoi a pelo libero tra i quali esiste un dislivello di 160 m lungo una tubazione che dà luogo complessivamente ad una perdita di carico di 1 m quando è attraversata dalla portata di 1 m^3/s. Calcolare la velocità di rotazione della pompa e la portata da essa mandata.

Soluzione: n = 2104 giri/min; Q = 2.902 m^3/s

DATI

$n = 1450$ [rpm]

$\eta_y = \eta_{y\,MAX}$

$H_{u0} = 80$ [m]

$Q_0 = 2$ [m^3/s]

$z_B - z_A = 160$ [m] $\overset{(S)(P=0)}{=} H_g$

$Y_c = 1$ [m] ($Q = 1$ [m^3/s])

• $n = ?$

• $Q = ?$

• $H_u' = ?$

RISOLUZIONE

$$H_u = H_g + kQ^2$$

$$kQ^2 = 1 \ [m] \quad \text{CON } Q = 1 \left[\frac{m^3}{s}\right] \Rightarrow k = \frac{1}{1^2} = 1$$

$$\begin{cases} \dfrac{H_u}{H_{u0}} = \left(\dfrac{n}{n_0}\right)^2 \Rightarrow H_u = \left(\dfrac{n}{n_0}\right)^2 H_{u0} \\ \dfrac{Q}{Q_0} = \dfrac{n}{n_0} \Rightarrow Q = \left(\dfrac{n}{n_0}\right) Q_0 \end{cases}$$

$$H_u = \left(\frac{n^2}{n_0}\right) H_{u0} = H_g + kQ^2 = H_g + k\left(\frac{n}{n_0}\right)^2 Q_0^2$$

$$\left(\frac{n}{n_0}\right) = \sqrt{\frac{H_g}{(H_{u0} - kQ_0^2)}} = \sqrt{\frac{160}{80 - 1 \cdot 2^2}} = 1.451$$

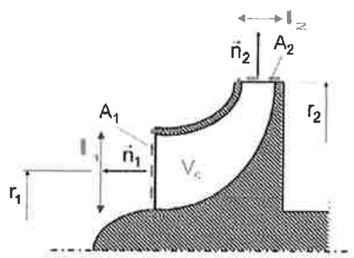
$n = 1.451 \cdot n_0 = 1.451 \cdot 1450 = 2103.95$ [rpm]

$Q = \left(\frac{n}{n_0}\right) Q_0 = 1.451 \cdot 2 = 2.902 \left[\frac{m^3}{s}\right]$

$H_u = \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 H_{u0} = 1.451^2 \cdot 80 = 168.43$ [m]

FORMULARIO

- Primo principio, sistemi chiusi, per unità di massa:
  $$Q \pm L = \Delta U + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_\omega$$
  $$= U_f - U_i + \frac{1}{2}\left(c_f^2 - c_i^2\right) + g\left(z_f - z_i\right) - \frac{1}{2}\omega^2\left(r_f^2 - r_i^2\right)$$
- Primo principio, sistemi aperti, (flusso stationario 1D, 1 ingresso, 1 uscita):
  $$Q \pm L_i = \Delta h + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_\omega$$
- Conservazione dell'energia meccanica, sistemi aperti, (flusso stationario 1D, 1 ingresso, 1 uscita):
  $$\pm L_i = \int_1^2 v \cdot dp + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_\omega + L_w$$
- Secondo principio della termodinamica:
  $$T \cdot dS = dQ + dL_w$$
- Equazioni combinate: $T \cdot dS = dU + p \cdot dv$
  $$T \cdot dS = dh - v \cdot dp$$



- Esempi di valutazione della portata:
  $$\dot m = \rho_2 c_{2n} A_2 = \rho_2 c_{2r} A_2 \,;\quad \dot m = \rho_1 c_{1n} A_1 = \rho_1 c_{1a} A_1$$
  $$A_1 = \xi_1 2\pi r_1 l_1 \,;\quad A_2 = \xi_2 2\pi r_2 l_2$$

- Equazione euleriana: $\pm L_i = \pm\frac{\dot{\mathcal{L}}_i}{\dot m} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$
- Coppia: $\pm C = \dot m\left(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}\right)$

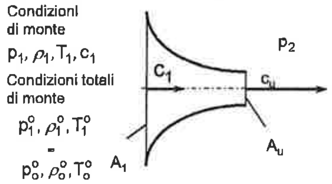
- Velocità del suono:
  $$c_s = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_S} = \sqrt{k\frac{p}{\rho}} \overset{gas\ perfetto}{=} \sqrt{kRT}$$
- Entalpia totale: $h^0 = h + \frac{c^2}{2}$
- Per gas pefetto: $T^0 = T + \frac{c^2}{2 \cdot c_p}$
  $$p^0 = p\left(\frac{T^0}{T}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$
- Rapporto critic delle pressioni: $\left(\frac{p}{p_1^0}\right)_c = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$
- Valori nella sezione ristretta in caso di flusso critico:
  $$c_c = \sqrt{k\frac{p_c}{\rho_c}} = \sqrt{2\frac{k}{k+1}\frac{p_1^0}{\rho_1^0}}$$
  $$\rho_c = \rho_1{}^o\left(\frac{p_c}{p_1{}^o}\right)^{\frac{1}{k}} = \rho_1{}^o\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}$$
  $$T_c = T_1^o\left(\frac{p_c}{p_1^o}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{2}{k+1}\,T_1^o \text{ (gas perfetto)}$$
- Flusso isentropico in un ugello:
  $$c = \sqrt{2\frac{k}{k-1}\frac{p_O^0}{\rho_O^0}\left\{1 - \left(\frac{p}{p_O^0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right\}}$$
  $$\rho c = \sqrt{2\frac{k}{k-1}p_O^0\rho_O^0\left\{\left(\frac{p}{p_O^0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_O^0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right\}}$$

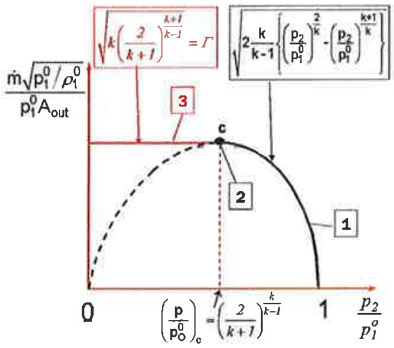
Turbopompe:

- Definizione di condizioni totali
  $$H^O = \frac{p}{\rho g} + z + \frac{c^2}{2g}$$
- Pompa in un circuito aperto:
  $$H_u = H_g + Y_c = H_g + KQ^2$$
- Pompa in un circuito chiuso
  $$H_u = Y_c = KQ^2$$
- Potenza assorbita
  $$P_a = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{\rho g Q H_u}{\eta_m \eta_v \eta_y} = \frac{\rho g Q H_u}{\eta_p}$$
- Condizione di similitudine fluidodinamica:
  $$\eta_y = cost$$
  $$\frac{H_u}{H_{u,0}} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^2\left(\frac{d}{d_0}\right)^2$$
  $$\frac{Q}{Q_0} = \frac{n}{n_0}\left(\frac{d}{d_0}\right)^3$$

1

UGELLO SEMPLICEMENTE CONVERGENTE

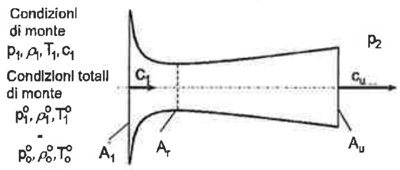


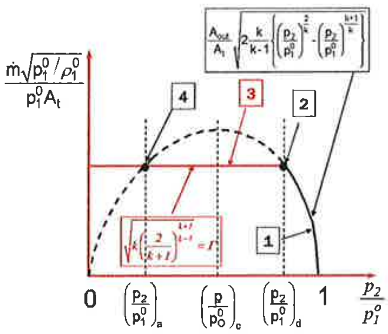


$$\dot m = A_u \frac{p_1^o}{\sqrt{p_1^o/\rho_1^o}}\sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p}{p_1^o}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{p}{p_1^o}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}\quad (1, 2)$$

$$\dot m = A_u \frac{p_1^o}{\sqrt{p_1^o/\rho_1^o}}\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = \dot m_c\ (3, 2)$$

UGELLO CONVERGENTE DIVERGENTE (DE-LAVAL)





$$\dot m = A_u \frac{p_1^o}{\sqrt{p_1^o/\rho_1^o}}\sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p}{p_1^o}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{p}{p_1^o}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}\quad (1, 2\ e\ 4)$$

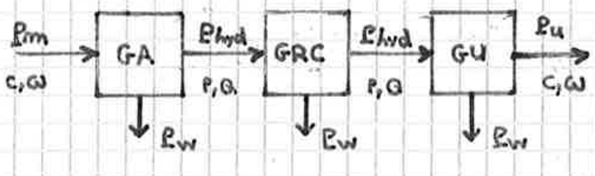
$$\dot m = A_r \frac{p_1^o}{\sqrt{p_1^o/\rho_1^o}}\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = \dot m_a\ (2, 3, 4)$$

$$\dot m = A_u \frac{p_1^o}{\sqrt{p_1^o/\rho_1^o}}\sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p}{p_1^o}\right)_d^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{p}{p_1^o}\right)_d^{\frac{k+1}{k}}\right]} = \dot m_c\ (2)$$

$$\dot m = A_u \frac{p_1^o}{\sqrt{p_1^o/\rho_1^o}}\sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p}{p_1^o}\right)_a^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{p}{p_1^o}\right)_a^{\frac{k+1}{k}}\right]} = \dot m_c\ (4)$$

3

SISTEMI DI TRASMISSIONE DI POTENZA



$P_{hyd} = P_{HYDRAULIC}$

$P_W = P_{WASTED}$

- ATTRITI MECC. (η_m)
- ATTRITO FLUIDO (η_y)
- FUGHE (η_v)
- CADUTE DI PRESSIONE

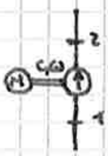
GA: GRUPPO DI ALIMENTAZIONE CHE CONVERTE LA POTENZA ENTRANTE NEL PRODOTTO DI PRESSIONE E PORTATA IN VOLUME, CIOE' POTENZA IDRAULICA. IL GA CONTIENE ALMENO UNA MACCHINA OPERATRICE.

GRC: GRUPPO DI REGOLAZIONE E CONTROLLO, LE CUI GRANDEZZE DI INGRESSO E USCITA SONO SEMPRE PRESSIONE E PORTATA.

GU: GRUPPO DI UTILIZZAZIONE CHE CONVERTE LA POTENZA IDRAULICA IN POTENZA MECCANICA. IL GU CONTIENE ALMENO UNA MACCHINA MOTRICE O UN ATTUATORE LINEARE.

CONSIDERIAMO UNA POMPA PER COMPRENDERE LA CORRELAZIONE TRA C, ω E Q, P

PER LA CONSERVAZIONE DI ENERGIA:



$$L_i = \int_1^2 v\,dp + \cancel{\Delta E_c} + \cancel{\Delta E_g} + \cancel{\Delta E_\omega} + L_\omega = \frac{\Delta P}{\rho} + \cancel{L_\omega}_{=0} \quad \text{PER UNA POMPA IDEALE (hp)}$$

$$P_i = \dot m L_i = \rho \dot V \frac{\Delta P}{\rho} = \dot V \Delta P = Q(p_2 - p_1) \quad , \; P_1 \cong 0\,[Pa] \quad (hp)$$

$$P_i = C \cdot \omega = Q P_2 \qquad \text{CON } \eta_m = 1 \quad (hp)$$

RENDIMENTI

$$\boxed{\eta_T = \frac{P_u\ (GU)}{P_m\ (GA)}} \qquad \text{RENDIMENTO TOTALE DELLA TRASMISSIONE}$$

$$\eta_T = \eta_{GA} \cdot \eta_{GRC} \cdot \eta_{GU}$$

INIZIALMENTE, TUTTAVIA, E' UTILE EFFETTUARE UNO STUDIO SEMPLIFICATO CHE CONSIDERI I COMPONENTI COME IDEALI, AVENTI CIOE' RENDIMENTO UNITARIO.
NONOSTANTE CIO' SI POTRANNO AVERE DEI RENDIMENTI INFERIORI A 1. QUESTO INDICA CHE LE TRASFORMAZIONI E IL CONTROLLO DELLE GRANDEZZE IN USCITA DAL SISTEMA COMPORTANO UN CERTO PREZZO.

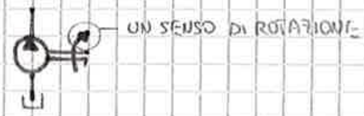
P_W = POTENZA DISSIPATA

- PERDITE PER ATTRITI MECCANICI => η_m = RENDIMENTO MECCANICO
- PERDITE PER ATTRITO VISCOSO => η_y = RENDIMENTO IDRAULICO
- FUGHE DI FLUIDO => η_v = RENDIMENTO VOLUMETRICO
- CADUTE DI PRESSIONE

P_u = POTENZA UTILE: $P_u = \sum_i F_i \cdot v_i + \sum_i C_i\, \omega_i$, F_i: F SU MARTINETTO IDRAULICO DEL GU
C_i: C. SULL'ALBERO ROTANTE DEL GU

COMPONENTI: (DISEGNI NON IN SCALA)

- POMPA VOLUMETRICA A CILINDRATA FISSA, UN SENSO DI ROTAZIONE (2)

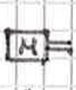


- POMPA VOLUMETRICA A CILINDRATA VARIABILE, UN SENSO DI ROTAZIONE

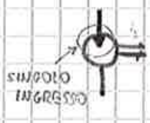
(EVENTUALMENTE CON LIMITATORE DI PRESSIONE ASSOLUTA)

- MOTORE

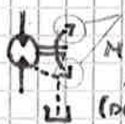
MOTORE ELETTRICO



MOTORE TERMICO



M. A SINGOLO INGRESSO / POMPA



M. A DOPPIO INGRESSO, A DOPPIO SENSO DI ROTAZIONE (11) / POMPA

(DRENAGGIO)

NOTA: DRENAGGIO = EVACUAZIONE DI FUGHE O ACCESSORIE. NELLE POMPE NON VIENE RAPPRESENTATO POICHE' E' INTERNO.

- VALVOLA LIMITATRICE DI PRESSIONE (p^*) (3)

E' UNA VALVOLA CON MOLLA REGISTRABILE (F) MOLLA: TENER CHIUSA LA VALVOLA) IN CONDIZIONI DI RIPOSO LA VALVOLA E' CHIUSA: NON E' ATTRAVERSATA DA Q. DISALLINEAMENTO FRECCIA E LINEA DI POTENZA.

(F) HA LO SCOPO DI PROTEGGERE IL CIRCUITO DA SOVRAPPRESSIONI QUANDO VIENE RAGGIUNTO UN LIVELLO DI TARATURA p^*.

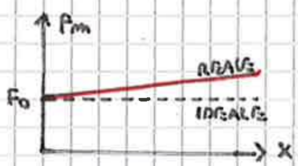
$$\begin{cases} \text{FORZA IN APERTURA: } p \cdot S \\ \text{FORZA IN CHIUSURA: } F_m \end{cases}$$

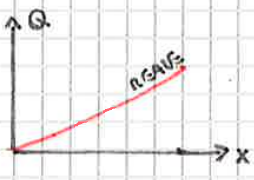
$\boxed{p^* = \dfrac{F_m}{S}}$ PRESSIONE DI TARATURA DELLA VALVOLA

- SE $p \cdot S < F_m \Rightarrow$ VALVOLA CHIUSA
- SE $p \cdot S = F_m \Rightarrow$ VALVOLA IN REGOLAZIONE

LA VALVOLA MANTIENE UN LIVELLO DI PRESSIONE PARI A QUELLO DI TARATURA ($F_m \approx cost$)

$\boxed{F_m = \underbrace{F_0}_{\uparrow \text{PRECARICO}} + kx}$, $kx = 0$ IN CONDIZIONI IDEALI





$p^* = \dfrac{F_m}{S} = \dfrac{F_0}{S}$ IN CONDIZIONI IDEALI

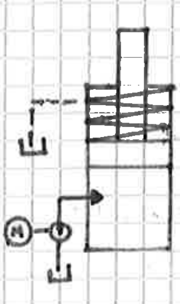
- $p < p^* \Rightarrow$ VALVOLA CHIUSA
- $p = p^* \Rightarrow$ VALVOLA REGOLA = SMALTISCE PARTE DELLA PORTATA VERSO IL SERBATOIO.

SI VUOLE AVERE k PICCOLO IN MODO CHE p^* NON DIPENDA DA x (SPOSTAMENTO ELEMENTO MOBILE)

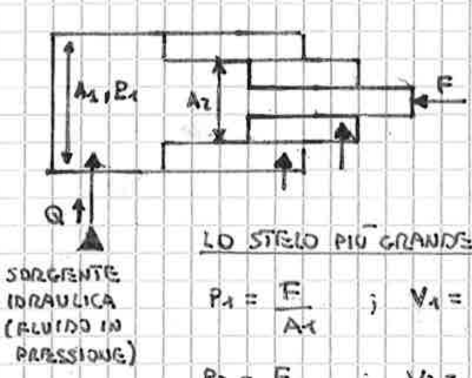
MOLLA TARABILE = (F) CAMBIA IL PRECARICO F_0 E QUINDI p^*.

- ATTUATORE LINEARE A SEMPLICE EFFETTO

CON MOLLA DI RITORNO



- ATTUATORE TELESCOPICO



UTILIZZATO PER ELEVATE ESTENSIONI ED ESIGENZE DI INGOMBRO.

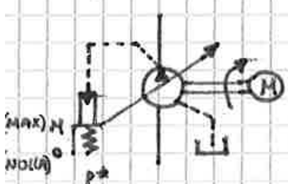
CONTRARIAMENTE AGLI ALTRI CASI QUI HO 3 COLLEGAMENTI ANZICHÈ 2.

LO STELO PIÙ GRANDE SARÀ QUELLO CHE SI SPOSTERÀ PER PRIMO CON UNA PRESSIONE P_1

$P_1 = \frac{F}{A_1}$; $V_1 = \frac{Q}{A_1}$ (SI SPOSTA L'ELEMENTO ESTERNO) $\boxed{P_2 > P_1}$

$P_2 = \frac{F}{A_2}$; $V_2 = \frac{Q}{A_2}$ (SI SPOSTA LO STELO PIÙ INTERNO)

- POMPA A CILINDRATA VARIABILE CON LIMITATORE DI PRESSIONE ASSOLUTA



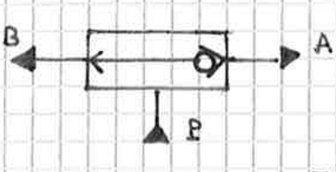
COMANDO IDRAULICO PER CONTROLLARE LA MOLLA GESTITO DA UN PILOTAGGIO ALLA MANDATA DELLA POMPA.

$\begin{cases} M : \text{CILINDRATA MASSIMA} : P \cdot S < F_m \\ \to O : \text{RIDUCO LA CILINDRATA PER RIDURRE LA PORTATA } P \cdot S = F_m \end{cases}$ (PRESSIONE LIMITATRICE) $P = P^* = \frac{F_m}{S}$

⇒ STESSA FUNZIONE DI POMPA E VALVOLA LIMITATRICE SEPARATI ; È PIÙ COSTOSA E DIFFICILE DA REALIZZARE.

OSSERVANDO LO SCHEMA DELL'IMPIANTO (DELL'ESEMPIO 1), NOTIAMO UN'ALTRA VALVOLA LIMITATRICE NEL GU. PUÒ ESSERE INSERITA A PRESCINDERE DAL FORNITORE CHE NON CONOSCE LO SCHEMA GENERALE DELL'IMPIANTO, RICORDANDO CHE SPESSO QUESTI GRUPPI SONO STANDARDIZZATI. QUESTA VALVOLA VIENE UTILIZZATA QUANDO C'È UN CARICO TROPPO GRANDE ALL'ATTUATORE : LA VALVOLA NE SMALTISCE UNA PARTE.

- VALVOLA SELETTRICE



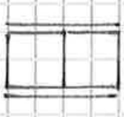
$P_A > P_B$

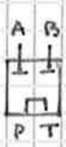
PERMETTE DI ALIMENTARE PER PRIMO IL CARICO PIÙ GRANDE.

- POSIZIONI INTERMEDIE TRANSITORIE

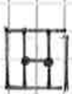
SI UTILIZZANO QUANDO E' IMPORTANTE CONOSCERE IL TRANSITORIO. COSA SUCCEDE DIPENDE DAL DISTRIBUTORE

- POSIZIONAMENTO CONTINUO

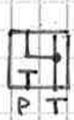




" CENTRO APERTO "



" CENTRO IN BYPASS "

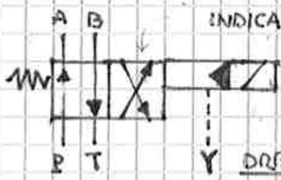


" CENTRO FLOTTANTE "

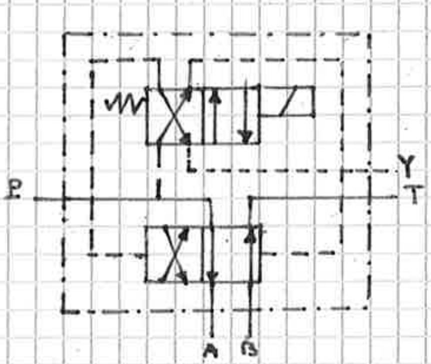
(VD)
- VALVOLE DI CONTROLLO DELLA DIREZIONE : VEDI DIAPOSITIVE L03

V'D ∘ VALVOLA (DG/2) CON STADIO PILOTA

SCHEMA SEMPLIFICATO



SCHEMA DETTAGLIATO



LA MOLLA AGISCE SULLO STADIO ESTERNO

A COSA SERVE ?

POSIZIONE DI RIPOSO = FRECCE //

ATTUANDO IL COMANDO ELETTRICO (SOLENOIDE)

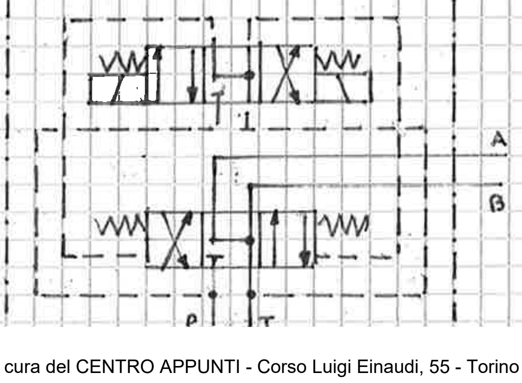
COMMUTA LO STADIO PRINCIPALE = FRECCE X

COLLEGAMENTO TRA P, T E A, B CON LINEE DI POT.

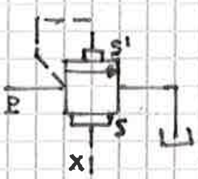
V''D ∘ VALVOLA (DG/3) CON STADIO PILOTA

SCHEMA SEMPLIFICATO

SCHEMA DETTAGLIATO



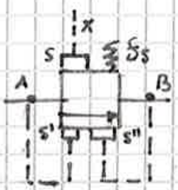
SUPERFICI D'INFLUENZA DIFFERENTI



IN REGOLAZIONE DEVE VALERE L'EQUILIBRIO TRA FORZE:

$P_P \cdot S'$ (APERTURA) $= P_X \cdot S$ (CHIUSURA) $\Rightarrow P_P = P_X \dfrac{S}{S'}$

IN QUESTO CASO (ALLA STREGUA DELLA MOLLA DELLA VALVOLA LIMITATRICE) HO LA DIPENDENZA DALL'ENTITÀ DEL PILOTAGGIO ANZICHÉ DALLA RIGIDEZZA DELLA MOLLA.



IN REGOLAZIONE:

$P_A \cdot S' + P_B \cdot S'' = P_X \cdot S + F_S$

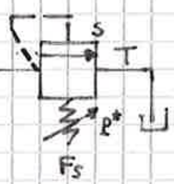
VL) VALVOLE PER IL CONTROLLO DELLA PRESSIONE (E DELLA PORTATA) [26/05/17]

VL1) LA VALVOLA LIMITATRICE DI PRESSIONE (VLP) (2)

QUANDO VIENE RAGGIUNTA LA PRESSIONE DI TARATURA P^*, LA VALVOLA LAMINA UNA PORTATA VARIABILE DI FLUIDO AL SERBATOIO IN MODO DA MANTENERE LA PRESSIONE A MONTE DELLA VALVOLA AL VALORE DI TARATURA.

VL1' A COMANDO DIRETTO (SINGOLO STADIO)

(T) : SERBATOIO

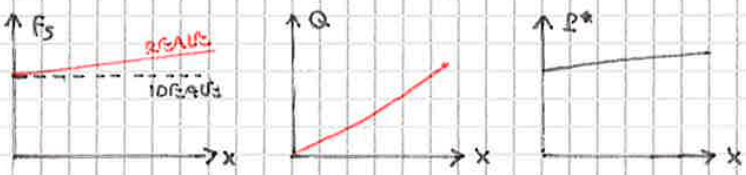


IN REGOLAZIONE:

$\boxed{P_P \cdot S = F_S} \Rightarrow P_P = P^* = \dfrac{F_S}{S}$

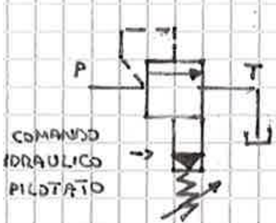
A MONTE DELLA VL MANTENGO UNA PRESSIONE NON SUPERIORE A P^*

$\begin{cases} P_P \cdot S & \text{FORZA IN APERTURA} \\ F_S & \text{FORZA IN CHIUSURA} \end{cases}$, $F_S = F_0 + KX$ (CASO IDEALE: $KX = 0$ $P_P = P^*$)

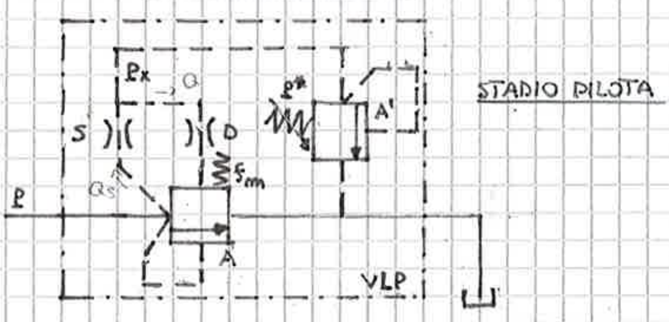


VL1'' CON STADIO PILOTATO (DOPPIO STADIO)

SCHEMA SEMPLIFICATO



SCHEMA DETTAGLIATO



S = STROZZATURA FUNZIONALE (SENZA LA VALVOLA NON FUNZIONA)

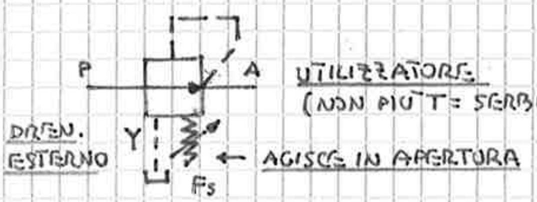
D = STROZZATURA DINAMICA (OTTIMIZZA IL COMP. DINAMICO DELLA VALVOLA)

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 197 di 260

VR2 LA VALVOLA RIDUTTRICE DI PRESSIONE (3)

IN CONDIZIONI DI REGOLAZIONE MANTIENE LA PRESSIONE ALL'USCITA PARI AL VALORE DI TARATURA INDIPENDENTEMENTE DALLA PRESSIONE IN INGRESSO.

VR2' A COMANDO DIRETTO (SINGOLO STADIO)

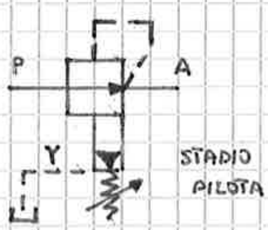


IN REGOLAZIONE:

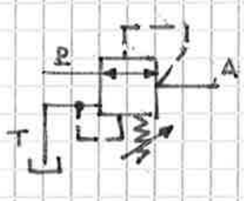
$P_A S = F_S \Rightarrow P^* = P_A = \frac{F_S}{S} < P_P$

NB: $P_A \leq P^*$: LA PRESSIONE A VALLE DELLA VALVOLA NON SUPERA MAI P^*

VR2'' CON STADIO PILOTATO (DOPPIO STADIO)



VR2''' A SINGOLO STADIO A TRE PORTE

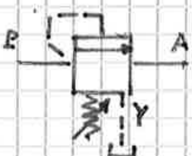


NOTA: NELLE VALVOLE RIDUTTRICI IL DRENAGGIO E' SEMPRE ESTERNO

VR3 LA VALVOLA DI SEQUENZA (2)

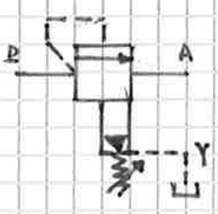
FORNISCE IL CARICO ALLA PORTA A QUANDO LA PRESSIONE ALLA PORTA P RAGGIUNGE IL LIVELLO DI TARATURA DELLA MOLLA

VR3' A COMANDO DIRETTO (SINGOLO STADIO)



E' SIMILE A UNA VL MA A VALLE ABBIAMO A (UTILIZZATORE) ANZICHE' T (SERBATOIO)

VR3'' CON STADIO PILOTATO (DOPPIO STADIO)



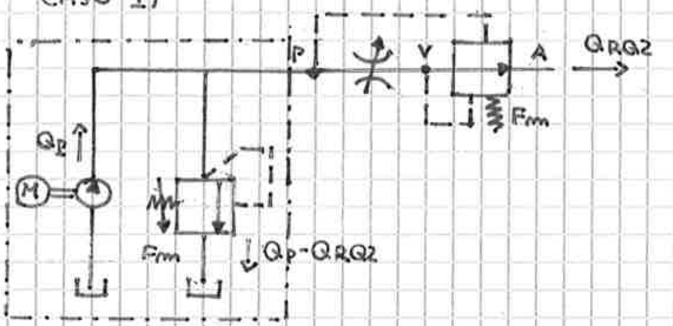
NOTA: NELLE VALVOLE DI SEQUENZA IL DRENAGGIO E' ESTERNO

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 199 di 260

QUINDI, RQ2:

- ELEMENTO MOLTO DISSIPATIVO (2 STROZZATORI IN SERIE)
  $\Rightarrow$ CONTROLLIAMO Q CON ELEVATE PERDITE ENERGETICHE.
- NECESSITA' DI VARIARE LA PORTATA MANDATA DAL GA COLLEGATA ALLA RQ2
  1) GA CON POMPA CILINDRATA FISSA E UNA VL INSERITA NEL GA
  2) GA A P(A VVAR) CON UN LIMITATORE DI PRESSIONE ASSOLUTO (CHE REGOLA LA CILINDRATA DELLA POMPA)

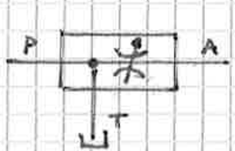
CASO 1)



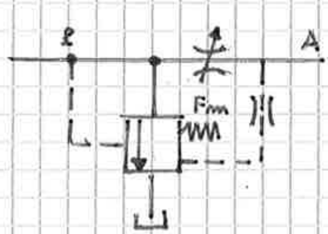
$(Q_{RQ2} < Q_2)$

V_{Q_2}'' VALVOLA REGOLATRICE DI PORTATA A 3 BOCCHE (RQ3)

SCHEMA SEMPLIFICATO



SCHEMA DETTAGLIATO



- RQ3 IN REGOLAZIONE:

(F. IN APERTURA) (F. IN CHIUSURA)

$$P_P S = P_A \cdot S + F_m$$

$$\Rightarrow P_P - P_A = \frac{F_m}{S} = \text{cost}$$

$$\Rightarrow Q = C_e A_{ST} \sqrt{\frac{2(P_P - P_A)}{\rho}} = \text{cost}$$

$\rightarrow$ Q DIPENDE DA A_{ST}

QUINDI, RQ3:

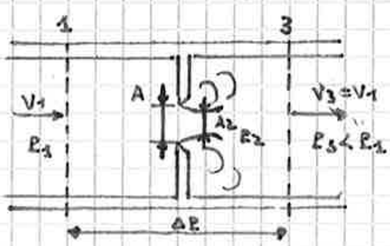
- LA RQ3 E' MENO DISSIPATIVA DELLA RQ2 (POICHE' LA PORTATA PASSA DA UN SOLO STROZZATORE ANZICHE' DUE)
- E' IN GRADO DI RIFIUTARE LOCALMENTE LA PORTATA IN ECCESSO $\Rightarrow$
  1) SI PUO' COLLEGARE A UN GA CON POMPA A CILINDRATA FISSA

EQUAZIONI DI BASE

- EFFLUSSO DA UNO STROZZATORE CON MOTO TURBOLENTO [R. TURBOL.: $Q \propto \sqrt{\Delta P}$]

$\boxed{Q = C_E A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}}$, $\Delta P = P_1 - P_2$, $P_2 = P_3$

$\boxed{C_E = \frac{C_V C_C}{\sqrt{1-(A_2/A_1)^2}}}$, $A_2 = C_C A$, $C_V < 1$



CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA MECCANICA

$\boxed{1-2}$: $\cancel{L_i} = \frac{\Delta P}{\rho} + \Delta E_c + \cancel{\Delta E_g} + \cancel{L_w}_{1-2}$

$\frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} = 0$ ESSENDO: $A_1 V_1 = A_2 V_2 \Rightarrow V_1 = \frac{A_2 V_2}{A_1}$

$\frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 \left(1-(A_2/A_1)^2\right)}{2} = 0$

$V_2 = \frac{1}{\sqrt{1-(A_2/A_1)^2}} \cdot \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}$ ← E' ISENTROPICA

$\boxed{V_2 = C_V V_{2IS}}$, C_V TIENE CONTO DI L_w TRA 1 E 2 $(0.98 \div 0.99)$

ALLORA LA PORTATA:

$Q = V_2 A_2$, $A_2 = C_C A$

$Q = V_2 A_2 = \underbrace{\frac{C_V C_C A}{\sqrt{1-(C_C A/A_1)^2}}}_{C_E} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}$ C_E = COEFF. DI EFFLUSSO

CONSIDERAZIONE:

$\boxed{P_3 = P_2}$ (IL FLUSSO NON E' GUIDATO E NON C'E' RECUPERO DI E_c)

$Q = C_E A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$, $\Delta P = P_1 - P_3$

CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA MECCANICA

$\boxed{2-3}$: $\cancel{L_i} = \underbrace{\cancel{\frac{\Delta P}{\rho}}}_{=0 \; P_3 = P_2} + \Delta E_c + \cancel{\Delta E_g} + L_w$

(NON C'E' RECUPERO DI E_c)

$\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} + L_w = 0 \Rightarrow L_w = \frac{V_2^2 - V_3^2}{2}$ DISSIPAZIONE DI E_c SENZA RECUPERO DI P

STROZZATORE CON DUE MODALITA' DI FUNZIONAMENTO DIVERSE

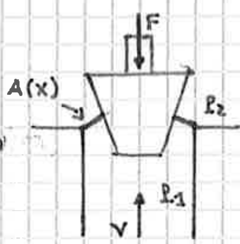
$\boxed{Q = C_E A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}}$

① ΔP : CAUSA ⟶ Q : EFFETTO COMPORTAMENTO METERING

② Q : CAUSA ⟶ ΔP : EFFETTO COMPORTAMENTO COMPENSATORE

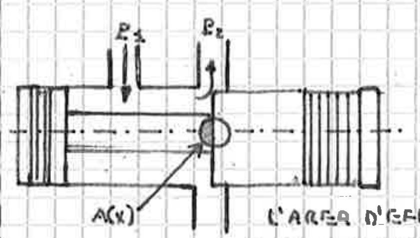
FLUSSO ATTRAVERSO UNA VALVOLA A OTTURATORE O A CASSETTO

$$\boxed{Q = C_E \, A(x) \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}}$$



L'AREA D'EFFLUSSO E' LA SUP. LATERALE A(x) DI UN TRONCO DI CONO

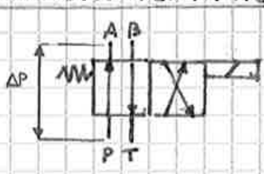
(POPPET VALVE)



(SPOOL VALVE)

L'AREA D'EFFLUSSO E' RAPPRESENTATA DALLA POSIZIONE SCOPERTA DEI 4 FORI CIRCOLARI DISPOSTI A 90°

CADUTE DI PRESSIONE IN VALVOLE DI CONTROLLO DELLA DIREZIONE



VALVOLA IDEALE

$p_P = p_A$; $p_B = p_T$ (NO CADUTE DI p)

VALVOLA REALE

$p_P > p_A$; $p_B > p_T$ (CADUTE DI PRESSIONE: $\Delta P_{PA} = \frac{\rho}{2}\left(\frac{Q_{PA}}{C_E A_{PA}}\right)^2$; $\Delta P_{BT} = \frac{\rho}{2}\left(\frac{Q_{BT}}{C_E A_{BT}}\right)^2$)

RICORDANDO: $Q = C_E A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$

LA POTENZA DISSIPATA RISULTA:

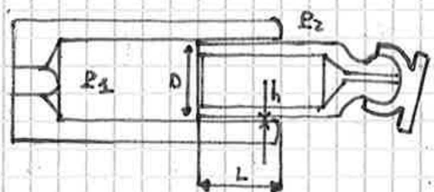
$$p_W = Q_{PA}\underbrace{(p_P - p_A)}_{\Delta P_{PA}} + Q_{BT}\underbrace{(p_B - p_T)}_{\Delta P_{BT}}$$

FUGHE ATTRAVERSO IL GIOCO STANTUFFO - CILINDRO

DEVO TENER CONTO DI POSSIBILI DILATAZIONI TERMICHE

$$\boxed{Q = \frac{b h^3}{12 \mu L} \Delta p} \qquad \boxed{b = \pi D}$$

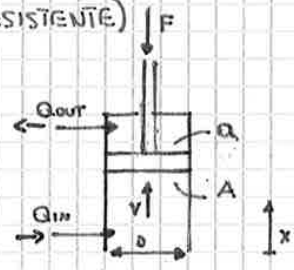
$(h \ll D \; ; \; h \ll L)$



(POMPA O MOTORE VOLUMETRICO A STANTUFFO)

— ATTUATORI LINEARI IDEALI

(CARICO RESISTENTE)



EQ. DI CONTINUITA'

$$\frac{\partial m}{\partial t} + \Sigma_j \dot{m}_j = 0 \iff \frac{\partial m}{\partial t} + \rho \underbrace{(Q_{OUT} - Q_{IN})}_{<0} = 0$$

$\frac{\partial m}{\partial t}$ = ACCUMULO DI OLIO NEL VOLUME DI CONTROLLO

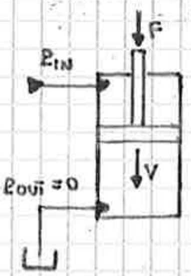
$$\begin{cases} P_{IN} A = P_{OUT} \cdot a + F \\ Q_{IN} = A \frac{dx}{dt} = A \cdot V \quad ; \quad Q_{OUT} = a \frac{dx}{dt} = a \cdot V \end{cases}$$

$$\boxed{V = \frac{Q_{IN}}{A} = \frac{Q_{OUT}}{a}}$$

EFFETTO CAUSA

VEDIAMO ORA : CARICO TRASCINANTE ($\bar{F}$ E $\bar{V}$ HANNO LO STESSO VERSO)

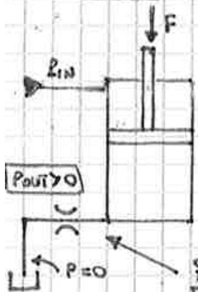
CASO 1:



$$\begin{cases} P_{IN} \cdot a + F = \underbrace{P_{OUT}}_{=0} \cdot A \\ Q_{IN} = aV \; ; \; Q_{OUT} = A \cdot V \end{cases}$$

(ACCELERA VERSO IL BASSO IN MODO NON CONTROLLATO)

CASO 2:



$$\begin{cases} P_{IN} \cdot a + F = P_{OUT} A \\ Q_{IN} = aV \; ; \; Q_{OUT} = AV \end{cases}$$

PER CONTROLLARE LA VELOCITA' IN DISCESA E' NECESSARIO FARE IN MODO CHE P_{OUT} POSSA EQUILIBRARE F.

STROZZATORE

$$\boxed{Q = C_E A_{ST} \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}}}$$

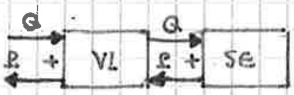
LA CONTROPRESSIONE P_{OUT} E' GENERATA CON UN OPPORTUNO STROZZATORE POSIZIONATO TRA LA BOCCA DI USCITA E IL SERBATOIO.

- VALVOLA DI NON RITORNO (NR)

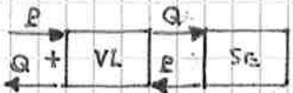
(APERTA)

(CHIUSA)

- VALVOLA LIMITATRICE (VL), SERBATOIO (SE)



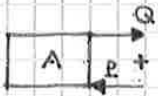
(IN REGOLAZIONE)



(CHIUSA)

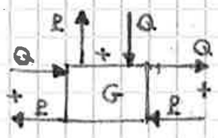
- ACCUMULATORE (A)

(CARICA)



(SCARICA)

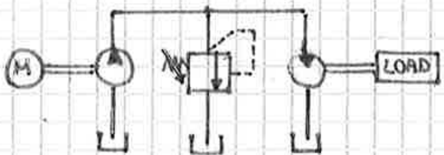
- GIUNZIONE (G)



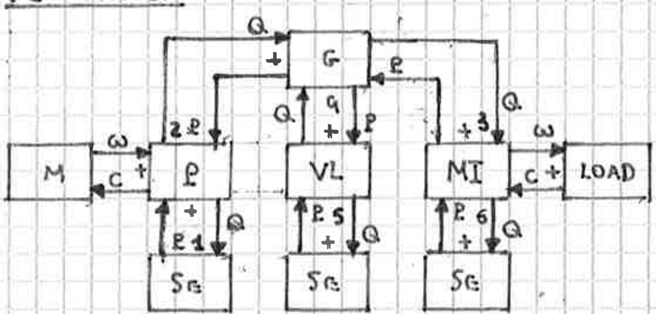
VEDIAMO UN PRIMO ESEMPIO COMPLETO:

TRASMISSIONE IDROSTATICA A CIRCUITO APERTO

CONSIDERIAMO DUE CASI: VL CHIUSA E VL IN REGOLAZIONE. RICAVIAMO ALLORA DUE SCHEMI A BLOCCO CON LE RISPETTIVE EQUAZIONI PER POI RICAVARE I RAPP. DI TRASMISSIONE.



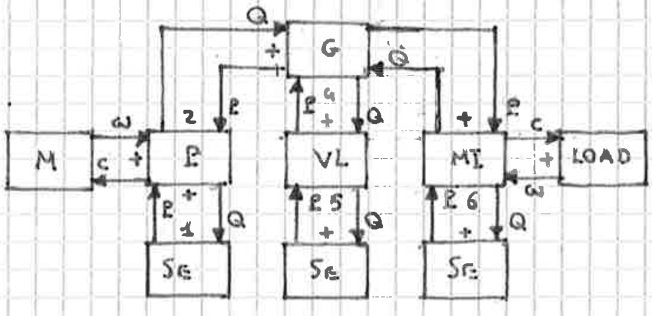
- VL CHIUSA



- SE IMPONE P, ALLORA RICEVERÀ Q
- M IMPONE ω
- P IMPONE UNA Q
- VL QUANDO È CHIUSA IMPONE Q (Q=0)
- DA G ESCONO DUE INFO DI P, ALLORA:
- MI INVIA P ALLA G

- VL IN REGOLAZIONE

DEVO REGOLARE p^* SECONDO I LIMITI STRUTTURALI DELL'IMPIANTO



- VL ORA DÀ UN'INFO DI p
- MI: IL Δp AI CAPI DI MI È IMPOSTO DA SE E DA VL
- LOAD: IL MI GESTISCE L'INFO DI C AVENDO IL Δp PREDEFINITO

NUOVO SISTEMA DI EQUAZIONI

M) $\quad m_p = m_0$

SE) $\quad p_6 = 0$

LOAD) $\quad m = m_u$

P) $\begin{cases} Q_2 = Q_1 \\ Q_2 = V_p m_p \\ C_p = \dfrac{V_p}{2\pi}(p_2 - p_1) \end{cases}$

VL) $\begin{cases} p_4 = p^* \\ Q_5 = Q_4 \end{cases}$

G) $\begin{cases} p_2 = p_4 \\ p_3 = p_4 \\ Q_2 - Q_3 = Q_4 \end{cases}$

MI) $\begin{cases} Q_6 = Q_3 \\ C_u = \dfrac{V_{MI}}{2\pi}(p_3 - p_6) \\ Q_3 = V_{MI} \cdot m_u \end{cases}$

COMBINIAMO LE EQUAZIONI:

$p_4 = p^*$

$p_3 = p_2 = p_4 = p^*$

$C_p = \dfrac{V_p}{2\pi} p^*$

$Q_2 = V_p m_0$

$C_u = \dfrac{V_{MI}}{2\pi}(p_3 - p_6) = \dfrac{V_{MI}}{2\pi} p^* \quad (p_6 = 0) \qquad (C_u = C_{MI} = C_M)$

IL CARICO RICEVE UNA COPPIA BEN DEFINITA $\Rightarrow$ NON POTRÀ CHE GIRARE A QUEI GIRI.

$Q_4 = Q_{VL} = Q_2 - Q_3 = V_p m_0 - V_{MI} \cdot m_u$

LA VL STABILISCE UNA PRESSIONE IN REGOLAZIONE E SCARICA UNA PORTATA A SERBATOIO CHE NON DIPENDONO DALLA VL, MA DALLE CONDIZIONI DEL CIRCUITO CON m_0, VELOCITÀ DI ROTAZIONE DEL MOTORE, LE DUE CILINDRATE V_p E V_{MI} E LE CARATTERISTICHE DEL CARICO m_u.

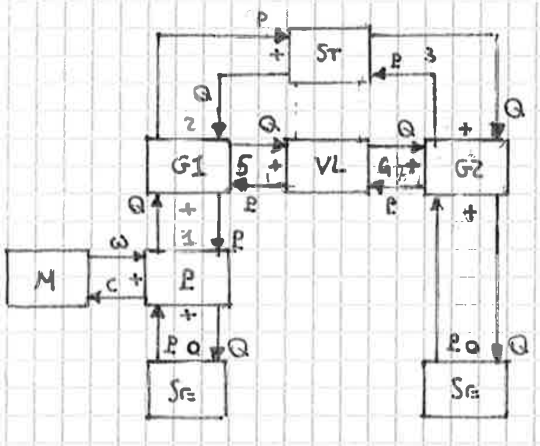
$\begin{cases} C_M = \dfrac{1}{2\pi} V_M p^* \\ C_P = \dfrac{1}{2\pi} V_P p^* \end{cases} \qquad \dfrac{C_M}{C_P} = \dfrac{V_M}{V_P} = \tau$

$m_M = \dfrac{V_P m_P - Q_L}{V_M}$ INFERIORE RISPETTO AL CASO PRECEDENTE

$\dfrac{P_M}{P_P} = \dfrac{C_M \cdot m_M}{C_P \cdot m_P} = \eta_t < 1$ ANCHE CON COMPONENTI IDEALI: $P_{diss} = Q_{VL}(p_5 - p_4) = Q_{VL} p^*_{VL}$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 211 di 260

- VL IN REGOLAZIONE



EQUAZIONI:

SE) $P_0 = P_3 = P_4 = 0$

P) $Q_1 = Q_P = V_P \cdot n_P$

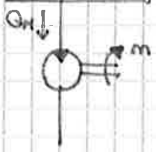
G1) $\begin{cases} P_1 = P_2 = P_5 = P^*_{VL} \\ Q_1 = Q_2 + Q_5 \end{cases}$ ($Q_1 \to Q_P$, $Q_2 \to Q_{ST}$, $Q_5 \to Q_{VL}$)

$Q_{VL} = Q_P - Q_{ST} = V_P n_P - C_E A_{ST} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$, $\Delta P = P_2 - P_3 = P^*_{VL}$

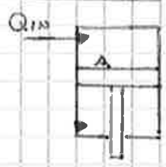
NOTA: CONTROLLARE LA PORTATA A UN ATTUATORE SIGNIFICA CONTROLLARNE LA VELOCITA'

MOTORE IDRAULICO (MI o M) | ATTUATORE IDRAULICO (AI o A)

$\boxed{n_M = \frac{Q_M}{V_M}}$



$\boxed{V = \frac{Q_{IN}}{A}}$



- ESEMPIO NUMERICO

DATI

$C_E = 0.65$; $d_{ST} = 6$ [mm]

$\rho = 870$ [kg/m^3]

$V_P = 100$ [cm^3]

$n_P = 1500$ [giri/min]

$P^*_{VL} = 120$ [bar]

$Q_P = V_P \cdot n_P = 2.5$ [l/s]

INIZIALMENTE LO ST E' ABB. APERTO E NON FA INTERVENIRE LA VL.

(VL CHIUSA)

ST: $Q = C_E A_{ST} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \Rightarrow \Delta P = \frac{\rho Q_P^2}{2 C_E^2 A_{ST}^2} = 80.49$ [bar]

$Q_{ST} = Q_P$

TUTTA LA PORTATA MANDATA MANDATA DALLA POMPA PASSA ATTRAVERSO LO STROZZATORE

- SE $d_{ST} \searrow \Rightarrow \Delta P \nearrow$

hp: C_E = cost AL VARIARE DI d_{ST}

C'E' UN VALORE DI d_{ST} CHE FA OTTENERE $\Delta P = 120$ [bar]

$d_{ST} = 5.43$ [mm] $\Longleftrightarrow$ $\Delta P = 120$ [bar]

LA VL STA ENTRANDO IN REGOLAZIONE: E' IN "INCIPIENTE LAMINAZIONE"

- SE $d_{ST} \searrow$ ANCORA $\Rightarrow$ VL LAMINA (SMALTISCE) Q_S PER MANTENERE $P^*_{VL} = 120$ [bar]:

$d_{ST} = 4.8$ [mm] $\Rightarrow Q_{ST} = 1.95$ [l/s] $\Rightarrow Q_{VL} = Q_P - Q_{ST} = 0.55$ [l/s]

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 213 di 260

CLASSIFICAZIONE POMPE/MOTORI (P/M)

- **A PISTONI**
  - ELEVATI ΔP, ELEVATI RENDIMENTI
  - MACCHINE COSTOSE
  - POSSIBILITA' DI VARIARE LA CILINDRATA

  • ASSIALI
    - A CORPO INCLINATO (P) ①
    - A PIASTRA INCLINATA (M) ②

  • RADIALI ③

- **A INGRANAGGI**
  - COSTITUZIONE MOLTO SEMPLICE E ROBUSTA
  - SOLO A CILINDRATA FISSA

  • ESTERNI • GEROTOR
  • INTERNI ④

- **A PALETTE**
  - MOLTO COMPATTE (MOLTE CAMERE)
  - RIDOTTE OSCILLAZIONI DI PRESSIONE E PORTATA
  - POSSIBILITA' DI VARIARE LA CILINDRATA

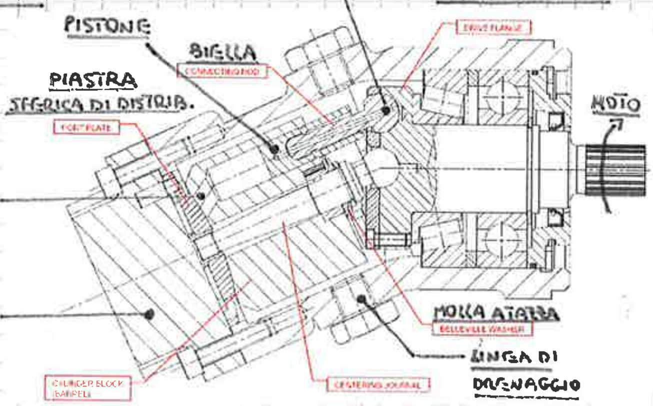
  (BASSA RUMOROSITA')

  • A ROTORE BILANCIATO ⑤
  • A ROTORE NON BILANCIATO

1) POMPA A PISTONI ASSIALI A CORPO INCLINATO

- CILINDRATA FISSA
  - DOPPIO SENSO DI ROTAZIONE (P. SIMMETRICA)
  - DOPPIO SENSO DI FLUSSO
- AUTODISTRIBUZIONE

PIASTRA DI DISTR.: 

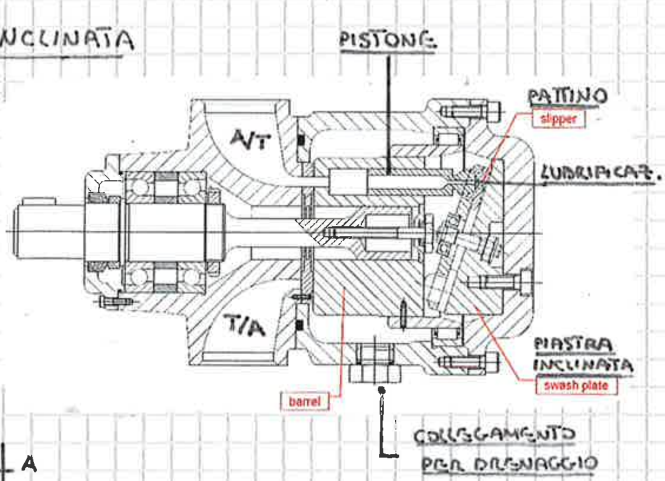


MOLLA A TAZZA: Ⓔ RIDUCIAMO POSSIBILI TRAFILAMENTI

2) MOTORE A PISTONI ASSIALI A PIASTRA INCLINATA

- CILINDRATA FISSA
  - DOPPIO SENSO DI ROTAZIONE (M. SIMMETRICO)
  - DOPPIO SENSO DI FLUSSO
- AUTODISTRIBUZIONE

LA PIASTRA INCLINATA PERMETTE LO SCORRIMENTO DEI PISTONI E QUINDI LA VARIAZIONE DI V DELLE CAMERE. IL PISTONE "BATTE" SU UN PATTINO CHE SCORRE SU UNA GUIDA DELLA PIASTRA.



- AUTOLUBRIFICAZIONE
- STANTUFFO FORATO IN PROFONDITA' PER ALLEGGERIMENTO.

4) POMPE/MOTORI A INGRANAGGI

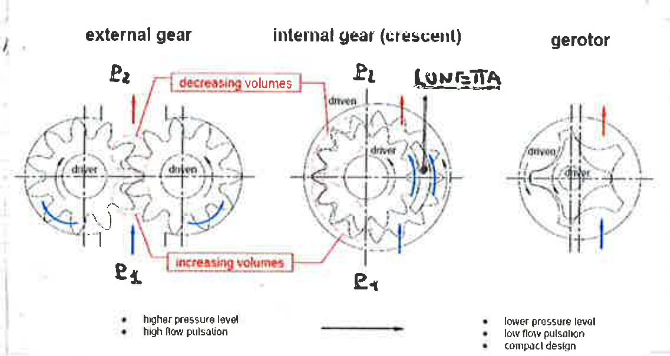
- COSTITUZIONE SEMPLICE E ROBUSTA
- SOLO A CILINDRATA FISSA

• LA DIFFERENZA DI PRESSIONE TRA MONTE E VALLE DEGLI INGRANAGGI METTE IN ROTAZIONE LE RUOTE (MOTORE). SE METTIAMO IN MOTO GLI INGRANAGGI DALL'ESTERNO CREIAMO, AL CONTRARIO, UNA DIFF. DI PRESSIONE (POMPA).

• LE CAMERE SONO COSTITUITE DALLO SPAZIO TRA LA BATTUTA E I DENTI

• LA QUANTITÀ DI OLIO CHE LA CAMERA TRASPORTA VA A COMPRIMERE IN MANDATA TRAMITE UNA "COMPRESSIONE PER REFLUSSO". (NON A CASO ABBIAMO SEMPRE DETTO CHE LA POMPA COMANDA UNA PORTATA E NON UNA PRESSIONE)

• $m_c = 2z$ M. DI CAMERE, z = M. DI DENTI



• LA CONFIGURAZIONE A INGRANAGGI INTERNI CON L'ELEMENTO "LUNETTA" RENDE GRADUALE IL PASSAGGIO DA P_1 A P_2

• NELLA CONFIGURAZIONE GEROTOR ABBIAMO PRESSIONI, INGOMBRI E PULSAZIONI MINORI

TALI PULSAZIONI SONO DOVUTE ALLA COMPRESSIONE PER REFLUSSO: OGNI QUALVOLTA UNA PORTATA D'OLIO ENTRA "IN CONTATTO" CON LA CAMERA DI MANDATA (CHE SI TROVA A UNA P DIVERSA) SI HA UN FORTE IMPULSO. SI CERCA ALLORA DI FARE IN MODO DI AVERE UNA CERTA GRADUALITÀ NEL PASSAGGIO DI MESSA IN COMUNICAZIONE DELLA CAMERA CON LA PRESSIONE DI MANDATA.

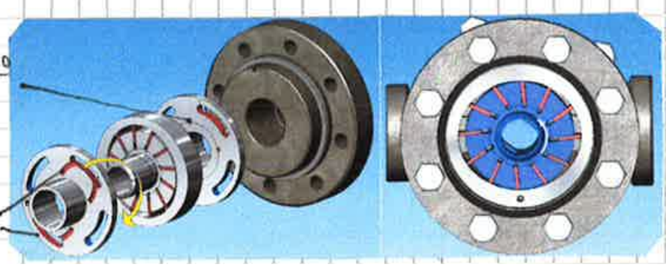
5) POMPE A PALETTE

- MOLTO COMPATTE (MOLTE CAMERE)
- RIDOTTE OSCILLAZIONI DI PRESSIONE E PORTATA (=) BASSA RUMOROSITÀ)
- POSSIBILITÀ DI VARIARE LA CILINDRATA

• A ROTORE BILANCIATO ($m_c = 2$)

IL BILANCIAMENTO È DATO DALLE FORZE AGENTI DOVUTE ALLE PRESSIONI; $m_c = 2$, QUINDI LE CAMERE SI RIEMPONO E SVUOTANO DUE VOLTE OGNI CICLO RENDENDO LA DISTRIBUZIONE DELLE PRESSIONI SIMMETRICA.

LA CILINDRATA È FISSA; PUÒ ESSERE CAMBIATA SOLO DIMENSIONANDO DIVERSAMENTE LO STATORE.



30

CAUSE DI PERDITA NELLE MACCHINE REALI

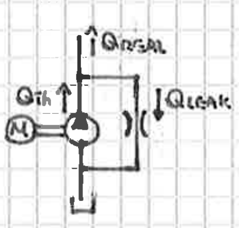
- FUGHE DI FLUIDO MOTORE $\Rightarrow$ RENDIMENTO VOLUMETRICO η_v
- CICLO DI LAVORO REALE $\neq$ IDEALE $\Rightarrow$ RENDIMENTO IDRAULICO η_y
- PERDITE MECCANICHE $\Rightarrow$ RENDIMENTO MECCANICO η_m

- FUGHE DI FLUIDO MOTORE

• POMPE (P)

M. OPERATRICI

$$\boxed{\eta_v = \frac{Q_{REAL}}{Q_{TH}}}$$



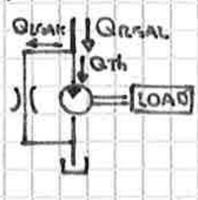
$$\begin{cases} Q_{Th} = V_P \cdot m_P \\ Q_{REAL} = V_P \cdot m_P - Q_{LEAK} \end{cases}$$

(Q_{LEAK}: FUGHE DA P ELEVATA A P BASSA)

• MOTORI (MI o M)

M. MOTRICI

$$\boxed{\eta_v = \frac{Q_{Th}}{Q_{REAL}}}$$



$$\begin{cases} Q_{Th} = V_M \cdot m_M \\ Q_{REAL} = V_M \cdot m_M + Q_{LEAK} \end{cases}$$

($Q_{REAL} = V \cdot A + Q_{LEAK}$)

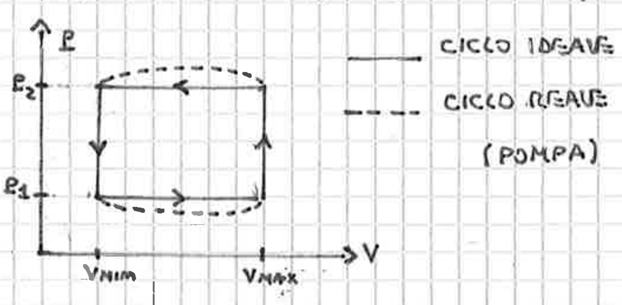
- CICLO DI LAVORO REALE

IL CICLO DI LAVORO IDEALE HA FORMA RETTANGOLARE E AREA PARI A $V \cdot \Delta P$

IL CICLO DI LAVORO REALE HA (PER LE POMPE) UN'AREA MAGGIORE:

- LAMINAZIONE NELLE LUCI DI ASPIRAZIONE E MANDATA $\Rightarrow \Delta P$
- LE FASI DI ASPIRAZIONE E MANDATA NON SONO SEGMENTI ORIZZONTALI, MA LINEE CURVE (DOVUTE PER ESEMPIO ALLE FORZE D'INERZIA DEL FLUIDO NELLE FASI DI ACCELERAZIONE E DECELERAZIONE INTERNE ALLE CAMERE)

TALE CICLO E' DETTO "CICLO INDICATO" E PUO' ESSERE MISURATO SPERIMENTALMENTE ATTRAVERSO LA MISURA DELLA PRESSIONE IN CAMERA (QUESTO SOLITAMENTE NON VIENE FATTO IN AMBITO OLEODINAMICO)



• POMPE (P)

$$\boxed{\eta_y = \frac{L_{i\,IDEAL}}{L_i}}$$

($L_{i\,IDEAL} = Q_{th} \cdot \Delta P$)

• MOTORI (MI o M)

$$\boxed{\eta_y = \frac{L_i}{L_{i\,IDEAL}}}$$

NORMATIVA ISO 1219 - 1 SIMBOLI FONDAMENTALI

SCHEMI OLEO! 1

- L. DI POTENZA
- CONTROLLO PILOTATO
- DRENAGGIO
- DELIMIT. GRUPPO
- TUBO FLESSIBILE
- GIUNZIONE T.
- T. INCROCIATE NON COLL.
- L. ELETTRICA
- COLLEGAMENTO MECC.
- SERBATOIO APERTO
- SERBATOIO PRESSURIZ.
- RESTR. INFL. DALLA VISCOS.
- RESTR. NON INFL. DALLA M.
- ENERGIA IDRAULICA
- ENERGIA PNEUMATICA
- DIREZIONI VALVOLE DI FLUS.
- DIREZIONI ROTAZIONI
- POSSIB. DI REGOLAZIONE
- PRES. SEGNALE ELETTRICO
- PILOTAGGIO REMOTO
- T PERCORSO/PORTA CHIUSA
- A, B CONNESSIONI VERSO L'ATTUAT.
- P CONNESSIONE CON L. DI ALIM.
- T CONNESSIONE CON UN SERB.
- X CONTROLLO FORNITURA D'OLIO
- Y CONTROLLO DRENAGGIO D'OLIO
- L PERDITE D'OLIO
- M MISURAZIONI
- MOLLA
- M. CON PRECARICO REGOL.

COMANDI MANUALI:

- BY PUSHING
- BY PULLING
- PUSH BOTTON
- PEDAL BOTTON

- LEVA

COMANDI MECCANICI:

- STANTUFFO CON ARRESTO VAR.
- PISTONE CON RULLO
- LEVA DEL RULLO (BO!)

COMANDI ELETTRICI:

- SOLENOIDE CON UNA CARICA
- SOLENOIDE CON DUE CARICHE
- SOLENOIDE PROPORZIONALE

COMANDI IDRAULICI:

- SINGOLO STADIO PILOTA
- DUE STADI PILOTA SUCCESSIVI
- LOGICA OR
- LOGICA AND

CONDIZIONAMENTO FLUIDO

SCAMBIATORI DI CALORE:

- RAFFREDDATORE
- RISCALDATORE
- REGOLATORE DI T.

FILTRI:

- FILTRO
- F. CON INDICATORE OTTICO DI INTASAMENTO
- F. CON INDICATORE DI INTAS. E CONTATTO ELETTR.

STRUMENTI DI MISURA

- MANOMETRO
- MANOMETRO DIFFER.
- INDICATORE LIVELLO LIQUIDO
- TERMOMETRO
- INDICATORE DI FLUSSO
- MISURATORE DI FLUSSO
- INDICATORE ANALOGICO
- INDIC. CON DISPLAY DIGITALE
- TRASDUTTORE ANALOGICO

P, F (PORTATA), G (LUNGH.), L (LIVELLO), S (VEL. O FREQ.) T, W (PESO, FORZA)

POMPE / MOTORI IDRAULICI

- POMPA VOLUMETRICA A CILINDRATA FISSA, UN SENSO DI ROT.
- POMPA VOLUMETRICA A CILINDRATA VARIABILE, UN SENSO DI ROT.
- MOTORE IDRAULICO
- MOTORE IDRAULICO A DOPPIO INGRESSO E DOPPIO SENSO DI ROT.
- POMPA/MOTORE UNA DIR. DI FLUSSO, UN SENSO DI ROT.

MOTORI:

- M MOTORE ELETTRICO
- M MOTORE TERMICO

ATTUATORI:

- ATTUATORE SEMI ROTANTE
- A. LINEARE A SINGOLO EFF.
- A. LINEARE A DOPPIO EFF.
- A. L. A D.E. A STELO PASS.
- ATTUATORE TELESCOPICO

VALVOLE:

VALVOLE DI CONTROLLO

- V. DI NON RITORNO FLUSSO CONSENTITO: SX → DX
- PILOTATA "IN APERTURA"
- A B P V. SELETTRICE $P_A > P_B$ PERMETTE DI ALIMENTARE IL CARICO PIÙ GRANDE

VALVOLE DI CONTROLLO DELLA DIREZ.

- A B P T (D4/2) 4 BOCCHE; 2 POSIZ.
- A B P T (D4/3) 4 BOCCHE; 3 POSIZ.
- POSIZ. INTERM. TRANSIT.
- POSIZ. CONTINUO
- A B P T "CENTRO APERTO"
- "CENTRO IN BYPASS"
- "CENTRO FLOTTANTE"

SISTEMI DI TRASMISSIONE DELLA POTENZA

③

$$\xrightarrow[C,\,\omega]{P_m} \boxed{GA} \xrightarrow[p,\,Q]{P_{hyd}} \boxed{GRC} \xrightarrow[p,\,Q]{P_{hyd}} \boxed{GU} \xrightarrow[C,\,\omega]{P_u} \boxed{\text{UTENZA}}$$

POTENZA P

$$\boxed{P = FV = C\omega = Q\Delta P}$$

$P = \dot{m} L_i$, $\dot{m} = \rho \dot{V}$, $L_i = \frac{\Delta P}{\rho} + \cancel{\Delta E_c} + \cancel{\Delta E_g} + \cancel{L_w}$ $\Rightarrow P = \dot{m} L_i = \rho \dot{V} \frac{\Delta P}{\rho} = \dot{V}\Delta P = Q\Delta P$

RENDIMENTO η_T

$$\boxed{\eta_T = \frac{P_u(GU)}{P_m(GA)}} \qquad P_u = \Sigma_i F_i V_i + \Sigma_i C_i \omega_i \quad \begin{cases} F_i & \text{F. SUL MARTINETTO IDRAULICO DEL GU} \\ C_i & \text{C. SULL'ALBERO ROTANTE DEL GU} \end{cases}$$

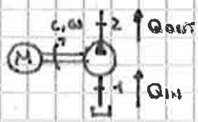
$$\boxed{\eta_T = \eta_{GA} \cdot \eta_{GRC} \cdot \eta_{GU}}$$

POTENZA DISSIPATA P_W

- PERDITE PER ATTRITI MECCANICI $\Rightarrow \eta_m$
- PERDITE PER ATTRITO VISCOSO $\Rightarrow \eta_y$
- FUGHE DI FLUIDO $\Rightarrow \eta_v$
- CADUTE DI PRESSIONE ($P_W = Q\Delta P$)

– POMPA VOLUMETRICA IDEALE (P) (M. OPERATRICE)

$\boxed{V = \alpha V_{MAX}}$ α FATT. DI MODULAZIONE



$\boxed{P_p = C_p\omega_p = C_p 2\pi m_p}$

$\boxed{P_p = Q_{OUT}\Delta P = V \cdot m_p \Delta P}$

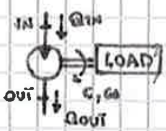
$\boxed{Q_{OUT} = V \cdot m_p}$ EFFETTO CAUSA

$\boxed{V = N \cdot m_c V_0}$ CILINDRATA TOTALE

$\boxed{V_0 = V_{MAX} - V_{min}}$ CILINDRATA UNITARIA

$\Rightarrow$ LA COPPIA RISULTA ESSERE: $\boxed{C = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi m} = \frac{1}{2\pi} V\Delta P}$ $\begin{cases} N = \text{N. DI CAMERE } (5 \div 11) \\ m_c = \text{N. DI CICLI SVOLTI DA CIASCUNA CAMERA PER GIRO } (1-2) \end{cases}$

– MOTORE VOLUMETRICO IDEALE (M) (M. MOTRICE)



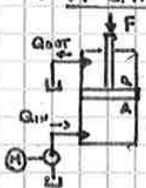
$\boxed{P_M = C_M \omega_M = C_M 2\pi m_M}$

$\boxed{P_M = Q_{IN}\Delta P = V m_M \Delta P}$

$\boxed{m_M = \frac{Q_{IN}}{V}}$ EFFETTO CAUSA

– ATTUATORI

- ATTUATORE LINEARE A DOPPIO EFFETTO
  - A CARICO RESISTENTE

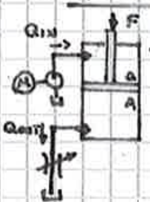


A. REALE $\left(F_{rh} = \frac{F}{\eta_{my}}\right)$

$\boxed{P_{IN} A = P_{OUT} a + F_{rh}}$ | $Q_{IN} = VA$

NB: NON SERVE ST | $Q_{OUT} = Va$

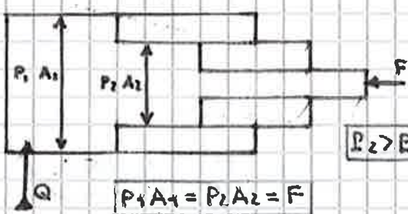
  - A CARICO TRASCINANTE



$P_{IN} a + F = P_{OUT} A$ | $Q_{IN} = Va$ | $Q_{OUT} = VA$

NB: MEGLIO EVITARE DI AVERE P_{IN} NEGATIVA POICHE' POTREBBE PORTARE AL FENOMENO DELLA CAVITAZIONE. ALLORA SI METTE UNO STROZZATORE AFFINCHE' $P_{OUT} > 0$

- ATTUATORE TELESCOPICO



LO STELO PIÙ GRANDE E' IL PRIMO A SPOST.

$\boxed{P_2 > P_1}$

$\boxed{P_1 A_1 = P_2 A_2 = F}$

$\boxed{Q = V_1 A_1 = V_2 A_2}$

- ATTUATORE L. A DOPPIO EFFETTO A STELO PASSANTE

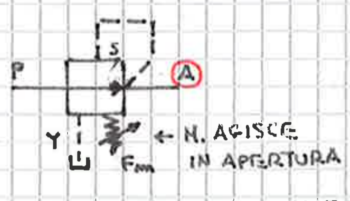
LE PRESSIONI NELLE CAMERE $\boxed{P_2 = P_1}$ SONO UGUALI ESSENDO UGUALI LE SUPERFICI.

$\boxed{V_{OUT} = V_{RIENTRO}}$

- VALVOLA RIDUTTRICE DI PRESSIONE

IN CONDIZIONI DI REGOLAZIONE MANTIENE LA PRESSIONE ALL'USCITA PARI AL VALORE DI TARATURA INDIPENDENTEMENTE DALLA PRESSIONE IN INGRESSO. | DRENAGGIO ESTERNO

- A COMANDO DIRETTO (SINGOLO STADIO)

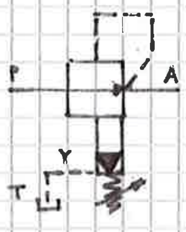


NB: $\boxed{P_A \leq P^*}$: LA PRESSIONE A VALLE DELLA VALVOLA NON SUPERA MAI P^*

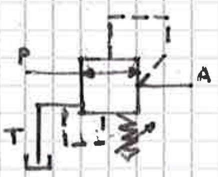
IN REGOLAZIONE: $P_A \cdot S = F_m$, $F_m = P^* S$

$(P_P > P^*)$

- CON STADIO PILOTATO (DOPPIO STADIO)



- A SINGOLO STADIO A TRE PORTE



- VALVOLE DI CONTROLLO DELLA PORTATA

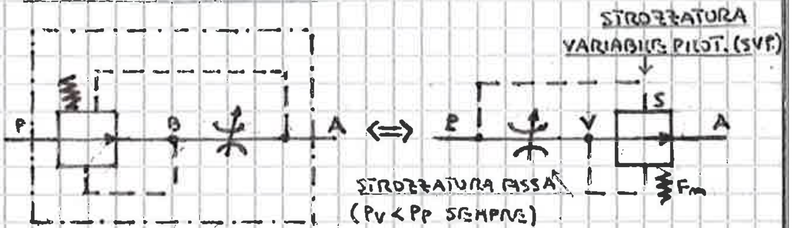
- VALVOLE DI CONTROLLO COMPENSATE

- VALVOLA REGOLATRICE (R) DI PORTATA (Q) A DUE BOCCHE (RQ2)

SCHEMA SEMPLIFICATO

E' UN ELEMENTO MOLTO DISSIPATIVO PERCHE' CI SONO DUE STROZ. IN SERIE

SCHEMA DETTAGLIATO



$Q \propto \sqrt{\Delta P_{ST}} \neq \sqrt{\Delta P_{TOT}}$ (Q E' INDIPENDENTE DA $\Delta P_{TOT} = P_P - P_A$)

$Q = C_c A_{ST} \sqrt{\frac{2 \Delta P_{ST}}{\rho}} = \text{cost}$ (Q E' DIPENDENTE PIU' DA A_{ST} CHE DA ΔP_{ST} PERCHE' $\Delta P_{ST} = \text{COST}$)

SVP TUTTO APERTO: $P_V = P_A$ (NON CI SONO CADUTE DI P)

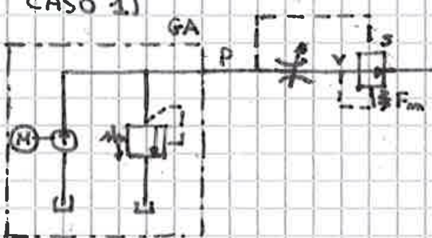
IN REGOLAZIONE: $P_P S = P_V S + F_m$

- ELEMENTO MOLTO DISSIPATIVO (2 STROZZATORI IN SERIE)

⇒ CONTROLLIAMO Q CON ELEVATE PERDITE ENERGETICHE

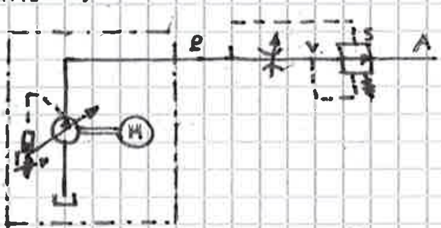
- VIENE UTILIZZATA QUANDO VI E' LA NECESSITA' DI VARIARE LA Q MANDATA DAL GA
  1) GA CON: POMPA CILINDRATA FISSA + VLP
  2) GA CON: POMPA A CILINDRATA VARIABILE CON LIMITATORE DI PRESS. ASSOLUTA

CASO 1)



$(Q_{RQ2} < Q_{GA})$

CASO 2)



MACCHINE REALI!

CAUSE DI PERDITA NELLE M. REALI:

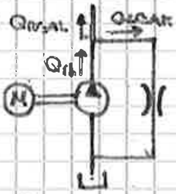
- FUGHE DI FLUIDO MOTORE $\Rightarrow \eta_v$
- CICLO DI LAVORO REALE $\neq$ IDEALE $\Rightarrow \eta_y$
- PERDITE MECCANICHE $\Rightarrow \eta_m$

• POMPE REALI

MACCHINE OPERATRICI

$$\eta_v = \frac{\dot{m} L_i}{P_i} \quad ; \quad \eta_y = \frac{L_{i\,\ell im}}{L_i} \quad ; \quad \eta_m = \frac{P_i}{P_{ASS}}$$

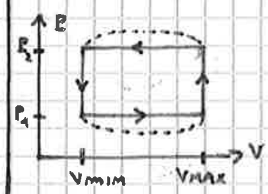
RENDIMENTO VOLUMETRICO



$$\boxed{\eta_v = \frac{Q_{REAL}}{Q_{Th}}}$$

Q LEAK = FUGHE DA P ELEVATA A P BASSA $Q_{TH} = Q_{REAL} + Q_{LEAK}$

RENDIMENTO IDRAULICO



("CICLO INDICATO")

$$\boxed{\eta_y = \frac{L_{i\,IDEAL}}{L_i}}$$

C. IDEALE

C. REALE

RENDIMENTO MECCANICO

$$\boxed{\eta_m = \frac{P_i}{P_{ASS}}}$$

POTENZA ASSORBITA DALLA P.
= POTENZA FORNITA DAL M.E.
= POTENZA SPESA DAL M.E.

$$\eta_p = \eta_v \cdot \eta_y \cdot \eta_m = \frac{Q_{REAL}}{Q_{Th}} \cdot \frac{Q_{Th}\Delta P}{P_i} \cdot \frac{P_i}{P_{ASS}} = \eta_v \cdot \eta_{my} = \frac{Q_{REAL}}{Q_{Th}} \cdot \frac{Q_{Th}\Delta P}{P_{ASS}}$$

QUINDI, CIO' CHE CI INTERESSA È:

$$\boxed{\eta_v = \frac{Q_{REAL}}{Q_{Th}}} \qquad \boxed{\eta_{my} = \frac{P_{TH}}{P_{ASS}} = \frac{C_{TH}}{C_{ASS}}} \quad + \quad \boxed{P_u = Q_{REAL} \cdot \Delta P}$$ POTENZA UTILE

$$\boxed{\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{my}} \qquad \boxed{Q_{OUT} = Q_{REAL}}$$ PORTATA MANDATA DALLA P

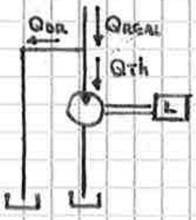
$$\boxed{P_{ASS} = \frac{P_{TH}}{\eta_{my}} = \frac{Q_{TH}\Delta P}{\eta_{my}} = \frac{Q_{REAL}\Delta P}{\eta_{my} \cdot \eta_v}}$$

• MOTORI IDRAULICI IDEALI

MACCHINE MOTRICI

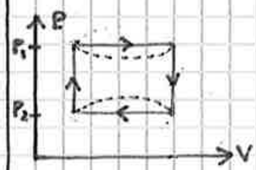
$$\eta_v = \frac{P_i}{\dot{m} L_i} \quad ; \quad \eta_y = \frac{L_i}{L_{i\,\ell im}} \quad ; \quad \eta_m = \frac{P_u}{P_i}$$

RENDIMENTO VOLUMETRICO



$$\boxed{\eta_v = \frac{Q_{th}}{Q_{REAL}}}$$

RENDIMENTO IDRAULICO



$$\boxed{\eta_y = \frac{L_i}{L_{i\,IDEAL}}}$$

C. IDEALE

C. REALE

RENDIMENTO MECCANICO

$$\boxed{\eta_m = \frac{P_u}{P_i}}$$

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_y \cdot \eta_m = \frac{Q_{th}}{Q_{REAL}} \cdot \frac{P_i}{Q_{th}\Delta P} \cdot \frac{P_u}{P_i} = \eta_v \cdot \eta_{my} = \frac{Q_{th}}{Q_{REAL}} \cdot \frac{P_u}{Q_{th} \cdot \Delta P}$$

$$\boxed{\eta_v = \frac{Q_{th}}{Q_{REAL}}} \qquad \boxed{\eta_{my} = \frac{P_u}{P_{th}} = \frac{C_u}{C_{th}}} \quad + \quad \boxed{P_S = Q_{REAL} \cdot \Delta P}$$ POTENZA SPESA

$$\boxed{\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{my}} \qquad \boxed{Q_{IN} = Q_{REAL}}$$ PORTATA IN AMMISSIONE

$$\boxed{P_u = \eta_{my} \cdot P_{TH} = \eta_{my} \cdot Q_{TH}\Delta P = \eta_{my} \cdot \eta_y Q_{REAL} \cdot \Delta P}$$

EQUAZIONI RISOLUTIVE

9

- **VLP CHIUSA**

MOTORE

$n_P = n_0$

SERBATOIO 1

$p_1 = 0$

SERBATOIO 4

$p_4 = 0$

SERBATOIO 7

$p_7 = 0$

POMPA IDRAULICA

$Q_2 = V_P n_P$

$Q_2 - Q_1 = 0 \Rightarrow Q_1 = Q_2$

$C_P = \frac{1}{2\pi} V_P (p_2 - p_1)$

GIUNZIONE

$p_2 = p_3 = p_6$

$Q_3 = Q_2 - Q_6$

VLP

$Q_6 = Q_4 = 0$

M. IDRAULICO

$n_M = n_5 = \frac{Q_3}{V_M}$

$Q_7 = Q_3$

$C_M = \frac{1}{2\pi} V_M (p_3 - p_7)$

$\Rightarrow p_3 = p_7 + \frac{C_M 2\pi}{V_M}$

→ RELAZIONE C_M E C_P

$C_M = \frac{1}{2\pi} V_M p_3 \qquad p_3 = \frac{2\pi C_M}{V_M}$

$C_P = \frac{1}{2\pi} V_P p_2 \qquad p_2 = \frac{2\pi C_P}{V_P} \qquad p_3 = p_2$

$\frac{C_M}{V_M} = \frac{C_P}{V_P} \Rightarrow \boxed{\frac{C_M}{C_P} = \frac{V_M}{V_P} = \tau}$

→ RELAZIONE TRA n_M E n_P

$Q_2 = V_P n_P \qquad Q_2 = Q_3$

$Q_3 = V_M n_M$

$V_P n_P = V_M n_M \Rightarrow \boxed{\frac{n_M}{n_P} = \frac{V_P}{V_M} = \nu}$

$\frac{C_M}{C_P} = \frac{V_M}{V_P} = \tau$ RAPPORTO DI CONVERSIONE DELLA COPPIA

$\frac{n_M}{n_P} = \frac{V_P}{V_M} = \nu$ RAPPORTO DI TRASMISSIONE

$(\nu < 1 \Rightarrow n_M < n_P \Rightarrow$ RIDUTT. DI V.)

$\frac{P_M}{P_P} = \frac{C_M}{C_P} \cdot \frac{n_M}{n_P} = \frac{V_M}{V_P} \cdot \frac{V_P}{V_M} = 1$

- **VLP IN REGOLAZIONE**

MOTORE

$n_P = n_0$

SERBATOIO 1

$p_1 = 0$

SERBATOIO 4

$p_4 = 0$

SERBATOIO 7

$p_7 = 0$

POMPA IDRAULICA

$Q_2 = V_P \cdot n_P$

$Q_2 - Q_1 = 0 \Rightarrow Q_1 = Q_2$

$C_P = \frac{1}{2\pi} V_P (p_2 - p_1)$

GIUNZIONE

$Q_2 = Q_3 + Q_6$

$Q_3 = Q_2 - Q_6$

$p_2 = p_3 = p_6$

VLP

$Q_6 = Q_4$

$p_6 = p^*_{VL}$

M. IDRAULICO

$n_M = n_5 = \frac{Q_3}{V_M}$

$Q_3 = Q_7$

$C_M = \frac{1}{2\pi} V_M (p_3 - p_7)$

→ RELAZIONE C_M E C_P

$C_M = \frac{1}{2\pi} V_M p_3 \qquad p_3 = \frac{2\pi C_M}{V_M}$

$C_P = \frac{1}{2\pi} V_P p_2 \qquad p_2 = \frac{2\pi C_P}{V_P} \qquad p_3 = p_2$

$\frac{C_M}{V_M} = \frac{C_P}{V_P} \Rightarrow \boxed{\frac{C_M}{C_P} = \frac{V_M}{V_P} = \tau}$

→ RELAZIONE TRA n_M E n_P

$Q_2 = V_P n_P \qquad Q_3 = Q_2 - Q_6$

$Q_3 = V_M n_M$

$\boxed{n_M = \frac{Q_3}{V_M} = \frac{Q_2 - Q_6}{V_M} = \frac{V_P n_P - Q_6}{V_M}}$

$\frac{C_M}{C_P} = \frac{V_M}{V_P} = \tau$

$n_M = \frac{V_P n_P - Q_{VL}}{V_M}$ INFERIORE RISPETTO A QUELLA DI PRIMA (CASO VLP CHIUSA)

$\frac{P_M}{P_P} = \frac{C_M}{C_P} \cdot \frac{n_M}{n_P} < 1$ (ANCHE CON COMP. IDEAL)

$\boxed{P_{DISS} = Q_6 (p_6 - p_4) = Q_{VL} \, p^*_{VL}}$ POT. IDRAULICA DISSIPATA NELLA VLP

EQUAZIONI RISOLUTIVE

- VLP CHIUSA

MOTORE	POMPA IDRAULICA	VLP
$m_P = m_0$	$Q_2 = V_P m_P$	$Q_3 = Q_6 = 0$
SERBATOIO 1	$Q_2 = Q_1$	STROZZATORE
$P_1 = 0$	$C_P = \frac{1}{2\pi} V_P (P_2 - P_1)$	$Q_4 = Q_5 = C_E A_{ST} \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}}$
SERBATOIO 7	GIUNZIONE 1	$\Delta P = P_4 - P_5$
$P_7 = 0$	$P_2 = P_3 = P_4$	GIUNZIONE 2
	$Q_2 = Q_4 + Q_3$	$P_5 = P_6 = P_7$
		$Q_5 + Q_6 = Q_7$

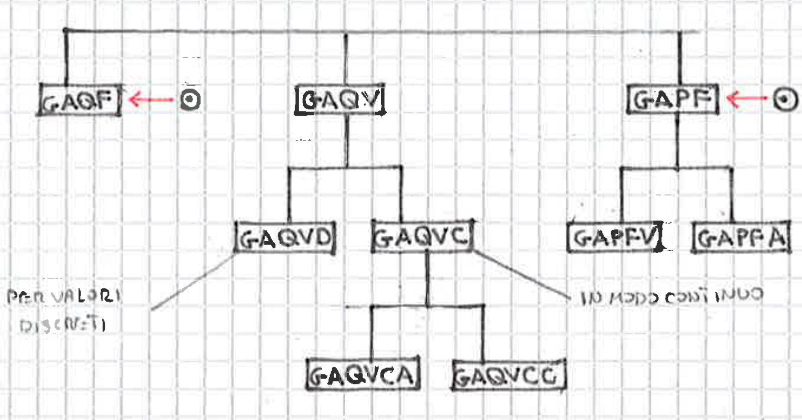
- VLP IN REGOLAZIONE

MOTORE	POMPA IDRAULICA	VLP
$m_P = m_0$	$Q_2 = V_P m_P$	$P_3 = P^*_{VL}$
SERBATOIO 1	$Q_2 = Q_1$	$Q_3 = Q_6$
$P_1 = 0$	$C_P = \frac{1}{2\pi} V_P (P_2 - P_1)$	STROZZATORE
SERBATOIO 7	GIUNZIONE 1	$Q_4 = Q_5 = C_E A_{ST} \sqrt{\frac{2(P^* - P_5)}{\rho}}$
$P_7 = 0$	$P_2 = P_4 = P_3 = P^*_{VL}$	GIUNZIONE 2
	$Q_2 = Q_3 + Q_4$	$P_5 = P_6 = P_7$
	$Q_P = Q_{VL} + Q_{ST}$	$Q_5 + Q_6 = Q_7$

E' IMPORTANTE CHE LA VLP REGOLI E NON VADA MAI IN COMPLETA APERTURA PERCHE' LA VLP SAREBBE SOTTODIMENSIONATA PER IL CIRCUITO E NON POTREBBE GARANTIRE $P_{MAX} = P^*_{VL}$

GRUPPI DI ALIMENTAZIONE (GA)

VENGONO CLASSIFICATI IN BASE ALLA LORO CAPACITÀ DI GESTIRE UNA Q OPPURE UNA P



GAQF : GA A PORTATA FISSA

GAQV : GA A PORTATA VARIABILE

GAQVD : GA A PORTATA VARIABILE PER VALORI DISCRETI

GAQVC : GA A PORTATA VARIABILE IN MODO CONTINUO

GAQVCA : GA A PORTATA VARIABILE PER CIRCUITI APERTI

GAQVCC : GA A PORTATA VARIABILE PER CIRCUITI CHIUSI

GAPF : GA A PRESSIONE FISSA

GAPFV : GA A PRESSIONE FISSA VERA

GAPFA : GA A PRESSIONE FISSA APPROSSIMATA

ANALIZZIAMO :

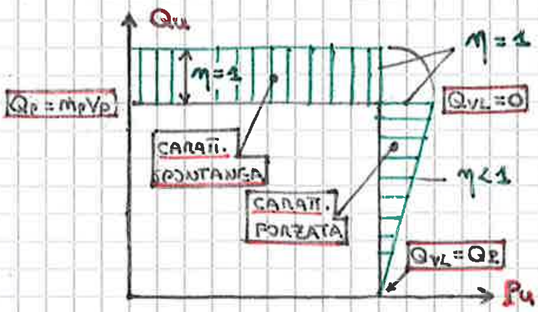
- GAQF
- GAPF

CARATTERISTICA IDRAULICA $\boxed{Q_u - P_u}$

15

FUNZIONAMENTO NORMALE : **VLP CHIUSA**

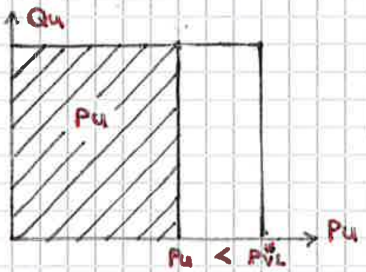
Q_u (= COST) IN FUNZIONE DI P_u (= VARIABILE, IMPOSTA DAL CARICO)



PER $0 \leq P_u \leq P^*_{VL} \Rightarrow \eta = 1$

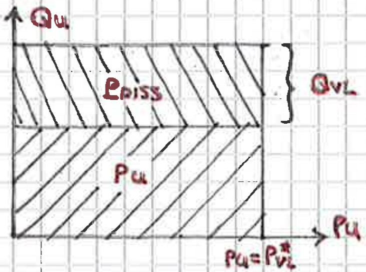
$Q_u = f(P_u) = COST$ VL CHIUSA	$Q_u = Q_p - Q_{VL}$ VL IN REG.
ATTUATORE LINEARE (MARTINETTO)	SE LA VLP E' IN REGOLAZ.
$Q_u = V \cdot A = COST \Rightarrow V = \frac{Q_u}{A} = COST$	SIA V CHE m_M DIMINUISCONO PERCHE' IL NUM.
ATTUATORE ROTATIVO (MOTORE)	TENDE A DIMINUIRE
$Q_u = V_M m_M = COST \Rightarrow m_M = \frac{Q_u}{V_M} = COST$	

- VLP CHIUSA



$\eta_T = \frac{P_u}{P_{ASS_P}} = 1$

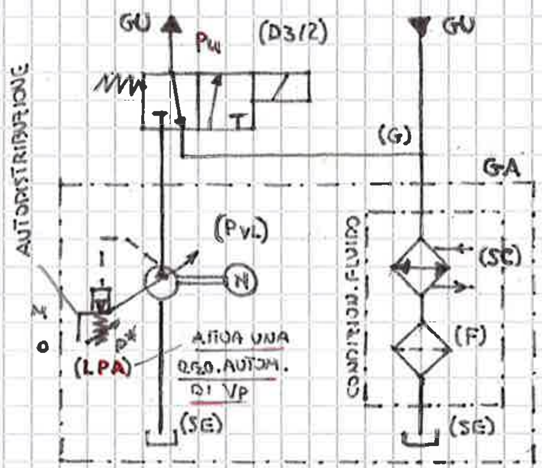
- VLP IN REGOLAZIONE



$\eta_T = \frac{P_u}{P_{ASS_P}} < 1$

$P_{DISS} = Q_{VL} \cdot P^*_{VL}$

GAPF : GA A PRESSIONE FISSA



POMPA V. A CILINDRATA VARIABILE CON LIMITATORE DI PRESSIONE ASSOLUTA : COMBO : POMPA + VLP

A RIPOSO LA CILINDRATA DELLA POMPA HA VALORE MAX (M)

IN QUESTO CASO NON C'E' CARICO ALL' AVVIAMENTO

NON APPENA LA POMPA SI ATTIVA IL LIMITATORE DI P. (LPA)

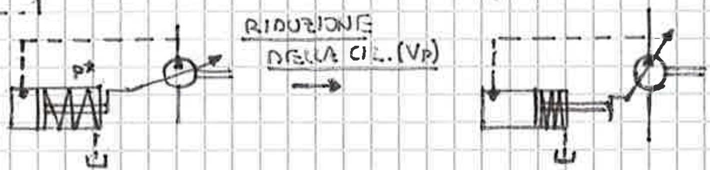
FA DIMINUIRE V_P ↓, E QUINDI ANCHE LA Q_{OUT_P} ($= V_P m_P$),

FINO A VALORI MINIMI ; QUANDO ATTACCO IL CARICO

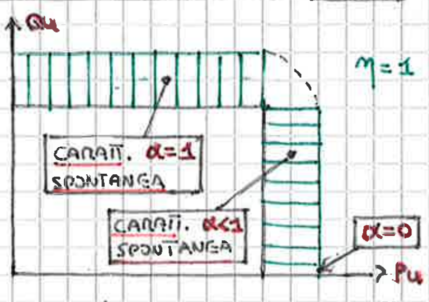
(P^* GIA' STABILIZZATA) $P_u = P^*$

$P_u < P^* \longrightarrow \alpha = 1$, $V_P = V_{MAX}$

$P_u = P^* \longrightarrow \alpha < 1$, $V_P \rightarrow 0$

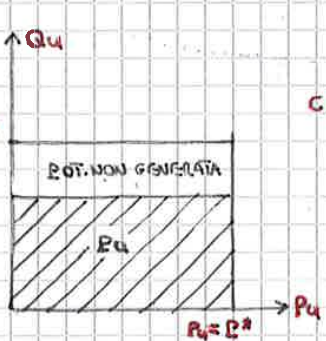


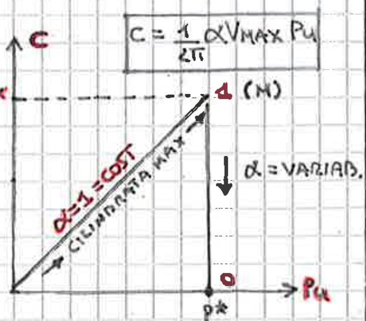
CARATTERISTICA IDRAULICA $\boxed{Q_u - P_u}$



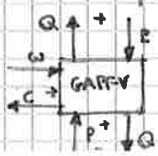
$(\equiv Q_u)$

$\eta_T = \frac{P_u}{P_{ASS_P}} = \frac{Q_P \cdot P_u}{C\omega} = \frac{\alpha V_{P\,MAX} \cdot m_P \cdot P_u}{\alpha V_{P\,MAX} \cdot P_u \cdot m_P} = 1$





NOTA: GAPF SI COMPORTA COME UN GAQF :

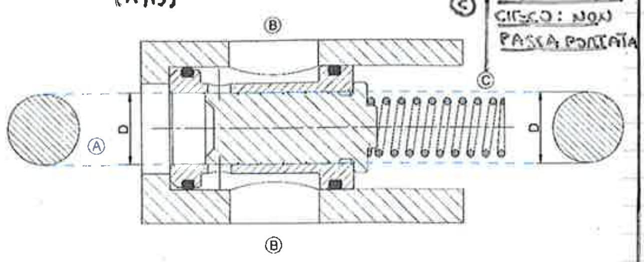


ESEMPI

VALVOLA A CASSETTO

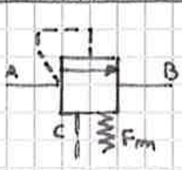
Valvola a due bocche a cassetto, normalmente chiusa (A,B)

C: E' UN CONDOTTO CIECO: NON PASSA PORTATA



- La pressione nella bocca **B** non ha influenza sull'equilibrio del cassetto
- Stessa superficie di influenza per le pressioni in **A** e **C**

SCHEMA SIMBOLOGICO

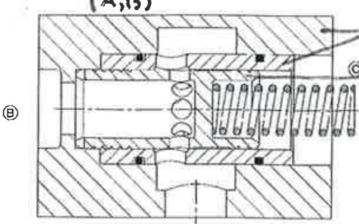


EQUILIBRIO DI F.

$P_A S = P_C S + F_m$

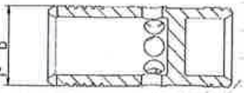
NOTA: VALVOLA DI SEQUENZA A POSIZ. CONTINUO

Valvola a due bocche normalmente aperta (A,B)



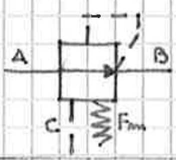
$S_B = S_C = \frac{D^2\pi}{4}$

SE PA E' BASSA
$P_B = P_A$ E LA VALVOLA RIMANE COMPL. APERTA



La pressione a monte non ha influenza sull'equilibrio del cassetto

SCHEMA SIMBOLOGICO



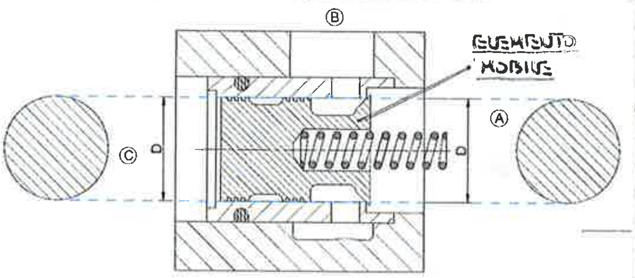
EQUILIBRIO DI F

$P_B S = P_C S + F_m$

VALVOLA RIDUTTRICE DI PRESSIONE

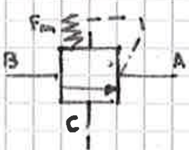
VALVOLA A OTTURATORE

Valvola a due bocche ad otturatore, normalmente chiusa



- La pressione nella bocca **B** non ha influenza sull'equilibrio dell'otturatore
- Stessa superficie di influenza per le pressioni in **A** e **C**

SCHEMA SIMBOLOGICO



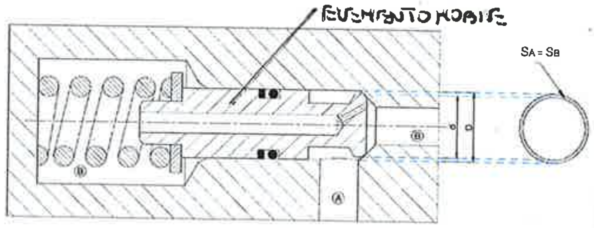
EQUILIBRIO DI F.

$P_C S = P_A S + F_m$

NOTA: ?.?.???

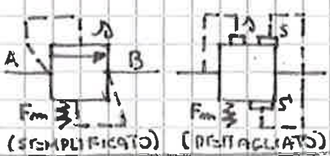
Valvola a due bocche ad otturatore, normalmente chiusa

ELEMENTO MOBILE



$S = \frac{d^2\pi}{4}$ $S' = \frac{D^2\pi}{4}$ $s = S' - S = S_A = S_B = \frac{(D^2 - d^2)\pi}{4}$

SCHEMA SIMBOLOGICO



EQUILIBRIO DI F.

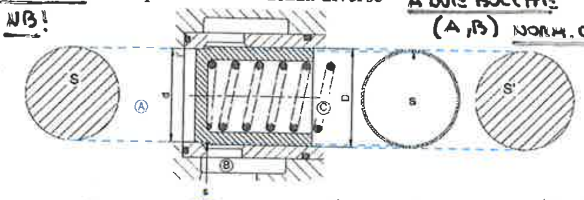
$P_A \mathcal{D} = P_B \mathcal{D} + F_m$

VL. DI SEQUENZA A DIFFERENZIALE.

Otturatore con superficie di influenza diverse

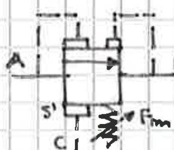
NB!

A DUE BOCCHE (A,B) NORM. CHIUSA



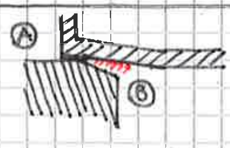
$S = \frac{d^2\pi}{4}$ $S' = \frac{D^2\pi}{4}$ $s = S' - S = \frac{(D^2 - d^2)\pi}{4}$

SCHEMA SIMBOLOGICO



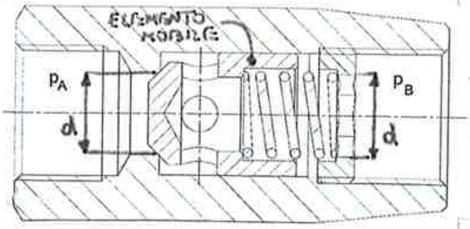
EQUILIBRIO DI F.

$P_A S + P_B \mathcal{D} = P_C S' + F_m$



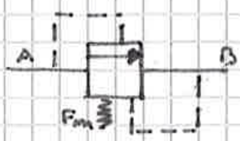
• VALVOLA DI NON RITORNO

VALVOLA DI NON RITORNO 1 [O]



SCHEMA SEMPLIFICATO

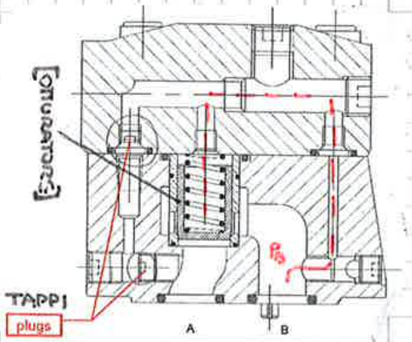
SCHEMA DETTAGLIATO



IN REGOLAZIONE: $\boxed{P_A \cdot S = P_B S + F_m}$ $\left(S_A = S_B = \frac{\pi d^2}{4}\right)$

$P_A = P_B + \frac{F_m}{S} = P^*_{NR}$ MOLTO PICCOLA

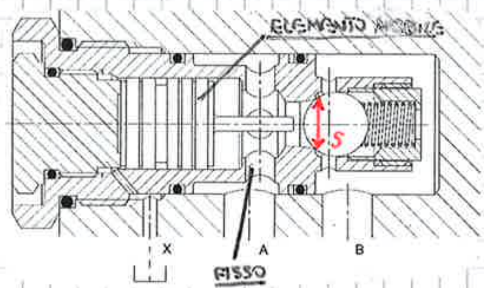
VALVOLA DI NON RITORNO 2 [O]



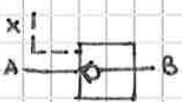
TAPPI A SX: A → B
TAPPI A DX: B → A

IN REGOLAZIONE: $\boxed{P_A S + P_B \mathcal{S} = P_B \cdot S' + F_m}$

VALVOLA DI NON RITORNO PILOTATA IN APERTURA



SCHEMA SEMPLIFICATO

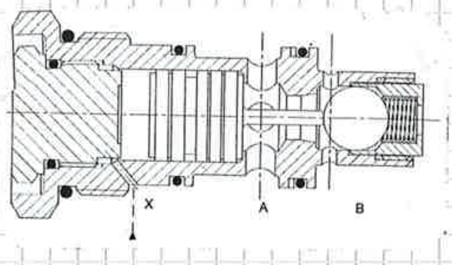


$P_X = 0$: FLUSSO POSSIBILE : A → B

IN REGOLAZIONE: $P_A S = P_B S + F_m$

$P_A = P_B + \frac{F_m}{S} - P^*_{NR}$ MOLTO PICCOLA

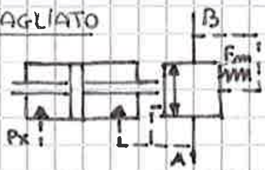
VALVOLA DI NON RITORNO PILOTATA IN APERTURA



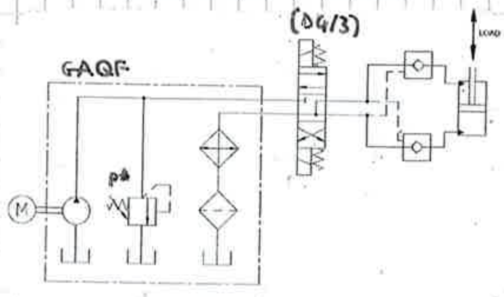
L'ELEMENTO MOBILE SI SPOSTA VERSO DX

$\boxed{P_X > P_A}$ P_X ATTIVO: FLUSSO INVERSO: B → A

SCHEMA DETTAGLIATO



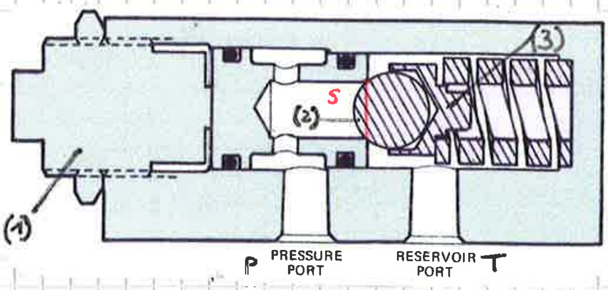
ESEMPIO DI APPLICAZIONE DI UNA VALVOLA DI NON RITORNO PILOTATA



GA = GAQF IN REGOLAZIONE

(NEL GA LA P NON SUPERA P^*_{VL})

VALVOLA AD AZIONAMENTO DIRETTO AD ATTUATORE

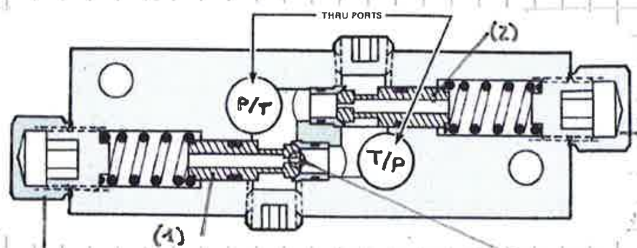


(1) ELEMENTO FILETTATO CHE PERMETTE DI VARIARE IL PRECARICO DELLA MOLLA

(2) OTTURATORE

(3) ELEMENTO INTERMEDIO CHE LIMITA IL CONTRIBUTO DI FORZE RADIALI DOVUTE A UN MONTAG. NON PRECISO

VALVOLA AD AZIONAMENTO DIRETTO A DOPPIO EFFETTO



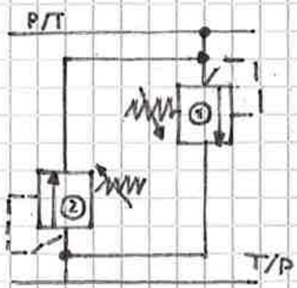
(1) SI APRE PER EFFETTO DI P

(2) RIMANE CHIUSO PER L'AZIONE DI P

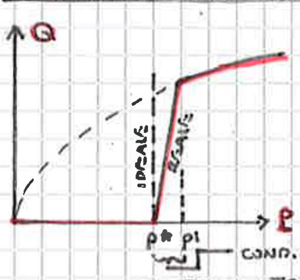
ELEMENTO PER REGOLARE IL PRECARICO

ELEMENTO PER RIDURRE IL PRECARICO DELLA MOLLA

PUO' FUNZIONARE COME SMORZATORE DINAMICO



CARATTERISTICA REALE DELLA VLP



COND. DI REGOLAZIONE

$\rightarrow \boxed{F_m = F_0 + KX}$

IN REGOLAZIONE: $\boxed{P \cdot A = F_m = F_0 + KX}$

$P = \dfrac{F_0}{S} + \dfrac{KX}{S}$; $\dfrac{F_0}{S} = P^*$

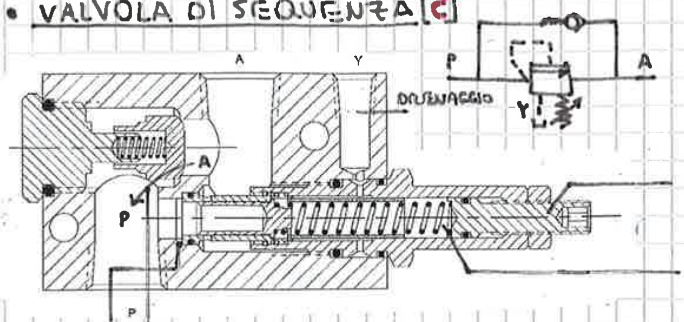
P NON E' RIGOROSAMENTE COSTANTE A P*

(IDEALMENTE SI E' SEMPRE TRASCURATO KX)

ORA IL COMPORTAMENTO DELLA VLP E' ASSIMILABILE A QUELLO DI UNO STROZZATORE COMPENSAT.

QUANDO X ARRIVA AL VALORE MAX $\Rightarrow$ A=AMAX E' COME SE AVESSI UNO STROZZATORE

- **VALVOLA DI SEQUENZA [C]**



(DRENAGGIO ESTERNO ; M. AGISCE IN CHIUS.)

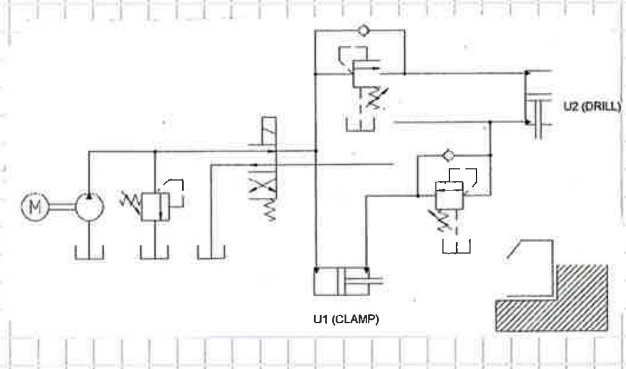
- SIMILE A UNA VLP
- NORMALM. CHIUSA
- A DUE BOCCHE
- VALVOLA A CASSETTO

ELEMENTO USATO PER VARIARE IL PRECARICO DELLA MOLLA

LUNGHEZZA ELEVATA PER RIDURRE K E QUINDI LA NON IDEALITA'

SPIGOLO PILOTANTE

VALVOLA DI NON RITORNO PRECARICATA CON BASSO PRECARICO

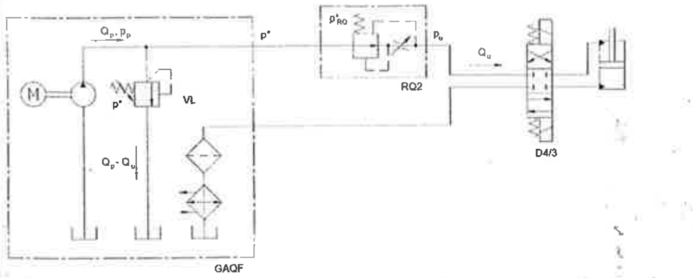


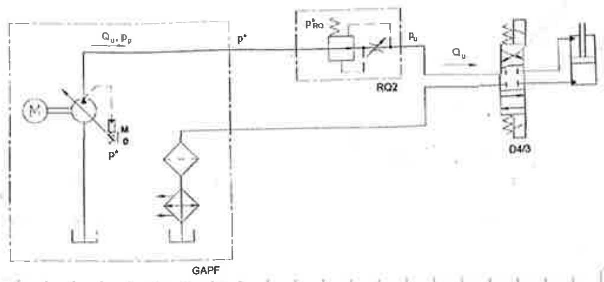
MACCHINA UTENSILE OLEODINAMICA

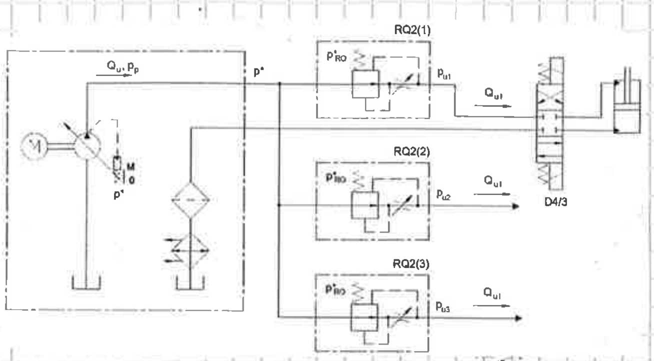
OPERAZIONI DA REALIZZARE CON UN' OPPORTUNA SEQUENZA:

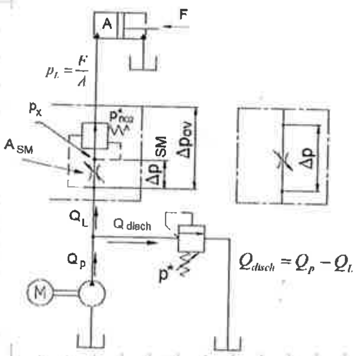
1) SI AFFERRA E SI BLOCCA IL PEZZO

2) DOPO SI FORA IL PEZZO









Strozzatore:

$$Q_L = C_c \cdot A_{rs} \cdot \sqrt{\frac{2(p^* - p_L)}{\rho}}$$

=> Q_L (e quindi anche v) dipende dal valore del carico.

$$Q_L = C_c \cdot A_{SM} \cdot \sqrt{\frac{2(p^* - p_x)}{\rho}} = C_c \cdot A_{SM} \cdot \sqrt{\frac{2p^*_{RQ2}}{\rho}}$$

=> Q_L dipende solo dalla sezione dello strozzatore di misura.

In entrambi i casi, V_L deve essere in regolazione.

ESERCITAZIONE 1 (MACCHINE IDEALI)

[08/06/17]

1) DATI

POMPA IDEALE

$V_p = 20\ [cm^3/giro]$ (CILINDRATA)

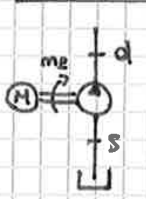
$n_p = 1500\ [rpm]$ (V. ROT. ALBERO)

$p_d = 50\ [bar]$ (P. DI MANDATA)

$p_s = 0\ [bar]$ (P. DI ASPIRAZIONE)

- $Q_p = ?\ [l/min]$
- $C_p = ?\ [Nm]$
- $P_{ASS} = ?\ [kW]$

RISOLUZIONE



$$Q_p = V_p \cdot n_p = 20 \left[\frac{cm^3}{giro}\right] \cdot 1500 \left[\frac{giri}{min}\right] \cdot 10^{-3} = 30 \left[\frac{l}{min}\right]$$

$$C_p = \frac{1}{2\pi} V_p (p_d - p_s) = \frac{1}{2 \cdot 3.14} \cdot 20 \cdot 10^{-6} (50-0) \cdot 10^5 = 15.91\ [Nm]$$

IN CONDIZIONI IDEALI:

$$\begin{cases} P_i = \dot{m} L_i = \dot{m} \frac{\Delta p}{\rho} = \rho Q \frac{\Delta p}{\rho} = Q \Delta p = V_p n_p \Delta p \\ P_i = C_p \omega_p = C_p 2\pi n_p \end{cases} \quad C_p = \frac{P_i}{2\pi n_p} = \frac{1}{2\pi} \cdot V_p \Delta p = \frac{1}{2\pi} V_p (p_d - p_s)$$

$$P_i = C_p \omega_p = C_p \cdot 2\pi n_p = 15.91 \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot \frac{1500}{60} = 2497.9\ [W] \cong 2.5\ [kW]$$

2) DATI

MOTORE IDRAULICO

$V_M = 27\ [cm^3]$

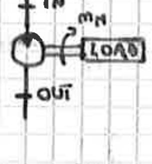
$C_M = 43\ [Nm]$

$Q_M = 15\ [l/min]$

$p_{OUT} = 5\ [bar]$

- $p_{IN} = ?$
- $n_M = ?$

RISOLUZIONE



$$C_M = \frac{1}{2\pi} V_M (p_{IN} - p_{OUT}) \Rightarrow (p_{IN} - p_{OUT}) = \frac{2\pi C_M}{V_M}$$

$$p_{IN} = p_{OUT} + \frac{2\pi C_M}{V_M} = 5 \cdot 10^5 + \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 43}{27 \cdot 10^{-6}} = 105.01\ [bar]$$

$$Q_M = V_M n_M \Rightarrow n_M = \frac{Q_M}{V_M} = \frac{15 \cdot 10^{-3}}{27 \cdot 10^{-6}} = 555.6\ [rpm]$$

5) DATI

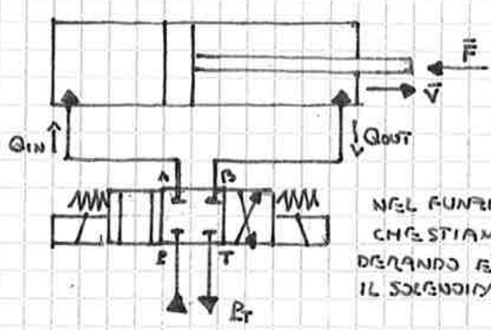
D4/3 ; Q_{IN}, Q_{OUT} e F dell'es. 4)

$S = 0.4\ [cm^2]$; $p_T = 10\ [bar]$

$C_E = 0.6$

$\rho = 860\ [kg/m^3]$

- $p_B = ?$ (CONTROPRESSIONE USCITA)
- $p_A = ?$ (P IN INGRESSO)
- $p_P = ?$ (P SU PORTA P)



NEL FUNZIONAMENTO CHE STIAMO CONSIDERANDO È ATTUATO IL SOLENOIDE DI SX

RISOLUZIONE

$\overleftarrow{F}$, $\overrightarrow{V}$ CARICO RESISTENTE

EQUILIBRIO STANTUFFO:

$p_{IN} \cdot A = p_{OUT} \cdot a + F$

$\Delta P = 2.11\ [bar]$

$p_B = P_T + \Delta P = 10 + 2.11 = 12.11\ [bar]$

$p_A = P_B \frac{a}{A} + \frac{F}{A} = 109.14\ [bar]$

$p_P = p_A + \frac{\rho}{2}\left(\frac{Q_{IN}}{C_E \cdot S}\right)^2 = 112.46\ [bar]$

NB: ATTRAVERSO LA BOCCA DEL DISTRIBUTORE SI HA UNA CADUTA DI P. ; INFATTI LA BOCCA SI PUÒ CONSIDERARE COME UNO STROZZATORE CHE LAVORA DA COMPENSATORE.

$Q_{OUT} = C_E \cdot S \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \Rightarrow \Delta P = P_B - P_T = \frac{\rho}{2}\left(\frac{Q_{OUT}}{C_E S}\right)^2$

$Q_{IN} = C_E \cdot S \sqrt{\frac{2\Delta P'}{\rho}} \Rightarrow \Delta P' = P_P - P_A = \frac{\rho}{2}\left(\frac{Q_{IN}}{C_E S}\right)^2$

6) DATI

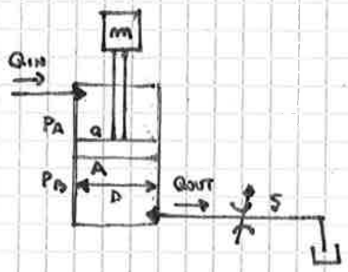
$m = 1000\ [kg]$ $(F = mg)$

$\rho = 860\ [kg/m^3]$

$C_E = 0.6$

$V = 0.2\ [m/s]$

- $S = ?$



RISOLUZIONE

$\overrightarrow{F}$, $\overrightarrow{V}$ CARICO TRASCINANTE

EQUILIBRIO STANTUFFO:

$P_B A = \cancel{P_A} a + F$ $\quad P_A = 0 \quad \Rightarrow P_B = \frac{F}{A} = 49.96\ [bar]$

$Q_{OUT} = VA = V \cdot \frac{\pi D^2}{4} = 23.56\ [l/min]$

$Q_{OUT} = C_E \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$, CON $\Delta P = P_B - 0$ (PROPRIAMENTE $\Delta P = 0 - P_B$ MA ΔP IN REALTÀ È DA CONSIDERARE COME $|\Delta P|$)

$S = \frac{Q_{OUT}}{C_E} \frac{1}{\sqrt{\frac{2 P_B}{\rho}}} = 6.07\ [mm^2]$

ESERCITAZIONE 2 (MACCHINE REALI)

POMPA (P)

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_{ASS}} \; ; \; \eta_y = \frac{P_{Th}}{P_i} \; ; \; \eta_v = \frac{Q_{REAL}}{Q_{Th}} \qquad \left[P = Q\Delta P \; ; \; \eta_{my} = \eta_{mh} = \eta_m \cdot \eta_y \right]$$

$$P_{ASS} = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{1}{\eta_m} \cdot \frac{1}{\eta_y} \cdot P_{Th} = \frac{1}{\eta_m \eta_y} P_{Th} = \frac{Q_{Th}\Delta P}{\eta_m \eta_y} = \frac{Q_{REAL}\Delta P}{\eta_m \eta_y \eta_v} = \frac{Q_{REAL}\Delta P}{\eta_t} = \frac{P_u}{\eta_t}$$

MOTORE IDRAULICO (MI o M)

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_i} \; ; \; \eta_y = \frac{P_i}{P_{Th}} \; ; \; \eta_v = \frac{Q_{Th}}{Q_{REAL}} \qquad \left[P = Q\Delta P \; ; \; \eta_{my} = \eta_{mh} = \eta_m \cdot \eta_y \right]$$

$$P_u = \eta_m \cdot P_i = \eta_m \cdot \eta_y \cdot P_{Th} = \eta_m \eta_y \cdot Q_{Th}\Delta P = \eta_m \cdot \eta_y \cdot \eta_v \, Q_{REAL}\Delta P = \eta_t \, Q_{REAL}\Delta P$$

1) DATI

POMPA REALE

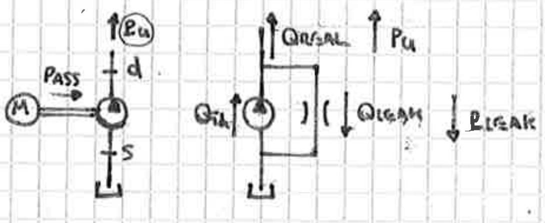
$V = 5 \; [cm^3]$

$n = 2940 \; [rpm]$

$P_d = 50 \; [bar]$

$\eta_v = 0.9$

$\eta_{mh} = 0.85$



$\boxed{Q_{Th} = V_P \cdot n_P}$

$\boxed{C_{Th} = \frac{1}{2\pi} V_P \Delta P_P}$

NB: $\boxed{P_u = Q_{REAL} \Delta P_P}$

- $Q_{REAL} = ?$
- $C_{ASS} = ?$
- $P_u = ?$
- $\eta_t = ?$

RISOLUZIONE

$Q_{REAL} = \eta_v Q_{Th} = \eta_v \cdot V_P \cdot n_P = 0.9 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 2940 = 13.23 \; [l/min]$

$C_{ASS} = \frac{1}{\eta_{mh}} \cdot C_{Th} = \frac{1}{\eta_{mh}} \cdot \frac{1}{2\pi} V_P \Delta P = \frac{1}{0.85 \cdot 2 \cdot 3.14} \, 5 \cdot 10^{-6} \cdot 50 \cdot 10^5 = 4.68 \; [Nm]$

$P_u = Q_{REAL} \cdot \Delta P = 13.23 \cdot 10^{-3} \cdot 60^{-1} \cdot 50 \cdot 10^5 = 1102.5 \; [W]$

$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{mh} = 0.9 \cdot 0.85 = 0.765$

3) DATI

4) DATI

$D = 40$ [mm]

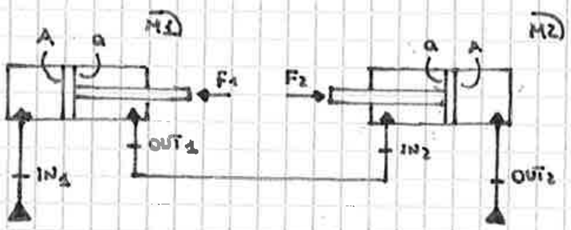
$d = 25$ [mm]

$F_1 = 2500$ [N]

$F_2 = 4000$ [N]

$\eta_{mh} = 0.88$

- $p_{IN} = ?$
- $p_{OUT} = ?$



SISTEMA IN EQUILIBRIO

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \; ; \quad \boxed{a = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}} \quad \text{NB!}$$

RISOLUZIONE

EQUILIBRIO: OUT1 = IN2

M2) $\cancel{p_{OUT2}} A + F_{2th} = p_{IN2} \cdot a \quad , \quad F_{2th} = \frac{F_2}{\eta_{mh}} \qquad p_{IN2} = \frac{F_{2th}}{a} = \frac{F_2}{\eta_{mh} \cdot a}$

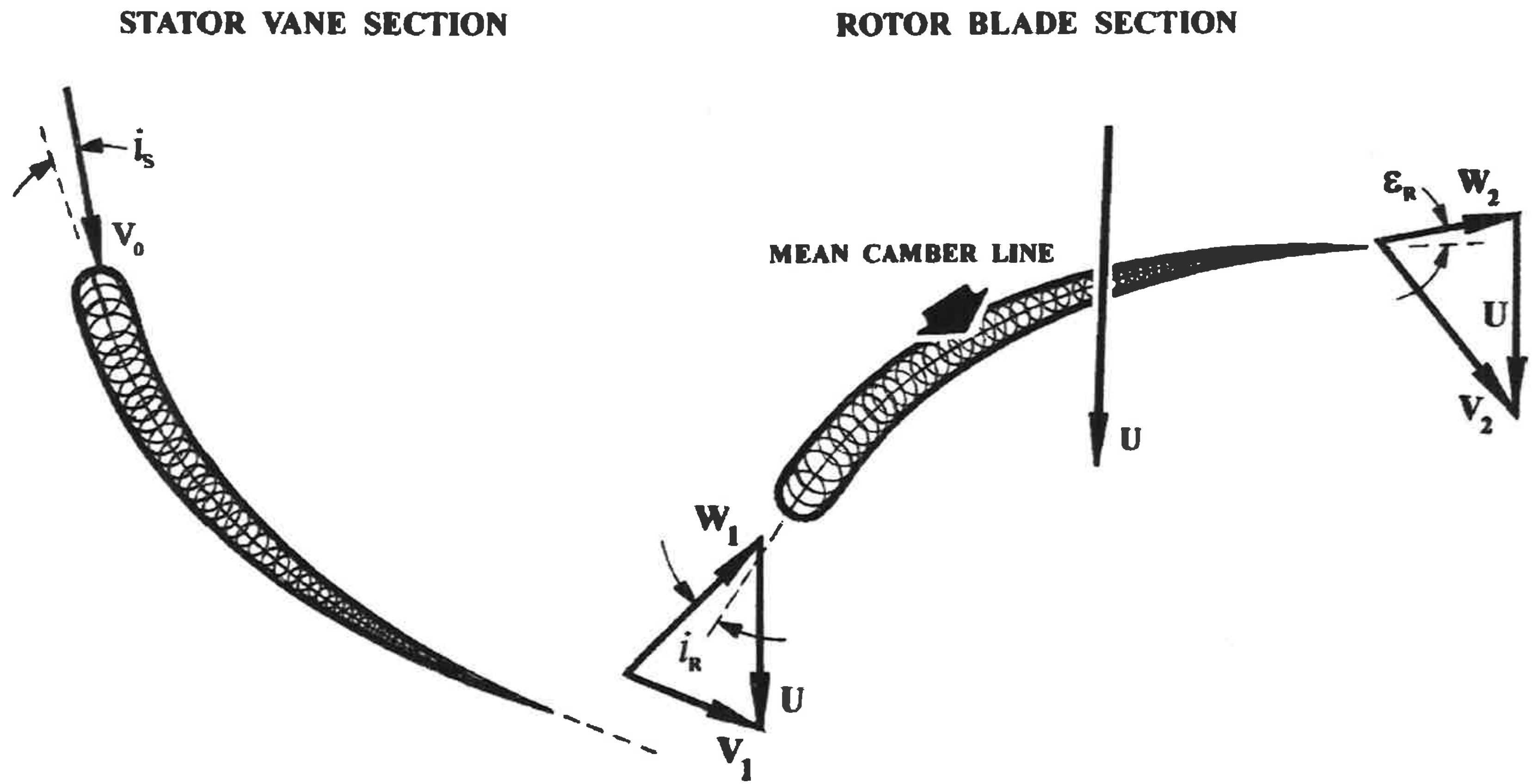
M1) $F_{1th} + p_{OUT1} a = p_{IN1} A \quad , \quad F_{1th} = \frac{F_1}{\eta_{mh}} \qquad p_{IN1} = \frac{F_{1th}}{A} + p_{OUT1} \frac{a}{A}$

$$p_{IN2} = \frac{F_{2th}}{a} = \frac{F_2}{\eta_{mh} \cdot a} = \frac{F_2 \cdot 4}{\eta_{mh} \cdot \pi (D^2 - d^2)} = \frac{4000 \cdot 4}{0.88 \cdot 3.14 (0.04^2 - 0.025^2)} = 59.39 \text{ [bar]}$$

$$p_{IN1} = \frac{F_{1th}}{A} + p_{OUT1} \frac{a}{A} = \frac{F_1}{\eta_{mh} A} + p_{IN2} \frac{a}{A} = \frac{F_1 \cdot 4}{\eta_{mh} \pi D^2} + p_{IN2} \frac{(D^2 - d^2)}{D^2} = \frac{2500 \cdot 4}{0.88 \cdot 3.14 \cdot 0.04^2} + 59.39 \cdot 10^5 \cdot \frac{(0.04^2 - 0.025^2)}{0.04^2}$$

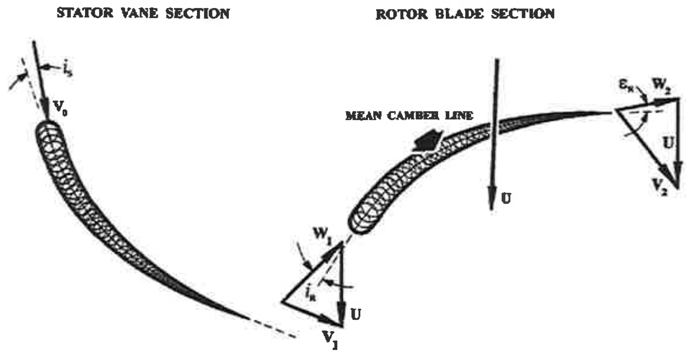
$$= 58.81 \text{ [bar]}$$

Definizione di angoli di incidenza e deviazione in un turbocompressore assiale



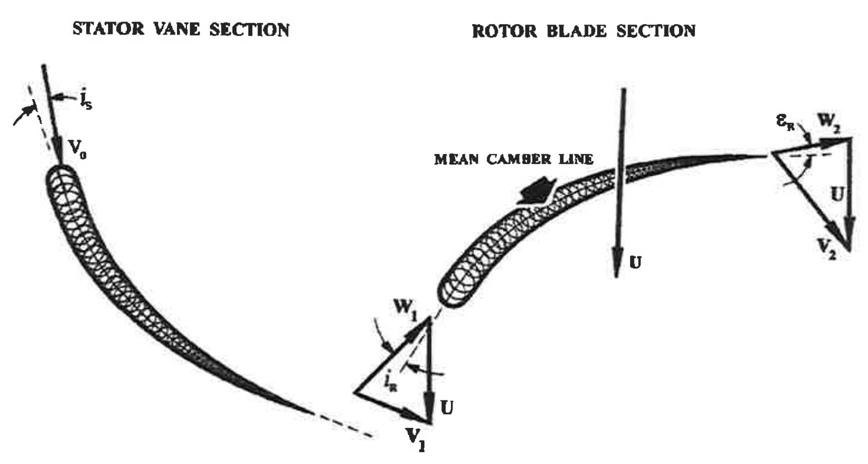
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 255 di 260

Definizione di angoli di incidenza e deviazione in un turbocompressore assiale



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 257 di 260

Definizione di angoli di incidenza e deviazione in un turbocompressore assiale



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 259 di 260