NUMERO: 1049 DATA: 23/07/2014

A P P U N T I

STUDENTE: Chen Suan

MATERIA: Fondamenti di Macchine e Propulsione

Prof. Pastrone_Casalino

ESAME: ORALE

TESTO: MACCHINE VOL 1
CLUT (PROF. BECCARI)
DISPENSE SUI MOTORI ALTERNATIVI
(COLASURDO)
MECHANICS AND THERMODYNAMICS
OF PROPULSION
(HILL-PETERSON)

MOTORI (TIPI) ← DISPOSITIVI CHE GENERANO ENERGIA

- ALTERNATIVI (SU PICCOLI AEREI)
- TURBOMOTORI (SU GRANDI AEREI)

UGELLO: È IL COMPONENTE DEI MOTORI A REAZIONE NEL QUALE SI OTTIENE LA TRASFORMAZIONE DI ENERGIA TERMICA IN ENERGIA CINETICA AL FINE DI PRODURRE LA SPINTA MEDIANTE L'ESPULSIONE AD ALTA VELOCITÀ DI UN FLUIDO PROPULSIVO.

PROPULSIONE: CAPACITÀ DI GENERARE UNA SPINTA.
LA SPINTA È UNA FORZA CAPACE DI ACCELERARE IL VEICOLO O DI VINCERE LE FORZE AERODINAMICHE.
OTTENGO LA SPINTA ATTRAVERSO UN RISPARMIO DI ENERGIA.

3 MOTORI:

MOTOELICA: È UNA TECNOLOGIA FORMATA DA UN MOTORE ALTERNATIVO (PER MUOVERE L'ELICA) + ELICA (CHE GENERA SPINTA)

TURBOELICA: È FORMATO DA UN TURBO MOTORE + ELICA.

ESOREATTORI: SONO DELLE COMPONENTI CHE USANO I MOTORI PER SVOLGERE LA FUNZIONE DELL'ELICA.

LAVORO = FORZA × SPOSTAMENTO, CIOÈ È IL LAVORO NECESSARIO PER SPOSTARE UNA FORZA DA UN PUNTO INIZIALE AD UN PUNTO FINALE.

MACCHINA: È UN INSIEME DI ORGANI (ALCUNI MOBILI) CHE SCAMBIANO LAVORO.
LA MACCHINA STUDIATA IN QUESTO CORSO È LA MACCHINA A FLUIDO, CIOÈ UNA MACCHINA IN CUI IL LAVORO VIENE SCAMBIATO TRA GLI ORGANI DELLA MACCHINA E UN FLUIDO.
(TRASFORMO ENERGIA IN LAVORO O LAVORO IN ENERGIA ATTRAVERSO ESSE)

LE MACCHINE POSSONO ESSERE:

OPERATRICI → MACCHINA CHE COMPIE LAVORO SUL FLUIDO → $L>0$
COMPRESSORE

MOTRICI → FLUIDO CHE COMPIE LAVORO SULLE MACCHINE → $L<0$
TURBINA

(1)

CASO GAS IDEALE:

$$\Delta U = m c_v \Delta T = m c_v (T_f - T_i)$$

ORA ESPRIMO IL PRIMO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA IN FORMA LANGRAGIANA:

$$\boxed{Q_e + L_e = \Delta U + \Delta E_{cgcp}}$$

SCRIVO IL ΔE DELLA FORMULA GENERALE COME DUE TERMINI: UNO DOVUTO ALLA VARIAZIONE DELL'ENERGIA INTERNA, L'ALTRO È IL CONTRIBUTO DOVUTO ALLA VARIAZIONE DELLE ALTRE ENERGIE STUDIATE.

UNITÀ di MISURA: [JOULE = N·m]

$$q_e = \frac{Q_e}{m};\ l_e = \frac{L_e}{m};\ u = \frac{U}{m};$$

$e = \frac{E}{m}$; (SCRIVO LE ESPRESSIONI IN UNITÀ DI MASSA)

⇓ QUINDI OTTENGO

$$\left[q_e + l_e = \Delta u + \Delta e_{cgcp} \right]$$ FORMULA IMPORTANTE

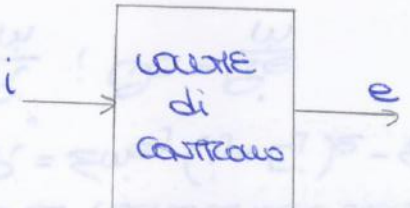
DOBBIAMO APPORTARE DELLE MODIFICHE A TALE MODELLO, QUANDO SIAMO IN PRESENZA DI PIÙ DI UNA PARTICELLA. L'APPROCCIO EFFETTUATO FIN ORA VIENE USATO QUANDO SIAMO IN PRESENZA DI UNA PARTICELLA FLUIDA.

QUANDO HO INFINITE PARTICELLE FLUIDE (O COMUNQUE PIÙ PARTICELLE) DEVO USARE L'APPROCCIO EULERIANO.

QUANDO ABBIAMO CON TANTE PARTICELLE, USIAMO UN VOLUME DI CONTROLLO.
ESSO È UN VOLUME TEORICO IN CUI TRANSITA IL FLUIDO E VIAGGIA A VELOCITÀ MEDIA.
VEDREMO CHE, CON QUESTO APPROCCIO, IL FLUIDO VARIERÀ DA UNA CONFIGURAZIONE INIZIALE (CONDIZIONE INIZIALE) AD UNA CONFIGURAZIONE FINALE (CONDIZIONE FINALE). NON CONSIDERIAMO IL TEMPO COME NEL CASO LANGRAGIANO.

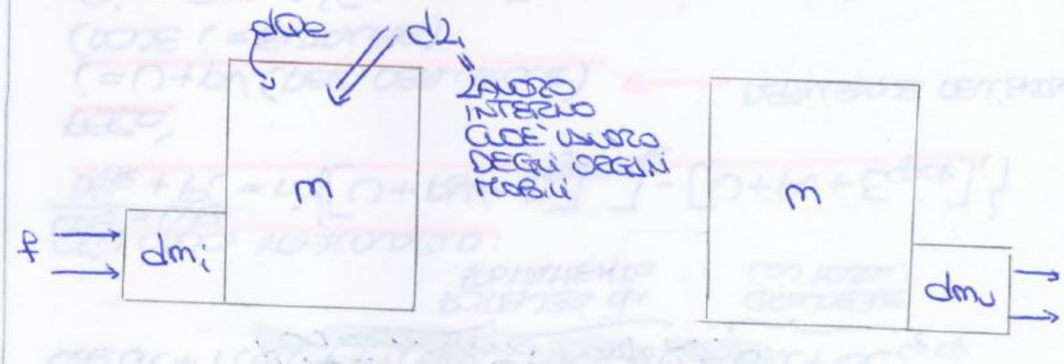
CONSIDERO IL FLUIDO STAZIONARIO: $\frac{\partial}{\partial t} = 0$
(LE DERIVATE DELLE GRANDEZZE RISPETTO AL TEMPO SONO $= 0$.)

$$\left[\dot{Q}_e + \dot{L}_e = \dot{U} + \dot{E}_{cgcp} \right]$$



SCHEMA DI UN VOLUME DI CONTROLLO.

ESEMPIO:
SE PRENDIAMO UN VOLUME DI CONTROLLO CON UNA CERTA MASSA m CHE VIENE AFFIANCATA DA UNA VARIAZIONE DI MASSA dm_i. A QUESTO VOLUMETTO, APPLICHEREMO UNA FORZA TALE DA "FARLO ENTRARE" NEL VOLUME DI CONTROLLO.



(2)

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{c_p}{R}} = \frac{P_2}{P_1}$$

$$\left.\begin{array}{l} c_p - c_v = R \\ \frac{c_p}{c_v} = \gamma \end{array}\right\} \left[\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]$$

$$P_2 v_2^{\gamma} = P_1 v_1^{\gamma}$$

COME RICORDARSI LA FORMULA?

☐) SE LA PRESSIONE AUMENTA, ANCHE LA TEMPERATURA AUMENTA, QUINDI PERCHÉ DELLA TEMPERATURA E DELLA PRESSIONE "SOPRA" SONO UGUALI. (IDEM SOTTO)

☐) L'ESPONENTE DEVE ESSERE MINORE DI UNO PERCHÉ, PER GRANDI VARIAZIONI DI PRESSIONE, CORRISPONDONO PICCOLE VARIAZIONI DI TEMPERATURA, QUINDI:

$$\boxed{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\left.\begin{array}{l} pv = RT \Rightarrow p = \frac{RT}{v} \\ T_1 v_1^{\gamma-1} = T_2 v_2^{\gamma-1} \end{array}\right\}$$ PASSAGGI MANCANTI PER OTTENERE L'ESPRESSIONE SOPRA.

POSSO CONSIDERARE LE TURBINE E I COMPRESSORI:
- COME MACCHINE ADIABATICHE (CIOÈ $Q_e = 0$)
- E SENZA PERDITE (CIOÈ $L_w = 0$).

L'UNIONE DI QUESTE CONDIZIONI, MI DICE CHE $dS = 0$.

(LE MACCHINE CHE VERIFICANO TALI CONDIZIONI SONO MACCHINE CHE EFFETTUANO TRASFORMAZIONI ISENTROPICHE) QUINDI, LE TRASFORMAZIONI ISENTROPICHE RAPPRESENTANO LE TRASFORMAZIONI IDEALI CHE POSSIAMO AVERE ALL'INTERNO DI UN COMPRESSORE O UNA TURBINA

TURBOMACCHINE: (COMPRESSORI E TURBINE)
CONSIDERIAMO IN UN PRIMO MOMENTO ESPRESSIONI SEMPLIFICATE CHE VENGONO OTTENUTE CONSIDERANDO LA MACCHINA ADIABATICA E CON VELOCITÀ COSTANTE ($E_K = $ COST) SUCCESSIVAMENTE CONSIDEREREMO MACCHINE IN CUI LA ΔE_c NON È TRASCURABILE.

$$Q_e + L_i = \Delta i + E_{cgp}$$ (PRIMO PRINCIPIO NELLA FORMA EULERIANA)

PER LE TURBOMACCHINE (TURBOCOMPRESSORI E TURBINE) POSSIAMO EFFETTUARE LE SEGUENTI IPOTESI (CHE MANTERREMO PER TUTTO IL CORSO QUANDO PARLIAMO DI QUESTE MACCHINE):

1) TRASCURARE L'ENERGIA GRAVITAZIONALE DELL'ARIA (L'ENERGIA GRAVITAZIONALE DELL'ARIA È TRASCURABILE RISPETTO ALLE ALTRE FORME DI ENERGIA)

$\Delta E_G = 0$.

N.B.: QUESTA SEMPLIFICAZIONE NON VALE PER I LIQUIDI, IN QUANTO L'ENERGIA POTENZIALE È COMPARABILE CON LE ALTRE ENERGIE.

2) STUDIARE LA MACCHINA IN UN SISTEMA DI RIFERIMENTO FISSO: PER CUI NON CI SONO FORZE CENTRIFUGHE.

$\Delta E_{cf} = 0$

N.B.: VALIDITÀ NEL CASO STAZIONARIO
(PERCHÉ L'ESPRESSIONE DEL PRIMO PRINCIPIO L'ABBIAMO RICAVATO NEL CASO STAZIONARIO.)
OVVIAMENTE LE MACCHINE NON SONO PROPRIAMENTE STAZIONARIE, MA SE LE CONSIDERIAMO DA UN PUNTO DI VISTA MEDIO VEDREMO CHE LA MEDIA DELLE GRANDEZZE È STAZIONARIA.

SOTTO QUESTE CONDIZIONI, LA NOSTRA ESPRESSIONE DIVENTA:

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

3) MACCHINA ADIABATICA, IPOTESI CHE MANTERREMO QUANDO FACCIAMO LO STUDIO DI TURBINE E COMPRESSORI (CIOÈ $Q_e = 0$)

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 7 di 90

QUINDI, IL PRIMO PRINCIPIO PER UN COMPRESSORE O UNA TURBINE È SEMPRE:

$$\boxed{L_i = \Delta i + \Delta E_c}$$ ← PER COMPRESSORI E TURBINE!

(LAVORO = $\Delta i + \Delta E_c$)

"FACCIAMO" LAVORO CON VARIAZIONI DI ENTALPIA ED ENERGIA CINETICA.
(ESPRESSIONE CHE USEREMO IN QUESTO CORSO PER STUDIARE COMPRESSORI E TURBINE)

ULTERIORE SEMPLIFICAZIONE: $\Delta E_c = 0$.
QUEST'ULTIMA MI SERVE PER RICAVARE LE ESPRESSIONI CHE USEREMO E CHE SARANNO VALIDE ANCHE QUANDO $\Delta E_c \neq 0$.

COMPRESSORE ADIABATICO CON $\Delta E_c = 0$.

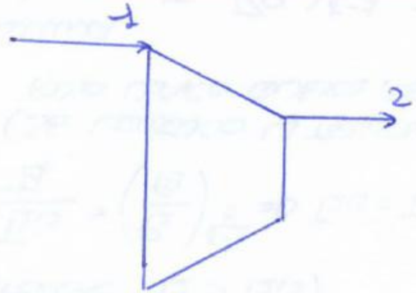
$L_i = \Delta i$ PER GAS IDEALE:

$$\Delta i = c_p \Delta T = c_p (T_2 - T_1)$$

T_2 = TEMPERATURA ALL'USCITA DELLA MACCHINA

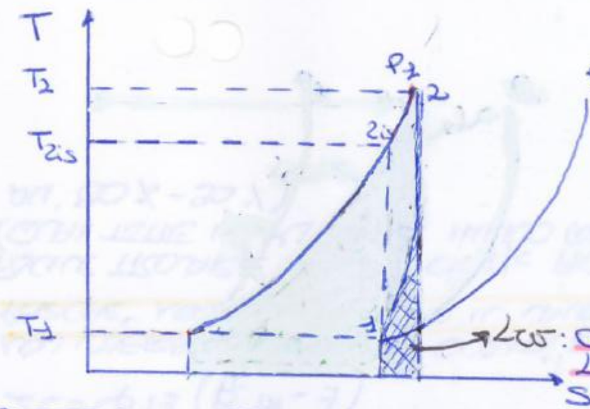
T_1 = TEMPERATURA ALL'INGRESSO DELLA MACCHINA

SCHEMA del COMPRESSORE



- FLUIDO ENTRA NELLE CONDIZIONI 1 ED ESCE NELLE CONDIZIONI 2.
- TEMPERATURA IN USCITA MAGGIORE DELLA TEMPERATURA IN INGRESSO PERCHÉ IL FLUIDO VIENE COMPRESSO

QUELLO CHE DOBBIAMO FARE È CALCOLARE IL LAVORO, CONOSCENDO LE CONDIZIONI INIZIALI E IL TIPO di TRASFORMAZIONE.



A CRESCERE C' È PERDITE IL PUNTO 2, SI SPOSTA VERSO DESTRA.

TANTO PIÙ GRANDI SONO LE PERDITE E TANTO PIÙ GRANDE DEVE ESSERE QUESTO TRAPEZIO.

L_w: QUEST'AREA RAPPRESENTA L_w.

USEREMO QUESTO GRAFICO PER STUDIARE LE TRASFORMAZIONI. LE CURVE CHE VEDIAMO RAPPRESENTATE SONO DELLE CURVE ESPONENZIALI CON p = COST. TALI CURVE SONO PARALLELE TRA DI LORO E SI OTTENGONO PER TRASLAZIONE ORIZZONTALE VERSO DESTRA.

PER TROVARE IL PUNTO 2 CONOSCENDO IL PUNTO 1 SE $Q_e = 0$ (TRASFORMAZIONE ADIABATICA) E POICHÉ LE PERDITE SONO SEMPRE POSITIVE, LA VARIAZIONE DI ENTROPIA NON POTRÀ CHE ESSERE POSITIVA. QUINDI L'ENTROPIA DEL PUNTO 2 DOVRÀ ESSERE MAGGIORE DEL PUNTO 1.
IL PUNTO 2 SI TROVA A DESTRA DEL PUNTO 1, PERCHÉ IN UNA TRASFORMAZIONE ADIABATICA, SE CI SONO PERDITE, L'ENTROPIA DEVE AUMENTARE.

PUNTO IDEALE: PUNTO IN CUI HO UNA TRASFORMAZIONE IDEALE, SENZA PERDITE, CIOÈ ISENTROPICA.
SE $L_w = 0$, MI SPOSTO IN VERTICALE E TROVO SULLA CURVA IL PUNTO 2is (PUNTO DELLA TRASFORMAZIONE ISENTROPICA)

DETERMINARE IL LAVORO IN DUE MODI:

1) SFRUTTO IL LAVORO ISENTROPICO E η_{is}

2) CALCOLARE QUALE TRASFORMAZIONE AVVIENE DA 1 A 2 E DA QUESTO CALCOLARE IL LAVORO.

4

RENDIMENTO POLITROPICO (η_{yc})
(DETTO ANCHE RENDIMENTO IDRAULICO O RENDIMENTO DI PICCOLO STADIO)

USATO QUANDO:
- MACCHINA IDRAULICA;
- RAPPORTO di COMPRESSIONE PICCOLO; (VOLUME CONSIDERATO COSTANTE)

$$\eta_{yc} = \frac{\text{LAVORO VERO - PERDITE}}{\text{LAVORO VERO}} = \frac{(L_c - L_w)^*}{L_c} > \eta_c$$

(IN QUESTO RENDIMENTO, NON CONSIDERO IL LAVORO ISENTROPICO)

* $L_c - L_w = L_{cis} + L_{cR}$
(LAVORO VERO - PERDITE = L ISENTROPICO + LAVORO DI CONTROREcUPERO) $\eta_{yc} > \eta_c$ PER LA PRESENZA di L_{cR}.

η_c = TIENE CONTO di TUTTE LE PERDITE;
η_{yc} = NON TIENE CONTO del LAVORO di CONTRORECUPERO.

☐) MI SERVE FORMULA MISTA PER TROVARE LAVORO:

$$L_i = L_c = \int_1^2 v\,dp + \Delta E_c + \Delta L_w \quad (\Delta E_c \to 0)$$

$$v = p_1^{1/m} v_1 \, p^{-1/m} \quad \text{(DERIVA DALL'ESPRESSIONE } p_1 v_1^m = p v^m\text{)}$$

$$\int_1^2 v\,dp = p_1^{1/m} v_1 \int_1^2 p^{-1/m} dp$$ NON HO CAMBIATO GLI ESTREMI DI INTEGRAZIONE!

$$= \frac{m}{m-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1\right]$$

$$\int_1^2 v\,dp = \frac{m}{m-1} R T_1 \left[\beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1\right] = L_c - L_w$$

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

$$\eta_{yc} = \frac{\frac{m}{m-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)}{\frac{\gamma}{\gamma-1} R T_1 \left(\beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)} = \frac{\frac{m}{m-1}}{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

(SOSTITUISCO NELL'ESPRESSIONE DEL RENDIMENTO, LE FORMULE RICAVATE)

$$\frac{m-1}{m} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\eta_{yc}}$$

N.B.: η È AL DENOMINATORE NEI COMPRESSORI. (QUANDO COMPRIMO DEVO AVERE UN LAVORO MAGGIORE DI QUELLO REALE)

QUINDI:

$$\boxed{\begin{aligned} L_c &= c_p T_1 \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}\frac{1}{\eta_{yc}}} - 1\right) \\ T_2 &= T_1 + L_c/c_p \end{aligned}}$$

FORMULE IMPORTANTI.

2° METODO

DIFFERENZA TRA I DUE METODI:
LA SPIEGAZIONE STA NELLA FORMA MISTA:

$$\begin{cases} L_c = \int_1^2 v\,dp + L_w \\ L_{cis} = \int_1^{2is} v\,dp + 0 \quad \text{(NO PERDITE)} \end{cases}$$

DIFFERENZA TRA LE DUE ESPRESSIONI

$$L_c - L_{cis} = \int_1^2 v\,dp - \int_1^{2is} v\,dp \Rightarrow$$

$$L_c = L_{cis} + \underbrace{\int_1^2 v\,dp - \int_1^{2is} v\,dp}_{\substack{\text{LAVORO di CONTRORECUPERO} \\ L_{cR}}}$$

ABBIAMO QUESTO LAVORO PERCHÈ: IL VOLUME È SEMPRE MAGGIORE in

5

β_t = RAPPORTO di ESPANSIONE $= P_3 / P_4$

(PRESSIONE + ALTA / PRESSIONE + BASSA)

IL BETA È SEMPRE MAGGIORE di 1.

$$\boxed{\begin{aligned} L_T &= \eta_t c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) \\ T_4 &= T_3 - L_T / c_p \end{aligned}}$$

SIMILE ALL'ALTRA, CAMBIA:
- POSIZIONE DEL RENDIMENTO (NUMERATORE PER TURBINA, DENOMINATORE PER COMPRESSORE)
- POSIZIONE DI BETA (NUMERATORE PER COMPRESSORE, DENOMINATORE PER TURBINA)

QUINDI:

$$\boxed{\begin{aligned} L_c &= \frac{1}{\eta_c} c_p T_1 \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \quad \text{COMPRESSORE} \\ L_t &= \eta_c c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) \quad \text{TURBINA} \end{aligned}}$$

$L_c > L_{c,is}$ QUINDI LO AUMENTO RISPETTO A $L_{c,is}$ CON $1/\eta_c$.

$L_T < L_{T,is}$ QUINDI LO DIMINUISCO MOLTIPLICANDO $L_{T,is} \cdot \eta_T$

INOLTRE, VEDREMO CHE I RENDIMENTI di TURBINA SONO MIGLIORI di QUELLI DEI COMPRESSORI (SE COMPRESSORI $\eta_c \cong 0{,}8$, QUELLO DELLE TURBINE $\eta_t \cong 0{,}9$)

② METODO:

$T_4 = \dfrac{T_3}{\beta^{\frac{m-1}{m}}}$ $(m < \gamma)$ PER AVERE UN AUMENTO di ENTROPIA (PER AVERE $\Delta S > 0$)

$L_t = c_p T_3 \left(1 - \dfrac{1}{\beta^{\frac{m-1}{m}}}\right)$ DATO CHE È DIFFICILE TROVARE m, SI USA UN METODO ALTERNATIVO INTRODOTTO DAL η_{yt}.

$\eta_{yt} = \dfrac{L_T}{L_T + L_w} = \dfrac{\text{(LAVORO REALE)}}{\text{(LAVORO IDEALE)}}$

(RENDIMENTO POLITROPICO DELLA TURBINA)

$L_T = -\displaystyle\int_3^4 v\,dp - L_w$ (SCRIVO IL PRIMO PRINCIPIO NELLA FORMA MISTA CAMBIATO di SEGNO.)

$L_T = \displaystyle\int_4^3 v\,dp - L_w$

$p v^m = p_3 v_3^m \Rightarrow v = \dfrac{\beta\, v_3^m}{p^m}$ (ALL'ESPRESSIONE SOPRA, CI SOSTITUISCO QUESTA RELAZIONE)

$L_T + L_w = \displaystyle\int_4^3 v\,dp = \frac{m}{m+1} R T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{m-1}{m}}}\right)$

$$\eta_{yT} = \frac{L_T}{L_T + L_w} = \frac{c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{m-1}{m}}}\right)}{\frac{m}{m-1} R T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{m-1}{m}}}\right)} = \frac{\frac{\gamma}{\gamma-1} \cancel{R T_3} \cancel{\left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{m-1}{m}}}\right)}}{\frac{m}{m-1} \cancel{R T_3} \cancel{\left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{m-1}{m}}}\right)}}$$

$c_p = \dfrac{\gamma}{\gamma-1} R$

$$= \frac{\frac{\gamma}{\gamma-1}}{\frac{m}{m-1}} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{m-1}{m}$$

QUELLO CHE ABBIAMO FATTO È:
SCRIVERE IL LAVORO NELLA FORMA MISTA, RICAVARCI L'ESPRESSIONE di $L_T + L_w$. SOSTITUIRE NELLA η_{yT} LE ESPRESSIONI OTTENUTE DA $(L_T + L_w)$ E L_T (OTTENUTO PRIMA). OTTENIAMO QUINDI:

$\eta_{yT} = \dfrac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \dfrac{m-1}{m} \Rightarrow \dfrac{m-1}{m} = \dfrac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \eta_{yT}$

QUINDI:

$$\boxed{\begin{aligned} L_T &= c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_{yT}}}\right) \\ T_4 &= T_3 - L_T / c_p \end{aligned}}$$

⑥

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 13 di 90

$\eta = \frac{L \text{ (LAVORO OTTENUTO)}}{Q_1 \text{ (CALORE FORNITO)}}$ $\Rightarrow \eta = \frac{L}{Q_1} \Rightarrow 0$ SE $\eta = 0$

COSA CI INTERESSA DI QUESTO CICLO?

$L = 0$ COS'È, QUANDO $T_3/T_1 = 0$

1) QUANTO LAVORO CI DO
2) MISURARE QUANTO EFFICIENTEMENTE TRASFORMIAMO IL CALORE CHE FORNISCO RISPETTO AL LAVORO.

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{c_p(T_3 - T_{4,S}) - c_p(T_{2,S} - T_1)}{c_p T_1}$$

$$= \frac{T_3}{T_1}\left(1 - \frac{T_{4,S}}{T_3}\right) - \left(\frac{T_{2S}}{T_1} - 1\right) =$$

$$= \frac{T_3}{T_1}\left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) - \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) =$$

$$= \frac{T_3}{T_1}\left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) - \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right)$$

$$= \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)\left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right)$$

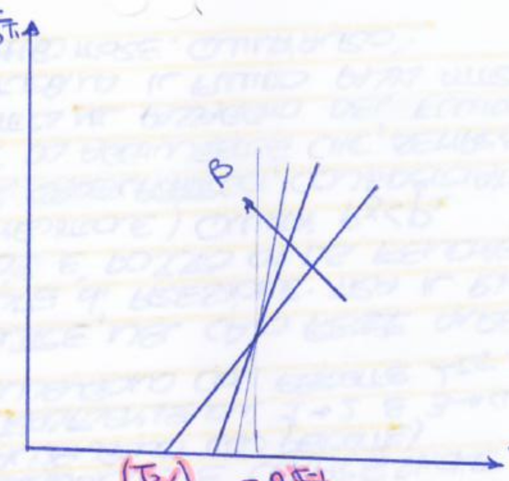
RENDIMENTO x CICLO BRAYTON-JOULE

TEMPERATURE:

T_1 = TEMPERATURA AMBIENTE

T_3 = TEMPERATURA INGRESSO TURBINA
(NON DEVE ESSERE TROPPO ALTO PERCHÈ SE NO FONDO LE PALE DELLA TURBINA)

1)



$\left(\frac{T_3}{T_1}\right)_{MIN} = \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$
(PUNTO IN CUI SI ANNULLA IL LAVORO)

GUARDANDO L'ESPRESSIONE PRECEDENTE, VEDIAMO CHE IL LAVORO SI ANNULLA QUANDO $\frac{T_3}{T_1} = \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ (GUARDO SECONDO MEMBRO DELLA MOLTIPLICAZIONE) - CURVA: RETTA

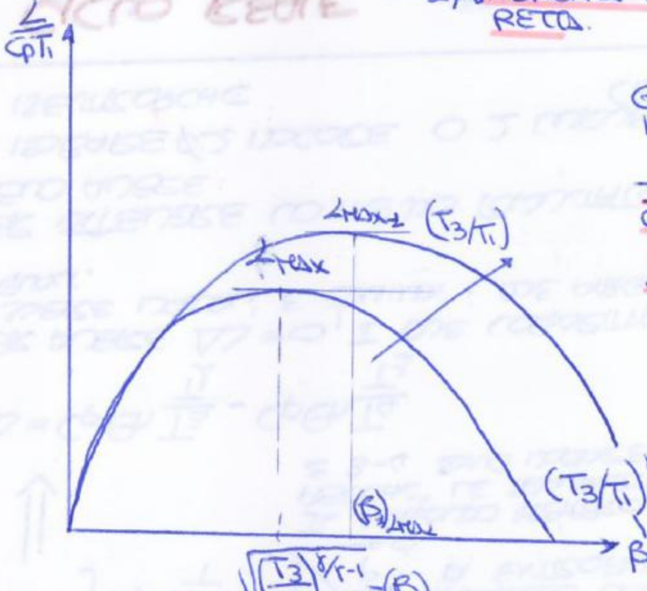
SE $\frac{T_3}{T_1} < \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ LAVORO NEGATIVO.

SE β AUMENTA:

1) $\left(\frac{T_3}{T_1}\right)_{MIN} \uparrow$;

2) AUMENTA PENDENZA DELLA RETTA.

2)



$\sqrt{\left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\gamma/\gamma-1}} = (\beta)_{LMAX}$
(PER QUESTO VALORE HO IL LAVORO MAX!)

GUARDO SEMPRE IL PRIMO MEMBRO.

IL PUNTO IN CUI HO BETA L_{MAX} SI TROVA QUANTO SONO $\sqrt{\left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$

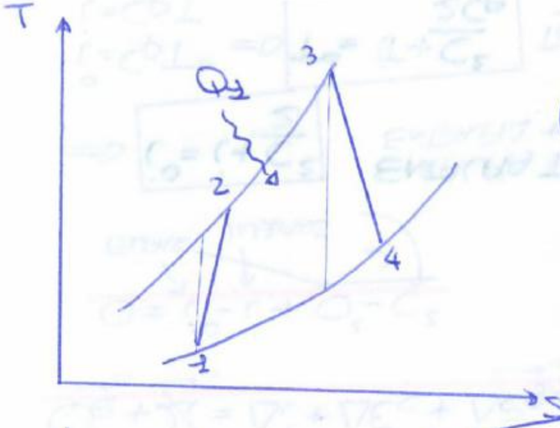
LA CURVA DEL LAVORO IN FUNZIONE DI β AUMENTA ALL'AUMENTARE DI (T_3/T_1). INOLTRE LA $(\beta)_{LMAX}$ SI SPOSTA VERSO DESTRA.

7

1) PORTATA TURBINA DIVERSA DALLA PORTATA DEL COMPRESSORE;

2) VALORI di c_p E di γ DIVERSI;

PER ORA TRASCURIAMO ANCHE QUESTI FATTORI.



(CICLO REALE)

ABBIAMO UN AUMENTO di ENTROPIA SIA NELLA COMPRESSIONE CHE NELL'ESPANSIONE.

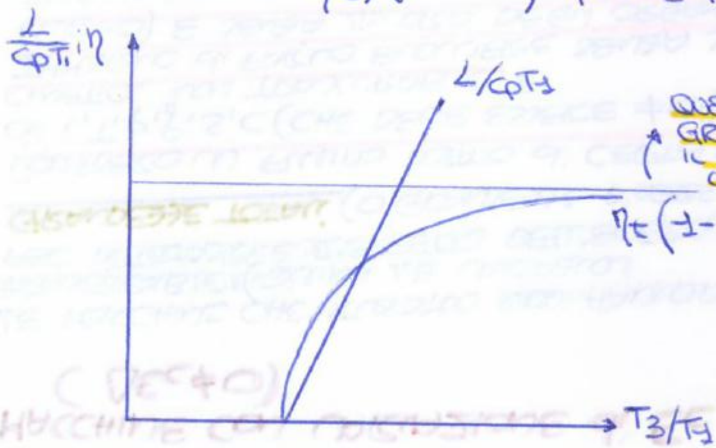
NEL CALCOLO DEL LAVORO, DEVO CONSIDERARE ANCHE I RENDIMENTI

$$\frac{L}{c_pT_1} = \frac{L_T - L_C}{c_pT_1} = \underbrace{\eta_t \frac{T_3}{T_1}\left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right)}_{\text{LAVORO di TURBINA}} - \underbrace{\frac{1}{\eta_c}\left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)}_{\text{LAVORO del COMPRESSORE}}$$

(ADIMENSIONO IL LAVORO CON c_pT_1)

$$= \left(\eta_t \frac{T_3}{T_1}\beta^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \frac{1}{\eta_c}\right)\left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)$$

HO RACCOLTO $\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ E POI $\left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)$



$\eta_t\left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right)$

QUESTO PERCHÉ A GRANDI TEMPERATURE IL RENDIMENTO DEL COMPRESSORE È TRASCURABILE RISPETTO A QUELLO DELLA TURBINA.

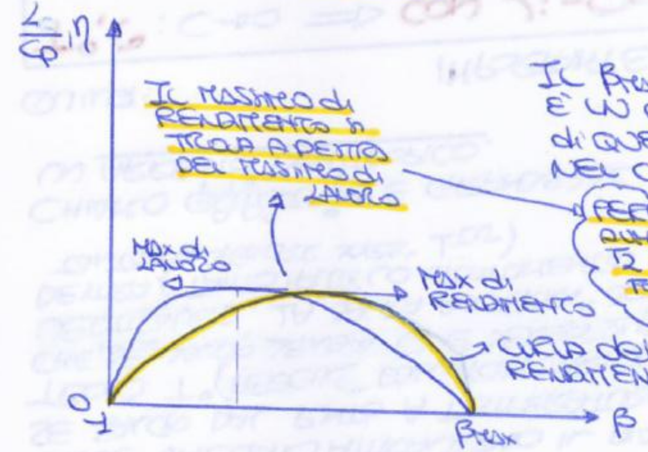
SE IL RENDIMENTO DEL COMPRESSORE NON È TRASCURABILE, ESSO HA UNA FORTE INFLUENZA SUL RENDIMENTO DEL CICLO (CICLI A GAS)

$$\left(\frac{T_3}{T_1}\right)_{MIN} = \frac{1}{\eta_c\eta_T}\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

IL VALORE CHE OTTENGO È PIÙ ALTO di PRIMA. A PARITÀ di β, $(T_3/T_1)_{MIN}$ È PIÙ ALTO RISPETTO A QUELLO IDEALE.

$T_{3MIN_{REALE}} > T_{3MIN_{IDEALE}}$

DATO CHE I LAVORI SONO PROPORZIONALI ALLE ALTEZZE 1-2 E 3-4, AVRÒ LAVORO NULLO QUANDO LE DUE ALTEZZE SONO UGUALI.



IL β_{MAX} CHE OTTENGO È UN PO' PIÙ PICCOLO di QUELLO CHE OTTENGO NEL CASO IDEALE

PERCHÉ: AUMENTANDO β AUMENTO T_2 (T_3=COST) E DALLA FORMULA di η SI VEDE CHE $Q_1 \downarrow$ E $\eta\uparrow$ (A PARITÀ di LAVORO)

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{L}{c_p(T_3 - T_2)} = \frac{L/c_pT_1}{\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1}}$$

MI INTERESSA CONOSCERE L'ANDAMENTO DEL RENDIMENTO IN FUNZIONE A T_3/T_1 E di β.

QUANDO:

1) IL LAVORO = 0 $\Rightarrow$ IL RENDIMENTO = 0.

2) QUANDO $(T_3/T_1)\uparrow$ $\Rightarrow$ IL RENDIMENTO $\uparrow$

3) QUANDO $(T_3/T_1) \to \infty$ $\Rightarrow$ IL RENDIMENTO $= \eta_t\left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right)$

IL RENDIMENTO CRESCE ALL'AUMENTARE DELLA TEMPERATURA.

QUESTO SPIEGA PERCHÉ NELLE TURBINE CERCO di AVERE LA TEMPERATURA PIÙ ALTA POSSIBILE. ABBIAMO QUINDI PIÙ LAVORO (POTENZA PER UNITÀ di MASSA). QUINDI A PARITÀ di POTENZA AVRÒ UNA PORTATA PIÙ PICCOLA [illegible]

8

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 17 di 90

ESPRIMO QUESTE GRANDEZZE ATTRAVERSO IL NUMERO di MACH).

VELOCITÀ del SUONO: VELOCITÀ CON CUI SI PROPAGANO I PICCOLI DISTURBI (PICCOLA VARIAZIONE di PRESSIONE DELL'ARIA, COMPORTA UNA PICCOLA VARIAZIONE di DENSITÀ)

$$C_S = \sqrt{\left(\frac{dP}{d\rho}\right)_{S=\text{cost}}} = \sqrt{\gamma \frac{P}{\rho}} = \sqrt{\gamma R T}$$

MACH:

$$M = \frac{C}{C_S} = \frac{C}{\sqrt{\gamma R T}} = \frac{(\text{VELOCITÀ})}{(\text{VELOCITÀ DEL SUONO})}$$

DA CUI OTTENGO:

$$T^\circ = T + \frac{C^2}{2 c_p} = T\left(1 + \frac{C^2}{2\frac{\gamma}{\gamma-1}RT}\right) = T\left(1 + \frac{C^2}{2\frac{C_S^2}{\gamma-1}}\right)$$

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

$$\boxed{\begin{aligned} T^\circ &= T\left(1 + \frac{\gamma-1}{2}M^2\right) \\ P^\circ &= P\left(1 + \frac{\gamma-1}{2}M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{aligned}}$$

← TROVO P° AGGIUNGENDO ALL'ESPRESSIONE di T° UN ESPONENTE $(\gamma/\gamma-1)$

☐) PROPRIETÀ DELLE GRANDEZZE TOTALI.

IMMAGINIAMO di EVOLVERE DA CONDIZIONI INIZIALI (P_1, T_1, C_1) A CONDIZIONI FINALI (P_2, T_2, C_2), OVVIAMENTE CON $L_i = Q_e = 0$.

$$0 = i_2 - i_1 + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2}$$

$$i_2 + \frac{C_2^2}{2} = i_1 + \frac{C_1^2}{2} \Rightarrow \boxed{i_2^\circ = i_1^\circ}$$

LE ENTALPIE TOTALI SONO COSTANTI PER UNA TRASFORMAZIONE ADIABATICA E SENZA CALORE IN QUESTE CONDIZIONI:

$i^\circ, T^\circ = \text{cost}$	PER TRASFORMAZIONI ADIABATICHE E SENZA CALORE.
$P^\circ, \rho^\circ, \sigma^\circ = \text{cost}$	SE ALLE CONDIZIONI SOPRA CI AGGIUNGO $L_w = 0$ (CICLO REVERSIBILE)

LE GRANDEZZE TOTALI HANNO LA PROPRIETÀ di CONSERVARSI TRA DUE CONDIZIONI (INIZIALE, FINALE)

GRANDEZZE TOTALI

SONO GRANDEZZE CHE VENGONO INTRODOTTE QUANDO ΔE_c NON TRASCURABILI.
SE CONSIDERO $Q_e = L_i = 0$ E VOGLIO ARRESTARE IL MIO FLUIDO $(C_f = 0)$, OTTENGO DAL 1° PRINCIPIO:

$$\cancel{Q_e} + \cancel{L_i} = \Delta i + \Delta E_c + \cancel{\Delta E_{pg}}$$

$$0 = i^\circ - i + \frac{0^2 - c^2}{2} \Rightarrow i^\circ = i + \frac{c^2}{2} \text{ (ENTALPIA TOTALE)}$$

$$i = c_p T \Rightarrow T^\circ = T + \frac{c^2}{2c_p} \text{ (TEMPERATURA TOTALE)}$$

SE
$L_i = Q_e = 0 \Rightarrow i^\circ, T^\circ \; (C \to 0)$

SE
$L_i = Q_e = L_w = 0 \Rightarrow P^\circ, \rho^\circ, \sigma^\circ \; (C \to 0)$
(CICLO REVERSIBILE)

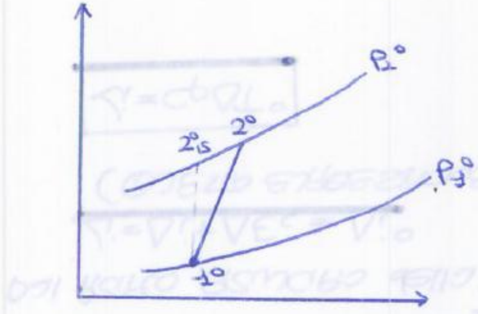
INOLTRE POSSO SCRIVERE LE FUNZIONI IN FUNZIONE DEL NUMERO di MACH:

$$T^\circ = T\left(1 + \frac{\gamma-1}{2}M^2\right) \text{ DOVE } M^2 = \frac{c^2}{\gamma R T} \text{ E } c_p = \frac{\gamma}{\gamma-1}R$$

9

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 19 di 90

$L_{cis} = c_p (T_{2is}^\circ - T_1^\circ)$



DEFINISCO:

$\beta_c = \frac{P_2^\circ}{P_1^\circ}$

$\underline{T_{2is}^\circ = T_1^\circ \beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$

$\underline{L_c = \frac{1}{\eta_c} c_p T_1^\circ \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)}$

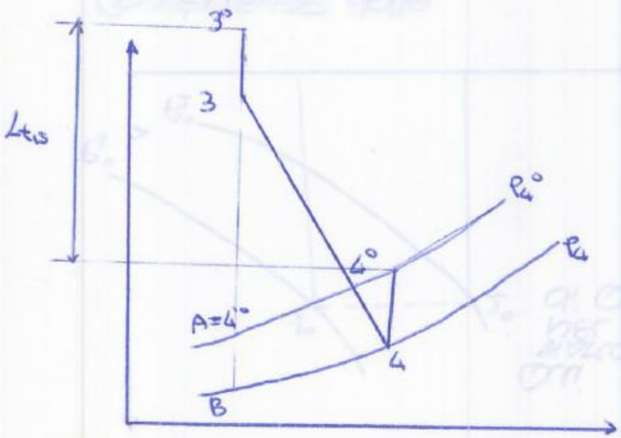
$\underline{T_2^\circ = T_1^\circ + L_c / c_p}$

DEFINISCO η_{yc} PER:

$T_2^\circ = T_1^\circ \beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\eta_{yc}}}$

$L_c = c_p T_1^\circ \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{1}{\eta_{yc}}} - 1\right)$

ESPANSIONE ADIABATICA:



PER LA TURBINA USO DUE APPROCCI DIFFERENTI:

1) TOTAL-TO-TOTAL
2) TOTAL-TO-STATIC

QUANDO LA TURBINA A VALLE NON HA UN ALTRA TURBINA ⇒ USO LA TOTAL-TO-STATIC

QUANDO, INVECE, LA TURBINA A VALLE HA UN'ALTRA TURBINA ⇒ USO LA TOTAL-TO-TOTAL

1) $L_{tis} = c_p (T_3^\circ - T_A)$ DOVE $T_A = T_3^\circ \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

$\beta_t = \frac{P_3^\circ}{P_4^\circ}$ TtT (TOTAL-TO-TOTAL)

$T_A = T_3 / \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$; $\eta_t = \frac{L_T}{L_{Tis}}$; $L_T = \eta_t c_p \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right)$

OPPURE

$T_4^\circ = \frac{T_3^\circ}{\beta_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \Rightarrow L_t = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_{yt}}}\right)$

$T_4^\circ = T_3^\circ - L_t / c_p$

2) TOTAL-TO-STATIC

$L_{tis} = c_p (T_3^\circ - T_B)$

$\beta_t = \frac{P_3^\circ}{P_4}$

$T_B = \frac{T_3^\circ}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \Rightarrow L_t = \eta_t c_p T_3^\circ \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right)$ $\quad \eta_{tTtS} < \eta_{tTtT}$

$\text{TRATTO } AB = \frac{c_4^2}{2}$

$L_{is\,TtS} \simeq L_{is\,TtT} + \frac{c_4^2}{2}$ (MANCA PEZZO!)

$T_4^\circ = \frac{T_3^\circ}{(P_3^\circ / P_4)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_{yt}}}$

ESPANSIONE ADIABATICA:

DUE MODI: → TtS ⇒ VALLE TURBINA NON C'È NULLA
→ TtT ⇒ VALLE DELLA TURBINA HO UN ALTRO DISPOSITIVO

1) TtT ⇒ $L_{tis} = c_p (T_3^\circ - T_4^\circ)$ (LAVORO DEFINITO DA GRANDEZZE TOTALI)

$\eta_t = \frac{L_{tre}}{L_{tis}} \Rightarrow L_{tre} = \eta_t c_p T_3^\circ \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right)$

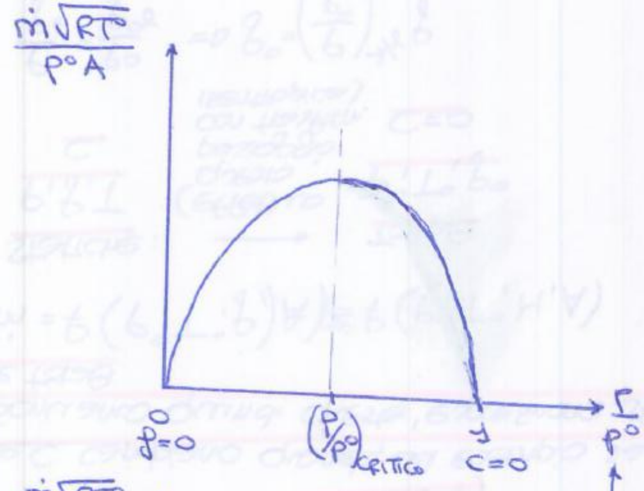
2) TtS ⇒ $L_{tis} = c_p (T_3^\circ - T_B)$ (LAVORO COMPRENDE UNA GRANDEZZA STATICA E UNA GRANDEZZA TOTALE)

PER TROVARE $T_4^\circ = T_4 + \frac{c_4^2}{2c_p}$ → ENERGIA DI SCARICO

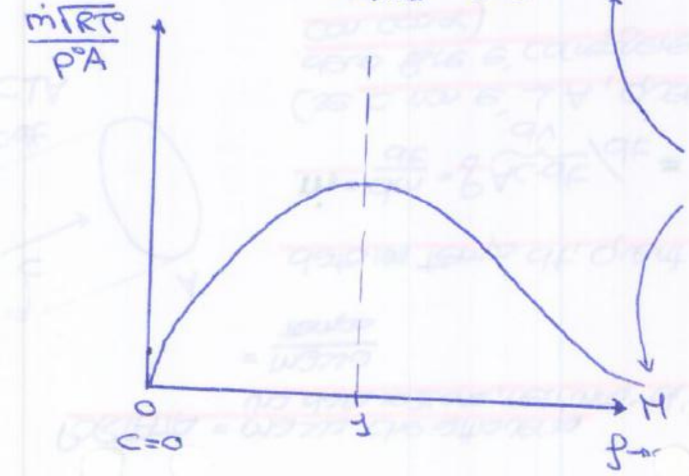
PORTATA CORRETTA $= \dfrac{\dot{m}\sqrt{RT^0}}{p^0 A} = f(M)$ Pensiamo alla portata corretta come funzione di Mach e non con la 1ª espressione.

↳ UTILE PER STUDIARE PORTATA IN:
- COMPRESSORI
- UGELLI
- TURBINE (IN MODO MOLTO MENO IMPORTANTE DELLE ALTRE 2)

VANTAGGIO DELLA SECONDA ESPRESSIONE di $\dot{m}$:
- FLUSSO CONSIDERATO ADIABATICO E REVERSIBILE $\Rightarrow T^0, p^0 = \text{cost}$
- SOTTO LE IPOTESI SOPRASCRITTE POSSO CONOSCERE LE GRANDEZZE TOTALI E SE CONOSCO ANCHE A, TROVO LA PORTATA.



$\left(\frac{p}{p^0}\right)_{critico}$ UN PO' MAGGIORE di 0,5.



GRAFICI CHE VALGONO SEMPRE A PATTO CHE LE GRANDEZZE SONO RIFERITE ALLA CONDIZIONE CONSIDERATA (CONDIZIONE LOCALE)

↓

GRANDEZZE IN UN PRECISO PUNTO.

SONO GRANDEZZE UNIVOCAMENTE COLLEGATE

$$\left(\frac{p}{p^0}\right)_{critico} = \left(\frac{1}{\frac{\gamma+1}{2}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

CONDIZIONE CRITICA, QUANDO $M=1$ ⟶ O CONDIZIONE IN CUI HO PORTATA MASSIMA.

MACCHINE ⟶ UGELLI / DIFFUSORI } CONDOTTI CON PARETI FISSE CON SEZIONE VARIABILE (PARETE FISSE NEL TEMPO E SEZIONI VARIABILI NELLA DIREZIONE X)

(CONSIDERIAMO QUESTO GENERE di "MACCHINE")

$\boxed{L_i = 0 \text{ PARETE FISSO}}$

NON SONO MACCHINE PERCHE' NON ABBIAMO LAVORO, MA CI SERVIRANNO PER CAPIRE LE MACCHINE.

PROBLEMA: CAPIRE LA PORTATA NELL'UGELLO E CALCOLARE LA DIFFERENZA di PRESSIONE

DIFFERENZE:

UGELLI (EFFUSORI)	$p\downarrow$	$C\uparrow$;
DIFFUSORI	$p\uparrow$	$C\downarrow$

① CONSIDERAZIONE: FLUSSO STAZIONARIO

$\dot{m}$ = uguale in tutti i punti } $\dot{m} = \text{cost}$ (NEL NOSTRO CASO, QUESTO DEFINIZIONE MI DICE CHE IN OGNI SEZIONE, LA PORTATA RIMANE COSTANTE)

② CONSIDERAZIONE: UNIDIMENSIONALE Uniforme su piani $\perp$ a x. ($C \parallel x$)

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 23 di 90

UGELLO DIVERGENTE

RAPPORTO IN UGELLI:

(1) SEMPLICEMENTE CONVERGENTE

Ip = STAZIONARIO - 1D

$Q_e = 0$ (ADIAB) $L_w = 0$ (REVERSIBILE)

⇓

$S = \text{COST}$

CONDIZIONI IN:

P_m°

T_m°

$C \approx 0$

$(A \to \infty)$

VALORI ALL'INGRESSO DEL MIO UGELLO.

SEZIONE INGRESSO = MONTE DELLO UGELLO CON GRANDEZZE CON PEDICE "m".

UGELLO SEMPLICEM. CONVERGENTE

PER QUESTO CASO, IPOTIZZO:
- FLUSSO STAZIONARIO
- 1D
- $Q_e = 0$, $L_w = 0$ ⇒ $S = \text{COST}$

$P_t A_t$ = DISTRIBUZIONE CHE IN GOLA

P_v = PRESSIONE A VALLE

P_m°, T_m°, $C \approx 0$, $A \approx \infty$

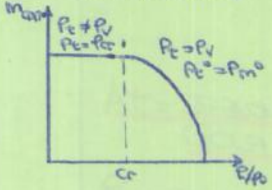
VEDO CHE:

SE $P_v/P_m^\circ > (P_t/P_m^\circ)_{CR}$

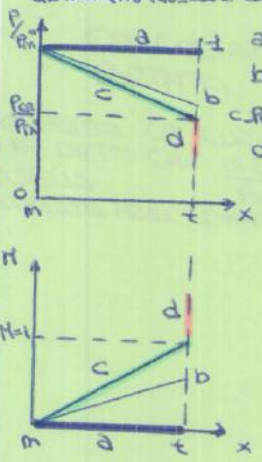
⇒ $P_t = P_v$ (QUINDI TROVO M CHE SARÀ TENDENTE a 1)

SE $P_v/P_m^\circ < (P_t/P_m^\circ)_{CR}$

⇒ $P_t = P_{CR}$ E $M = 1$



SE STUDIO L'ANDAMENTO RISPETTO AD ASCISSE (IN FUNZIONE di P/P_m° E M) OTTENGO:



a - $P_v = P_m^\circ$ (NON SUCCEDE NULLA)

b - $P_v < P_m^\circ$ (ABBASSO P_v)

c - $P_v = P_{CR}$ ⇒ $M = 1$

d - $P_v < P_{CR}$ ⇒ NON SUCCEDE NULLA

EFFETTO DELLE IPOTESI:

SE

$P_t = P_v$

$T_t^\circ = T_m^\circ$ e $P_t^\circ = P_m^\circ$ ⇒ $\frac{\dot m \sqrt{R T_m^\circ}}{P_m^\circ A_t} = \frac{\dot m \sqrt{R T^\circ}}{P^\circ A}$

SOLO CONDIZIONI VERE

$$\dot m = \frac{P_t^\circ A_t}{\sqrt{R T_t^\circ}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}\left[\left(\frac{P_t}{P_t^\circ}\right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_t}{P_t^\circ}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]}$$

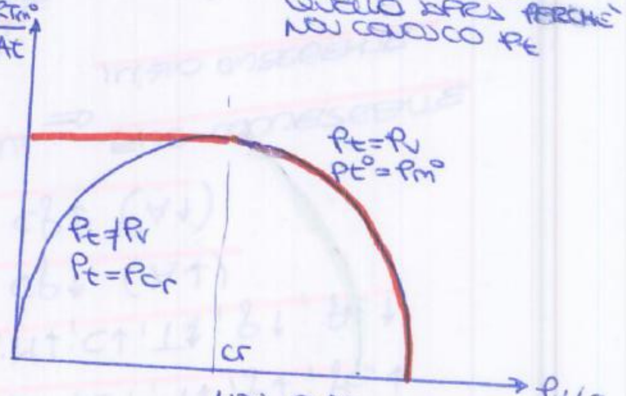
$$= \frac{P_m^\circ A_t}{\sqrt{R T_t^\circ}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}\left[\left(\frac{P_v}{P_m^\circ}\right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_v}{P_m^\circ}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]}$$

SCELGO L'EQUAZIONE CON LE GRANDEZZE NOTE. NON USO QUELLO SOPRA PERCHÉ NON CONOSCO P_t

LE NOSTRE CONDIZIONI SONO VALIDE?

↓

SOLO IN CAMPO SUBSONICO (IN CAMPO SUBSONICO NON CI SONO SALTI DI PRESSIONE



NON POSSO ANDARE NELLA PARTE SONICA CON LO STESSO ANDAMENTO. DOVREI AVERE UN DIVERGENTE PER AVERE QUELLE CONDIZIONI

HO TRATTO LINEARE!

PER NOSTRI SPREGATI PRIMA.

$P_t = P_{cr} = P^\circ \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\gamma/\gamma-1}$

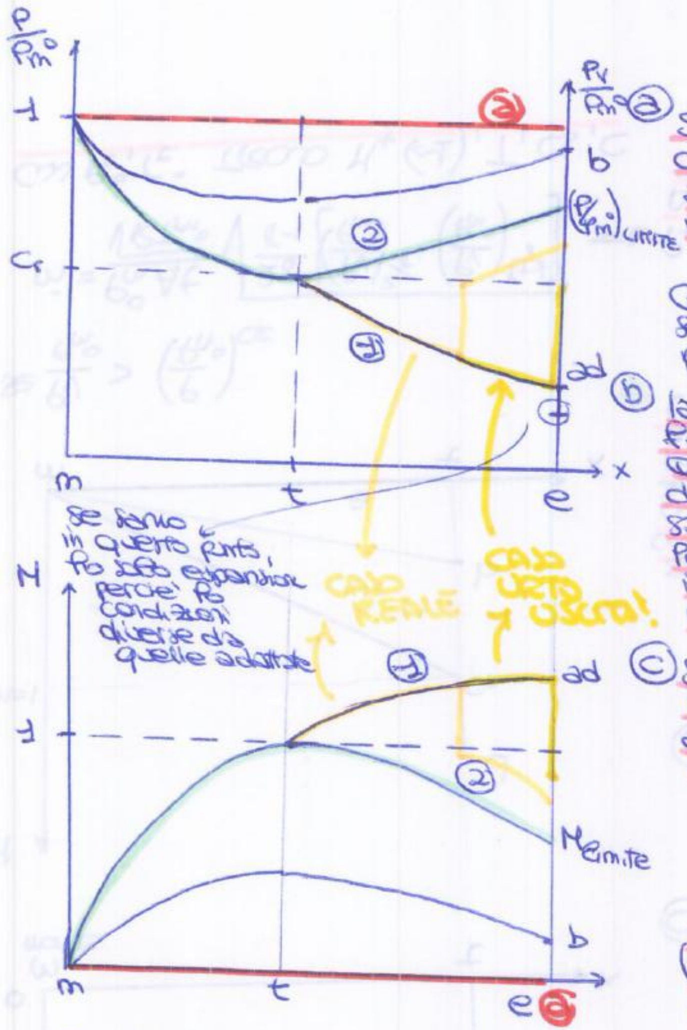
SE $P_v < P_{cr}$

UGELLO ADATTATO ⇒ QUANDO $P_t = P_v$

PRESSIONE DELLA SEZIONE DI USCITA DELL'UGELLO = PRESSIONE AMBIENTE A VALLE DELL'UGELLO

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 25 di 90

17/10/13



ⓐ Se la pressione di valle è uguale a quella di monte, non succede nulla.

Cosa succede se scende la pressione di valle?

ⓑ la pressione scende fino alla gola, quando trova il divergente, essa sale di nuovo. Per quanto riguarda il mach, succede è inverso.

ⓒ Se scende ulteriormente la pressione, avrò una curva più bassa. ∃ una pressione per cui avrò un mach = 1 in gola

il valore di $(p/p_m^0)_{limite}$ dipende dal rapporto A_e/A_t

Se abbasso ulteriormente la pressione nel convergente, non succede nulla, quindi la portata non cambia.

Per ugello adattato, consideriamo, ugello supersonico adattato.

Studiare cosa succede nel divergente.

Arrivato in gola, il flusso ha due comportamenti:
(dipende da pressione uscita):

① Accelerare fino a condizioni di adattamento

② Decelera seguendo la condizione limite.
(curva verde)

Adatto le condizioni

Quando abbiamo una compressione non posso avere un andamento continuo, ma una discontinuità: si crea un onda d'urto che mi riporta nel subsonico e la pressione aumenta. Quindi non raggiungo condizioni adattate. Perciò l'onda d'urto è dissipativo e mi fa calare il mach.
Oppure aumenta fino all'uscita e ho l'onda d'urto in quel punto.

Oppure posso avere l'urto fuori dell'ugello, quindi raggiungo le condizioni adattate. Oppure ancora, ho la condizione in cui ho espansione fuori dall'ugello.

Per $p_e = p_{ad}$ $\begin{cases} > p_v \\ < p_v \end{cases}$ non ho adattamento isentropico.

Possono inoltre crearsi delle onde d'urto asimmetriche

Fenomeno asimmetrico che può succedere
(modo prevedibile)

Quando ho una pressione di valle che è minore della pressione dell'ugello.
(per satelliti si usano convergenti-divergenti)

Se ho una pressione un può più alta e un mach più basso di quello che ho quando sono in condizioni adattate, un qualsiasi disturbo proveniente dall'esterno o un irregolarità del divergente, mi crea quindi degli urti dispersi che mi generano una variazione di direzione del flusso (esattamente quello che succede quando vado a schiantarmi contro un muro.

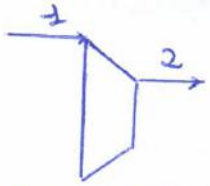
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 27 di 90

UNA VOLTA CHE HO: P°, T°, M POSSO CALCOLARMI T, P E C (grandezze statiche) se conosco le grandezze totali, mi serve conoscere una grandezza statica per trovare le altre.

Nelle Turbomacchine, scambio lavoro attraverso le velocità del fluido. Quindi per ottenere un certo lavoro devo vedere come far "muovere" il fluido.

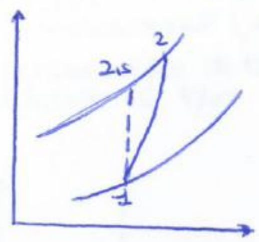
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 29 di 90

COMPRESSORE:



È UNA MACCHINA OPERATRICE CHE INNALZA LA PRESSIONE DI UN GAS MEDIANTE IMPIEGO DI ENERGIA MECCANICA.
SONO UNA BUONA APPROSSIMAZIONE DI UNA TRASFORMAZIONE ADIABATICA ($Q_e = 0$)

SULLA CURVA T-S:



1-2is = CURVA IDEALE
1-2 = CURVA REALE (2>2is PERCHÉ S↑)

NOTA BENE:
SIA PER COMPRESSORI CHE PER TURBINE (CIOÈ PER LE TURBOMACCHINE) POSSO TRASCURARE:
- $\Delta E_g = 0$ (PERCHÉ CONTRIBUTO ARIA << DEGLI ALTRI TERMINI)
- $\Delta E_{cp} = 0$ (PERCHÉ SISTEMI FISSI)

CALCOLO LAVORO CON $\Delta E_C = 0$

$L_i = \Delta i = c_p (T_2 - T_1)$ → POSSO CALCOLARE IL LAVORO → O CONSIDERANDO L_{is} E η → O CONSIDERANDO TRASFORMAZ. POLITROPICA E INTRODUCENDO η_{yc}

① TRASFORM. ISENTROPICA + η_c

$L_{cis} = c_p (T_{2is} - T_1) < L_c = c_p (T_2 - T_1)$ (PERCHÉ $T_2 > T_{2is}$)

$\left[\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]$ INTRODUCO TRASFORMAZ. ISENTROPICA $\Rightarrow T_{2is} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

$L_{cis} = c_p T_1 \left(\frac{T_{2is}}{T_1} - 1\right) = c_p T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]$ $\quad \beta_c = \frac{P_2}{P_1} \Rightarrow$ RAPP. DI COMPRESSIONE BAROMETRICO

$\eta_c = \frac{L_{cis}}{L_c} \Rightarrow L_c = \frac{L_{cis}}{\eta_c} = \frac{1}{\eta_c} c_p T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right] = \frac{1}{\eta_c} c_p T_1 \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)$

② TRASFORM. POLITROPICA + η_{yc}

$\eta_{yc} = \left(\begin{matrix}\text{RENDIMENTO POLITROPICO} \\ \text{RENDIMENTO IDRAULICO}\end{matrix}\right) = \frac{L_c - L_{w}}{L_c} > \eta_c$ $\quad T_2 = T_1 + \frac{L_c}{c_p}$

$L_c = c_p T_1 \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}\frac{1}{\eta_{yc}}} - 1\right)$ PERCHÉ $\frac{m-1}{m} = \frac{\gamma-1}{\gamma}\frac{1}{\eta_{yc}}$

CALCOLO LAVORO $\Delta E_C \neq 0$

PRIMO PRINCIPIO $\Rightarrow L_i = \underbrace{\Delta i + \Delta E_c}_{\Delta i^\circ} \Rightarrow L_i = \Delta i^\circ$ RISULTATO VALIDO SEMPRE!

$L_c = c_p (T_2^\circ - T_1^\circ)$

① SE PRIMO CASO:

$L_{cis} = c_p (T_{2is}^\circ - T_1^\circ)$
$= c_p T_1^\circ \left(\frac{T_{2is}^\circ}{T_1^\circ} - 1\right) = c_p T_1^\circ \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)$ $\quad \beta_c = \frac{P_2^\circ}{P_1^\circ}$

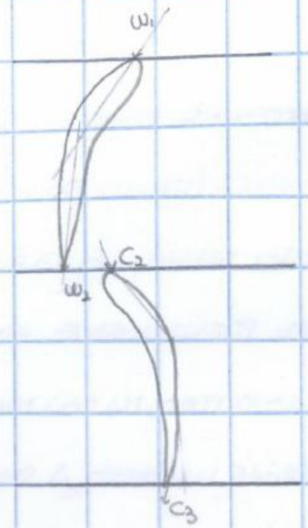
$L_c = \frac{1}{\eta_c} c_p T_1^\circ \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)$

② SE SECONDO CASO:

$L_c = c_p T_1^\circ \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}\frac{1}{\eta_{yc}}} - 1\right)$

PER COMPRESSORE LAVORO SEMPRE IN TOTAL-TO-TOTAL

DEFINISCO ORA LA GEOMETRIA DELLE PALE:



ROTORE: LA PALE DEL ROTORE VIENE "DESCRITTA" DALLE W.

STATORE: LA PALA DEL STATORE VIENE "DESCRITTA" DALLE C

VOGLIO DETERMINARE IL LAVORO IN MODO CHE COMPAIANO U, c_a, α_1 E β_2.

DAL TRIANGOLO DELLE VELOCITÀ, SO CHE:

componenti di c_1

$$\begin{cases} c_{u1} = c_1 \cos\alpha_1 \longrightarrow c_{u1} = \dfrac{c_{a1}}{\sin\alpha_1}\cos\alpha_1 = c_{a1}\cot\alpha_1 \\ c_{a1} = c_1 \sin\alpha_1 \longrightarrow c_1 = \dfrac{c_{a1}}{\sin\alpha_1} \end{cases}$$

componenti di w_2

$$\begin{cases} w_{u2} = w_2 \cos\beta_2 \longrightarrow w_{u2} = c_{a2}\cot\beta_2 \\ c_{a2} = w_2 \sin\beta_2 \rightarrow w_2 = \dfrac{c_{a2}}{\sin\beta_2} \end{cases}$$

$\Rightarrow$ DALLA FORMULA $c_u = w_u + U$ OTTENGO:

$$c_{u2} = c_{a2}\cot\beta_2 + U$$

TOLGO TUTTI I PEDICI NELLE c_a PERCHÉ SONO UGUALI QUINDI OTTENGO IL LAVORO NELLA FORMA:

GLI ANGOLI α_1, β_2 DEFINITO DA PROGETTO E RAPPRESENTANO GLI ANGOLI COSTRUTTIVI.

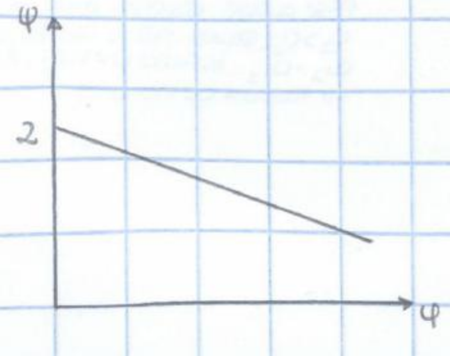
$$\boxed{L_c = (c_{u2} - c_{u1})U = U(c_a\cot\beta_2 + U - c_a\cot\alpha_1)}$$

$\rightarrow$ SE VOGLIO SCRIVERE IL LAVORO SVILUPPATO IN FUNZIONE DELLA PORTATA SMALTITA, IN TERMINI ADIMENSIONALI, DEVO INTRODURRE DEI COEFFICIENTI:

$\varphi = c_a/U \Rightarrow$ COEFF. di PORTATA ; $\psi = L_c/(U^2/2) \Rightarrow$ COEFF. di PRESSIONE.

DIVIDENDO L'ESPRESSIONE di L_c, APPENA TROVATA, PER $U^2/2$, TROVO:

$$L_c/(U^2/2) = (c_a\cot\beta_2 + U - c_a\cot\alpha_1)U/(U^2/2) \Rightarrow 2[1 - \varphi(\cot\alpha_1 - \cot\beta_2)] = \psi$$

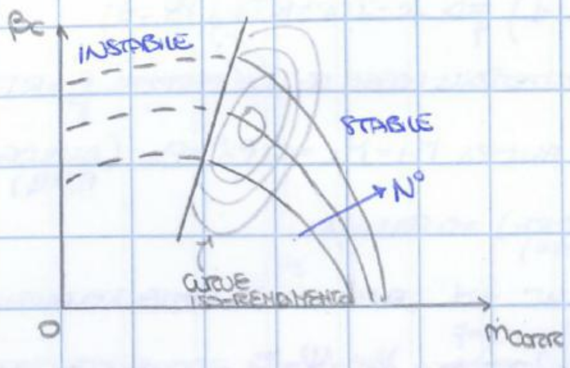


QUESTO GRAFICO MI DICE CHE:

A PARITÀ di α_1 E β_2 (FISSATI DAL TDV), SE $\uparrow\varphi$, $\downarrow\psi$ (QUINDI DIMINUISCE IL LAVORO SVILUPPATO L_c.

MAPPA DEL COMPRESSORE

LA MAPPA DEL COMPRESSORE MOSTRA LE PRESTAZIONI DEL COMPRESSORE E MI PERMETTE DI DETERMINARE LE CONDIZIONI OPERATIVE OTTIMALI. IN ASCISSE INDICO LA PORTATA CORRETTA E IN ORDINATA LA β_C.



PER "DEFINIRE" QUESTO GRAFICO, DEVO INTRODURRE DELLE GRANDEZZE IMPORTANTI:

N° = NUMERO DI GIRI CORRETTO = $\frac{N^\circ D}{\sqrt{R T_1^\circ}}$ (DOVE D = DIAMETRO) $\propto \frac{1}{\tau_1}$

$\dot{m}_{corr}$ = PORTATA CORRETTA = $\frac{\dot{m}\sqrt{R T_1^\circ}}{P_1^\circ D^2}$ $\qquad D^2 = A$

→ QUESTI DUE PARAMETRI SONO COLLEGATI ALLA φ NEL SEGUENTE MODO:

$U = \omega r = 2\pi n \frac{D}{2} = 2\pi N^\circ$

$$\varphi = \frac{c_a}{U} = \frac{\rho c_a A}{\rho U A} = \frac{\dot{m}}{\rho U A} = \frac{\dot{m}}{P/RT\, UA} = \underbrace{\frac{\dot{m}\sqrt{R T_1^\circ}}{P_1^\circ D^2}}_{\dot{m}_{corr}} \frac{D^2}{A} \underbrace{\frac{1}{\frac{U}{\sqrt{R T_1^\circ}}}}_{1/N^\circ_{corr}} \underbrace{g(M)}_{\text{FUNZIONE DEL MACH}} = \frac{\dot{m}_{corr}}{N^\circ_{corr}} g(M) \frac{D^2}{A}$$

MOLTIPLICO E DIVIDO PER ρA — LEGGE GAS — FACCIO COMPARIRE LE GRANDEZZE TOTALI

CONCLUSIONE $\varphi \propto \frac{\dot{m}_{corr}}{N^\circ_{corr}}$

OSSERVAZIONI:

a) β_C ↑ SE ↑ N°_{corr} (N°_{corr} = ENERGIA CHE IL COMPRESSORE TRASMETTE AL FLUIDO)

b) φ_{ottimo} SI SPOSTANO VERSO DESTRA E VERSO L'ALTO. CIOÈ PER AVERE LO STESSO φ, SE AUMENTO $\dot{m}_{corr}$, DEVO AUMENTARE ANCHE N°_{corr}. I PUNTI DI φ_{ottimo} MI "TRACCIANO" LA LINEA DI POMPAGGIO.

POSSONO CREARSI, PERÒ, DEI FENOMENI NON PREVISTI DAL PROGETTO. TALI SONO:

1) POMPAGGIO: INVERSIONE DEL FLUSSO ALL'INTERNO DEL COMPRESSORE, CHE ANDRÀ DALLO SCARICO E TORNA ALL'ASPIRAZIONE. SOLLECITA MOLTO IL COMPRESSORE.

$$\frac{P_2-P_1}{1/2\rho} = W_1^2-W_2^2 \Rightarrow \underbrace{\frac{P_2-P_1}{1/2\rho W_1^2}}_{C_P} = \left(1-\frac{W_2^2}{W_1^2}\right) \Rightarrow C_P = 1-\frac{W_2^2}{W_1^2}$$

PER IL LIMITE IMPOSTO $(C_P < C_{P\,MAX}) \Rightarrow C_{P\,MAX} > 1-\frac{W_2^2}{W_1^2} \Rightarrow \frac{W_2^2}{W_1^2} < C_{P\,MAX}-1 \Rightarrow \left[\frac{W_2^2}{W_1} > 1-C_P\right.$

$$C_P = \begin{cases} 1-\frac{W_2^2}{W_1^2} & \text{(ROTORE)} \\ 1-\frac{C_3^2}{C_2^2} & \text{(STATORE)} \end{cases}$$

2\. $M_{1\,REL} = \frac{W_1}{\sqrt{\gamma R T_1}} < 0{,}8$ (RELATIVO ALLA POSIZIONE MEDIA DELLA PALA)

VEDIAMO CHE PER ... $M_{1,REL}$ POSSO:

a) AUMENTARE T_1 (POCO EFFICACE)

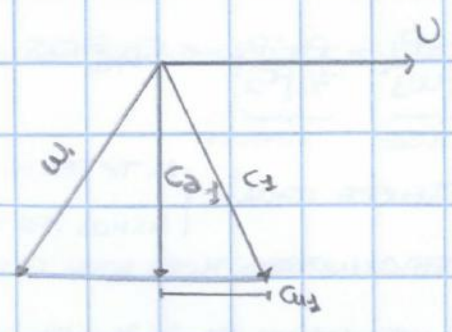
b) ABBASSARE W_1, SAPENDO CHE $W_1 = \sqrt{\underbrace{C_{a1}^2}_{\text{COMPONENTE ASSIALE}}+\underbrace{(U-C_{u1})^2}_{\text{COMPONENTE TANGENZIALE}}}$. PER AVERE IL $(W_1)_{MIN}$, DEVO AVERE $C_{u1}=U$ (TEORICAMENTE).

REALMENTE DEVO TENERE IN CONSIDERAZIONE LA RELAZIONE $M_{1,REL} \simeq M_{2,REL}$, IN MODO CHE NON ABBIA LO STATORE CHE FUNZIONI IN CAMPO TRANSONICO. PER PERMETTERE CIÒ, VADO A IMPORRE $C_{u2}=U-C_{u1}$. C_{u1} DEVE AUMENTARE E DEVE ESSERE AL PIÙ $= U$.

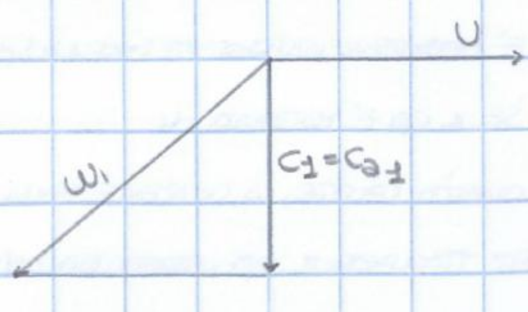
IN QUESTO MODO RIESCO A MANTENERE ANCHE $\dot{m}=COST$.

PER AUMENTARE C_{u1}, POSSO USARE UN IGV CHE MI PERMETTE DI DEVIARE UN FLUSSO COMPLETAMENTE ASSIALE IN MODO CHE OTTENGA ANCHE UNA COMPONENTE TANGENZIALE.

ESSO MI MANTIENE $C_a = COST$, QUINDI VA AD AGIRE SULL'ACCELERAZIONE DEL FLUSSO E SULLA SUA DEVIAZIONE.



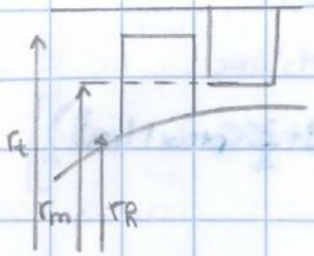
CON IVG



SENZA IVG

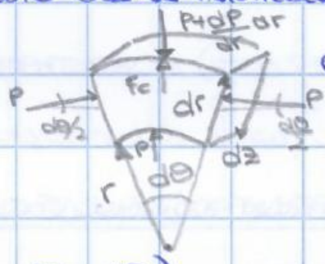
EQUILIBRIO RADIALE:

SI EFFETTUA L'EQUILIBRIO RADIALE QUANDO LE PALETTE NON HANNO ALTEZZA TRASCURABILE (O MEGLIO, QUANDO NON LE CONSIDERIAMO TALI)



AVREMO 3 DISTANTE RADIALI, ESSE SARANNO DISTINTE IN: r_t = RAGGIO AL TIP; r_m = RAGGIO MEDIO; r_R = RAGGIO ALL'HUB. CONSIDERANDO $C_r = 0$ (BUONA APPROSSIMAZIONE DI COMPRESSORE ASSIALE)

STUDIO ORA LA PARTICELLA, RISPETTO AD UN SISTEMA FISSO:



CONSIDERO UNA PARTICELLA CON QUESTE GRANDEZZE. IMPONENDO LA CONDIZIONE $\sum F_r = 0 = dm\frac{dc_r}{dt}$, FACCIO L'EQUILIBRIO DELLE FORZE:

$$\left(\sin\frac{d\theta}{2} = \frac{d\theta}{2}\right)$$

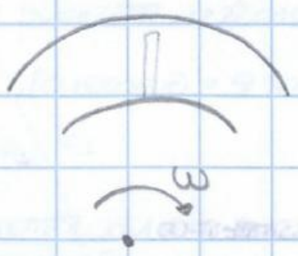
$$(\uparrow)\quad pr\underbrace{d\theta dz}_{AREA} + 2p\frac{d\theta}{2}\underbrace{dz\,dr}_{AREA} + F_c = \left(p+\frac{dp}{dr}dr\right)\underbrace{d\theta dz}_{AREA}\quad(\downarrow)$$

$$F_c = \rho r\,d\theta\,dr\,dz\,\frac{c_u^2}{2}$$

$$\cancel{pr d\theta dz} + \cancel{2}p\frac{d\theta}{\cancel{2}}dz\,dr + \rho r\frac{c_u^2}{2}d\theta\,dr\,dz = \left(p+\frac{dp}{dr}dr\right)d\theta\,dz\,(r+dr)$$

$$\Rightarrow \rho\cancel{r}\frac{c_u^2}{2}\cancel{r} = \frac{dP}{dr}\cancel{r}\cancel{dr} \Rightarrow \left[\frac{dP}{dr} = \rho\frac{c_u^2}{2}\right] \text{ EQUILIBRIO RADIALE!}$$

QUESTA ESPRESSIONE MI DICE CHE: SE RUOTO UN FLUIDO, SI GENERANO DEI GRADIENTI DI PRESSIONI CHE PORTANO A CURVARE LA PARTICELLA PERCHÈ LA PRESSIONE "SOPRA" È MAGGIORE RISPETTO A "SOTTO". INOLTRE AVRÒ DEI ANELLI



di CORRENTE ("ALTEZZA AI BORDI È MAGGIORE A QUELLA DEL CENTRO")

POSSIAMO DIRE CHE $P = P(r) \Rightarrow$ PERÒ VOGLIO CHE $P^\circ(r) = \text{COST}$, QUINDI:

CONSIDERANDO $\begin{cases} T_1^\circ, P_3^\circ \\ T_3^\circ, T_2^\circ \\ P_2^\circ, P_3^\circ \end{cases}$ COSTANTI CON r E $\begin{cases} L_i \\ L_{is} \end{cases}$ INDIPENDENTI DA r.

PALETTATURA

SVERGOLATE { R: MOLTO INCLINATE
S: POCO INCLINATE

LE PALETTE SONO INCLINATE UGUALI

R: POCO INCLINATE
S = MOLTO INCLINATE } SVERGOLATE

PER VORTICE LIBERO INTENDO: IN ASSENZA di MOMENTI APPLICATI. (USATO NELLE TURBINE)

VORTICE ESPONENZIALE

IN QUESTO CASO: $\begin{cases} rc_{u1} = a_1 + b_1 r \\ rc_{u2} = a_2 + b_2 r \end{cases}$

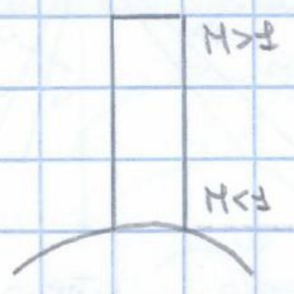
$$L_c = \omega(rc_{u2} - rc_{u1}) = \omega[(a_2 + b_2 r) - (a_1 + b_1 r)] = \omega[(a_2 - a_1) + (b_2 - b_1) r]$$

PER AVERE L_c = COST DEVO AVERE $b_2 = b_1$.

OSSERVAZIONE: $\frac{dc_a}{dr} < 0$ QUINDI AL TIP, AVRò UNA VELOCITà ASSIALE PIù BASSA, MENTRE ALL'HUB UNA PIù ALTA, MA CON VARIAZIONE di c_a PIù GRADUATE ("MENO FORTE")

COMPRESSORI TRANSONICI

SONO COMPRESSORI CHE MI PERMETTONO di RAGGIUNGERE $M > 1$ AL TIP. IL SUO SIGNIFICATO è DIVERSO RISPETTO A QUELLO AERONAUTICO PERCHé QUI INTENDIAMO COMPRESSORI TRANSONICI QUEI COMPRESSORI IN CUI UNA PARTE DELLA PALETTA HA $M > 1$.



QUESTO AVVIENE QUANDO RICHIEDO di AVERE COSTANTE IL LAVORO. INFATTI, AVERE L_c = COST MI PORTA AD AVERE VELOCITà MAGGIORI PER RAGGI MAGGIORI, QUINDI LA POSSIBILITà di PASSARE A $M > 1$.

DATO CHE, TRA TIP E HUB SI HA UN PASSAGGIO DA $M > 1$ A $M < 1$, QUINDI LA CREAZIONE di ONDE D'URTO, QUELLO CHE DEVO FARE è: PREVEDERE L'INTERAZIONE DELL'ONDA CON LA CORRENTE (L'ONDA D'URTO è "TOLLERATA" SE RIESCO A PREVEDERE IL SUO AVVENIMENTO)

ANALIZZIAMO QUELLO CHE SUCCEDE NEL:

1) PRIMO STADIO:

$\dot{m} < \dot{m}_{PROGETTO} \Rightarrow \rho c_a A < \rho_P c_{aP} A_P$

SAPENDO CHE $A = A_P$ E $\rho = \rho_P = \rho_{AMBIENTE}$ (PERCHÈ APPENA AVVIATO) $\Rightarrow c_a' < c_{aP}$

PER DISEGNARE IL TDV, DEVO CONOSCERE 3 VALORI $\begin{cases} U \\ c_a' \\ \alpha_1 \end{cases}$. α_1 RIMANE LA STESSA PERCHÈ SIA ALL'AVVIAMENTO CHE A PROGETTO NON VARIO LA PALETTA, QUINDI LA DIREZIONE di c_1 RIMANE LA STESSA PER ∀ STADIO. U LA CONOSCO PERCHÈ PER UN COMPRESSORE ASSIALE È COSTANTE = $U_{PROGETTO}$ E c_a' LO APPENA DEFINITA.

FENOMENO CHE SI GENERA PER QUESTA W_1': STALLO SUL DORSO (STALLO POSITIVO)

SE LA PALETTA VA IN STALLO, IL LAVORO NON VA AD AUMENTARE LA PRESSIONE. QUINDI FUNZIONA "MALE" PERCHÈ IL LAVORO VIENE DISSIPATO.

2) ULTIMO STADIO:

$\rho c_a A < \rho_P c_{aP} A_P$. $A = A_P$, $\rho = \rho_{AMB} \ll \rho_{PROGETTO}$ PERCHÈ DURANTE L'AVVIAMENTO, L'ARIA NON È STATA ANCORA COMPRESSA (A PROGETTO, LA DENSITÀ DEGLI ULTIMI STADI SARÀ MOLTO MAGGIORE RISPETTO A QUELLA AMBIENTE). QUESTA ULTIMA CONDIZIONE, MI PORTA AD AVERE $c_a'' > c_{aP}$.

IN QUESTO CASO, IL TRIANGOLO DELLE VELOCITÀ SARÀ MOLTO SPOSTATO VERSO DESTRA QUINDI LA PALETTA ANDRÀ A STALLARE SUL VENTRE (STALLO NEGATIVO)

CONCLUSIONE: SIA I PRIMI STADI CHE GLI ULTIMI STADI FUNZIONANO MALE. QUINDI CI VUOLE DEL TEMPO PRIMA CHE IL FLUIDO VENGA COMPRESSO E LA PORTATA RAGGIUNGA QUELLA di PROGETTO.

ESISTONO 3 MODI PER FACILITARE L'AVVIAMENTO E PER ELIMINARE QUESTO PROBLEMA

SOLUZIONI PER L'AVVIAMENTO

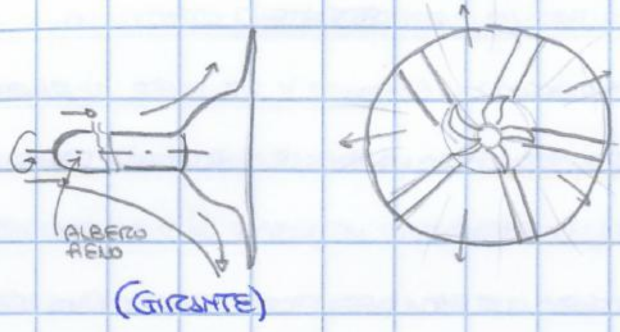
① PALE A CALETTAMENTO VARIABILE (IN GENERE QUELLE DELLO STATORE).

ANDANDO A CAMBIARE "L'INCLINAZIONE" DELLE PALE DELLO STATORE, VADO A GIOCARE SULLA c_1. VARIANDO QUINDI L'α_1 (RIFERITA A c_1) VADO AD "AGGIUSTARE" IL TVG.

ESEMPIO. PRIMO STADIO (CONSIDERO SOLO INGRESSO, QUINDI LE VELOCITÀ RIFERITE AL PUNTO 1)

COMPRESSORE CENTRIFUGO:

IL COMPRESSORE CENTRIFUGO È UNA TURBOMACCHINA OPERATRICE COMPOSTA DA ROTORE (GIRANTE) E STATORE (DIFFUSORE). IN QUESTO COMPRESSORE, IL FLUSSO È MISTO PERCHÈ ENTRA ASSIALE E ESCE RADIALE.



(GIRANTE)

IL FLUSSO CHE ENTRA, TROVA UNA PARETE CURVA IN FONDO CHE LO OBBLIGA A CURVARE E AD USCIRE IN DIREZIONE RADIALE.

LA PARTE D'INGRESSO, HA LE PALE CURVE

LA GIRANTE È FORMATA DA DUE PARTI:

- PARTE D'INGRESSO (PARTE ANTERIORE) → INDUCER
- PARTE POSTERIORE (IN CUI PASSO DA BASSI RAGGI AD ALTI RAGGI) → IMPELLER (CIOÈ È LA GIRANTE VERA E PROPRIA, DOVE IL FLUIDO VIENE COMPRESSO)

(DIFFUSORE)

IL FLUSSO CHE ESCE DALLA GIRANTE ENTRA NEL DIFFUSORE. LA SUA FORMA PIÙ SEMPLICE È UNA CHIOCCIOLA. IL COMPITO DEL DIFFUSORE È QUELLO DI RALLENTARE IL FLUIDO E GUADAGNARE PRESSIONE.

IL DIFFUSORE PUÒ ESSERE: { PALETTATO / NON PALETTATO

COME AVVIENE LA COMPRESSIONE NEI COMPRESSORI CENTRIFUGHI?

APPLICO 1° PRINCIPIO IN FORMA MISTA PER SISTEMA ROTANTE (CIOÈ LO APPLICO ALLA GIRANTE):

$$1-2 \Rightarrow L_i = 0 = \int_1^2 v\,dp + \underbrace{\frac{W_2^2 - W_1^2}{2} - \frac{U_2^2 - U_1^2}{2}}$$

(NEL SISTEMA ROTANTE SE C'È MOVIMENTO, NON C'È LAVORO)

CONTRIBUTI DELLA E_K (METTO VELOCITÀ RELATIVE + TERMINE U CHE NON È MAI PRESENTE NEI COMPRESSORI ASSIALI)

OSSERVAZIONE: LA GRANDE DIFFERENZA TRA COMPRESSORI ASSIALI E QUELLI CENTRIFUGHI È PROPRIO IL TERMINE $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2}$. QUESTO MI DICE CHE L'AUMENTO DI PRESSIONE AVVIENE GRAZIE ALLE FORZE CENTRIFUGHE. IN GENERE SI HA $W_1 = W_2$, QUINDI IL FLUIDO NON RALLENTA E NON ABBIAMO IL PERICOLO DI STALLO (COME NEI COMPRESSORI ASSIALI). QUESTO MI PERMETTE DI AVERE RAPPORTI DI COMPRESSIONE MOLTO MOLTO PIÙ ALTI.

QUESTE DUE LIMITAZIONI MI PERMETTONO DI FISSARE IL $\beta_1 \approx 135° \Rightarrow |C_1| = |W_1|$

$\underbrace{W_1 = \sqrt{2}\, C_1}_{\text{DIAGONALE DEL TRIANGOLO}} = M_{ax}\sqrt{RT_1} \Rightarrow \dot{m} = \rho_1 C_1 \pi (r_t^2 - r_h^2)\ ;\ U_{1t} = \omega r_{1t}.$

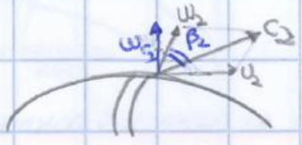
L→ OTTENUTO PERCHÉ $W_1 = \sqrt{C_1^2 + U_1^2} = \sqrt{2C_1^2} = \sqrt{2}\, C_1$

CONCLUSIONE: NOTA LA PORTATA E IL RAPPORTO DEI RAGGI, TROVO r_t. TROVATO r_t, TROVO ω (VELOCITÀ ANGOLARE)

b) IMPELLER

L'IMPELLER MI "PRENDE" IL FLUIDO ALLA VELOCITÀ W_1' E ME LA FA USCIRE ALLA VELOCITÀ W_2.

β_2 = ANGOLO COSTRUTTIVO



$L_c = U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}$ (SE NON ABBIAMO PREGIRANTE $C_{u1} = 0$ PER FLUIDO ENTRO IN DIREZIONE ASSIALE)

$\Rightarrow L_c = U_2 C_{u2}$

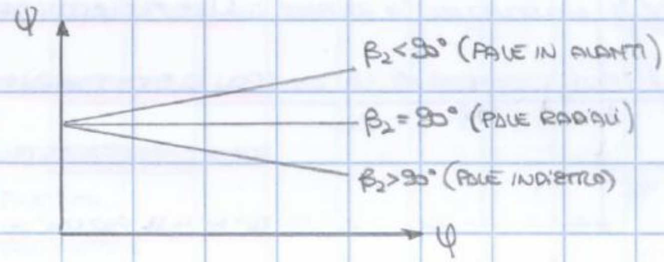
$C_{u2} = U_2 + W_{u2} = U_2 + W_2 \cos\beta_2 = U_2 + W_{r2} \cot g\,\beta_2$ (W_{r2} = VELOCITÀ DI PORTATA RADIALE)

$W_{r2} = W_2 \sin\beta_2 \Rightarrow W_2 = \dfrac{W_{r2}}{\sin\beta_2}$

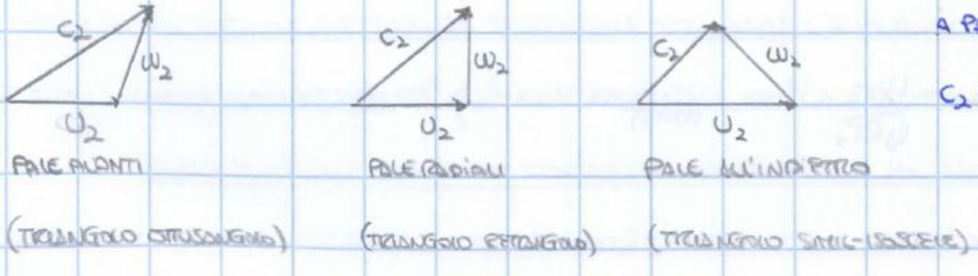
$L_c = U^2\left(1 + \dfrac{W_c}{C}\cot g\,\beta_2\right)$ DOVE $\psi = \dfrac{L_c}{U^2/2}$; $\varphi = \dfrac{W_{r2}}{U_2}$ (OTTENGO STESSE ESPRESSIONI FATTE PER COMPRESSORI ASSIALI, MA CON $\alpha_1 = 0$)

$\psi = 2(1 + \varphi \cot g\,\beta_2).$

3 ANDAMENTI IN BASE A β_2:



A PARITÀ DI φ, LE PALE "IN AVANTI" MI PERMETTONO DI AVERE MAGGIORE LAVORO. IN REALTÀ NON LE USO PERCHÉ AVERE MAGGIORE L_c, VUOL DIRE AVERE MAGGIORE C_{u2}, QUINDI $C_2 \uparrow \Rightarrow$ MAGGIORI DIMENSIONI DEL DIFFUSORE. IN REALTÀ SCELGO PALE O DRITTE (RADIALI) O "ALL'INDIETRO". β_2 INTORNO AI 120° PER AVERE PERDITE MOLTO BASSE.



A PARITÀ DI W_2 E U_2, C_2 VARIA MOLTO.

NON PALETTATO:

a) $\dot{m}_3 = \dot{m}_2$ (NO FORZE CHE PRODUCONO MOMENTO PERCHÉ NON HO PALETTE) → CONSERVAZ. PORTATA

b) $r_3 c_{u_3} = r_2 c_{u_2}$ (NO COPPIE APPLICATE AL FLUIDO) → CONSERV. MOM. ANGOLARE

$$\begin{cases} \overbrace{\underbrace{\rho c \sin\alpha}_{c_u} \cdot \underbrace{2\pi r R}_{\text{SUPERFICIE/AREA}}}^{\dot{m}} = \text{COST} \\ r c \cos\alpha = \text{COST} \end{cases}$$

IMPONENDO $\rho R = \text{COST}$ (SE NON FACCIO QUESTA SEMPLIFICAZIONE, AVREI DEI PROBLEMI PERCHÉ ρ DIPENDE DALLE GRANDEZZE TOTALI E DAL MACH. ⇒ ESPRESSIONI COMPLICATE) OTTENGO $\begin{cases} r c \sin\alpha = \text{COST} \\ r c \cos\alpha = \text{COST} \end{cases}$. DIVIDENDO LE DUE EQUAZIONI OTTENGO $\frac{\sin\alpha}{\cos\alpha} = \left[\tan\alpha = \text{COST}\right]$ ⇒ CIOÈ $rc = \text{COST}$ QUINDI $\frac{r_3}{r_2} = \frac{c_2}{c_3}$

CONCLUSIONE:

TANTO PIÙ GRANDE È IL RALLENTAMENTO E TANTO PIÙ GRANDE DOVRÀ ESSERE IL RAGGIO DIFFUSORE.

PALETTATO:

a) $\rho R c \sin\alpha\, r = \text{COST}$ (CONSIDERANDO $\rho R = \text{COST}$) ⇒ SE $\alpha \uparrow$ ⇒ $c \downarrow$ di PIÙ
(NEL PALETTATO VALE SOLO 1° EQ PERCHÉ MOM. ANGOLARE NON COSTANTE PERCHÉ HO LE PALE)

CON IL DIFFUSORE PALETTATO POSSO RIDURRE NOTEVOLMENTE LA VELOCITÀ. IL FATTO CHE NON LO METTO SUBITO DOPO L'IMPELLER È PERCHÉ LE VELOCITÀ USCENTI DA QUEST'ULTIMO SONO SUPERSONICHE. QUINDI AVREI DEGLI URTI CHE MI ROMPEREBBERO IN POCO LE PALETTE. IL NON PALETTATO MI PERMETTE di RIDURRE LA VELOCITÀ IN MODO CHE PASSI DA SUPERSONICO A SUBSONICO.

MASSIMO LAVORO di UN COMPRESSORE CENTRIFUGO

SE PRENDO PER SEMPLICITÀ DELLE PALE RADIALI ($\beta_2 = 90°$) ⇒ INDIPENDENTEMENTE DA ψ, $\psi = 2$ ⇒ $\left[L_c = U_2^2\right]$

QUESTO È IL LAVORO di UN COMPRESSORE CENTRIFUGO A PALE RADIALI. NON HO DELLE CONTROINDICAZIONI AERODINAMICHE PER U_2.

UN COMPRESSORE CENTRIFUGO PUÒ FARE CIRCA 10 VOLTE IL LAVORO di UN COMPRESSORE ASSIALE.

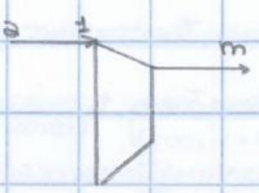
4) VARIAZIONE N° di GIRI

5) LAMINAZIONE ALLA MANDATA } INTRODUZIONE di UNA VALVOLA

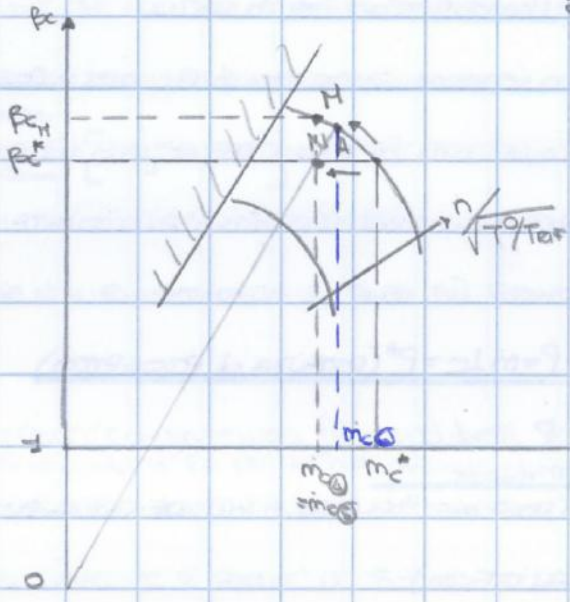
6) LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE

} VENGONO STUDIATI ATTRAVERSO L'USO DELLA MAPPA DEL COMPRESSORE

PER CASO INDUSTRIALE:



βc PARTE DA 1!



$\beta c^* = \dfrac{P_{MANDATA}}{P_{ASPIRAZIONE}}$ $\dot m^* = \dot m_{corr}\dfrac{P_a/P_{RIF}}{\sqrt{T_a/T_{RIF}}}$ DOVE P_a, T_a = GRANDEZZE di INGRESSO

P_{RIF}, T_{RIF} = GRANDEZZE di RIFERIMENTO

(4) CONDIZIONI PER TROVARE PUNTO
a. $\beta c = \beta c^* = \dfrac{P_2^\circ = P_m}{P_1^\circ = P_a}$ (RAPPORTO di COMPRESSIONE RIMANE COSTANTE) (PUNTO COMPRESSIONE) ⇒ QUINDI IL PUNTO SCIVOLERÀ SOLO IN ORIZZONTALE

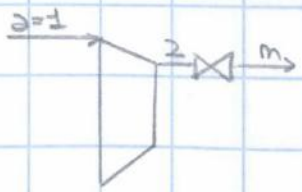
b. $\dot m < \dot m^*$

$\dot m_c = \dfrac{\dot m\sqrt{T_a/T_{RIF}}}{P_a/P_{RIF}} \Rightarrow \dfrac{\dot m^*}{\dot m_c^*} = \dfrac{\dot m}{\dot m_c}$ ⇒ SE CALCOLO LA PORTATA, TROVO LA PORTATA CORRETTA (NEL GRAFICO LA METTO A CASO)

$L_c = \dfrac{1}{\eta_c} c_p T_a \left(\beta c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)$ ⇒ SPOSTARSI DAL PUNTO di PROGETTO COMPORTA UN PEGGIORAMENTO DEL RENDIMENTO

QUINDI UN AUMENTO LAVORO ⇒ PEGGIORAMENTO DELLE PRESTAZIONI.

(5)



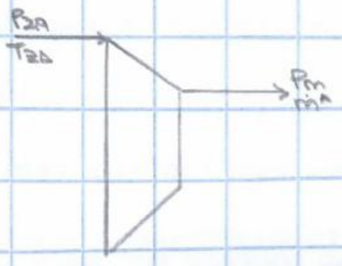
METTO UNA VALVOLA ALLA MANDATA CHE OSTRUISCA IL FLUSSO CAUSANDO (PERDITE di PRESSIONE) ⇒ LAMINAZIONE CON: $\begin{cases} Q_e = L_i = 0 \Rightarrow T^\circ = cost \\ L_w \neq 0 \Rightarrow \Delta p < 0 \\ \Delta S > 0 \end{cases}$

QUI OTTENGO UN RAPPORTO di COMPRESSIONE PIÙ ALTO di QUELLO RICHIESTO DA PROGETTO.

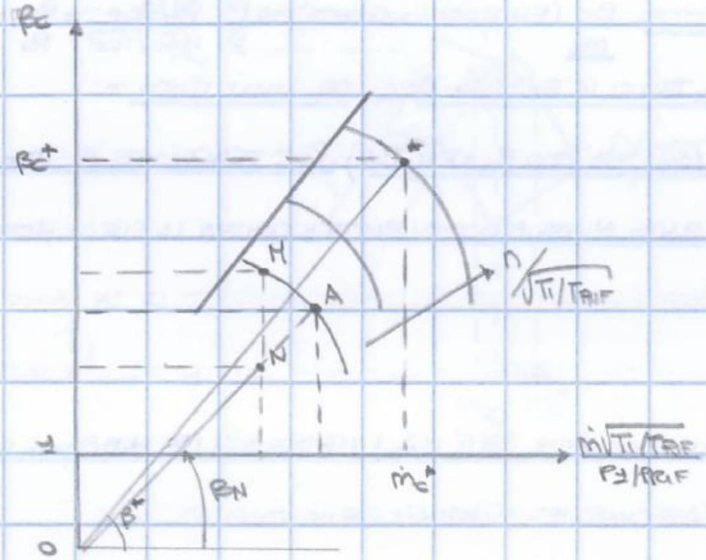
CONDIZIONI PER TROVARE PUNTO
a. $\dot m_c(5) = \dot m_c(4) = \dot m \dfrac{\sqrt{T_a/T_{RIF}}}{P_a/P_{RIF}}$ ⇒ LA PORTATA CORRETTA RIMANE COSTANTE. È UGUALE A QUELLA di (4).

b. N° di GIRI = COST ⇒ $n = n^*$; $n_c = n_c^*$ (M E N SONO UNO SOPRA L'ALTRO) ⇒ $\beta c > \beta c^* \Rightarrow L_c > L_c^*$

CALCOLO LE ULTIME 3.



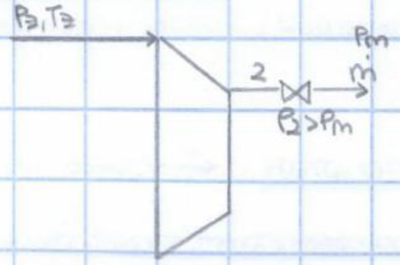
$z<z_A$ $\begin{cases} P_z>P_{zA} \\ T_z>T_{zA} \end{cases}$ A parità di P_m e $\dot m^*$



④ $\beta_{cN}=\frac{P_m}{P_z} < \beta_c^*$ (perché se parto da una pressione più alta e arrivo ad una più bassa, il mio compressore comprime di meno). $\dot m_{cN}=\frac{\dot m\sqrt{T_z/T_{RIF}}}{P_z/P_{RIF}}$. Scendendo, crescono sia T che P, ma in modo differente (prevale quello di P) quindi $\dot m_{cN}<\dot m_c^*$ il punto di funzionamento si sposta verso il basso. Per definire esattamente il punto, devo calcolare la tangente di β

$\tan\beta_N = \frac{\beta_c}{\dot m_{c_N}} = \frac{\beta_c^*}{\dot m_{c_N}}\frac{\sqrt{T_{zA}}}{\sqrt{T_z}} = \tan\beta^*\sqrt{\frac{T_{zA}}{T_z}} < 1$ (tang β_N differisce dalla tang β^* di un termine correttivo $\sqrt{\frac{T_{zA}}{T_z}}$) $\Rightarrow \beta_N<\beta^*$.

⑤

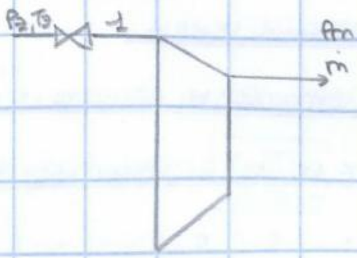


Condizioni per trovare punto di funzionamento:

① $n=n^*$: $\underbrace{n/\sqrt{T_z/T_{RIF}}}_{n_{cM}} = \underbrace{n^*/\sqrt{T_3/T_{RIF}}}_{n_c^*}\left(\sqrt{T_{zA}/T_z}\right) \Rightarrow n_{cM}$ (cambia poco)

② $\dot m_{cM}=\frac{\dot m_c\sqrt{T_z/T_{RIF}}}{P_z/P_{RIF}} = \dot m_{cN}$ (le portate di M e N sono uguali)

⑥

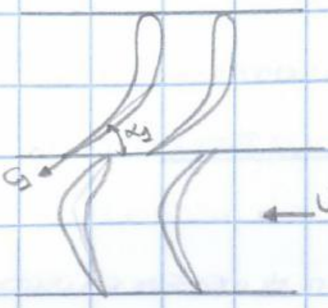


Condizioni per trovare punto di funzionamento:

① $n_{cA}=n_{cM}$

② $\tan\beta_A=\frac{\beta_c}{\dot m}=\tan\beta_N$ (per trovare A, faccio come prima). Trovo N, unisco O con N e prolungo fino a quando trovo la curva (cs-n)

STUDIAMO A RAGGIO MEDIO IL PROFILO DELLE PALETTE



LA VELOCITÀ DI USCITA DALLO STATORE È MOLTO GRANDE PERCHÉ C_1 MOLTO INCLINATO (C_1 // ALLA DIREZIONE DI USCITA)

PALA SIMMETRICA PER ROTORE

$c_{u1} = c_1 \cos\alpha_1$ SCRIVO COME COMPONENTI DI VELOCITÀ, SOLO PER AVERE α_1

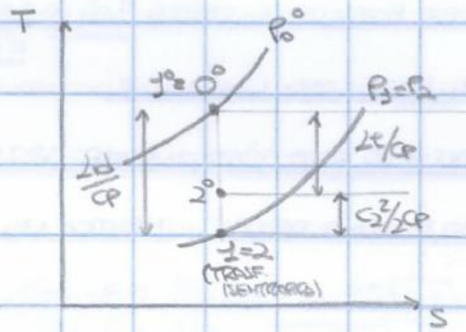
$c_{u2} = w_{u2} + U = -w_{u1} + U = -(c_{u1} - U) + U$

NOTA BENE: PER TROVARE LAVORO, FACCIO:
- TRIANGOLO DELLE VELOCITÀ (PIANO CHE MI SERVE)
- DISEGNO PALE
- SCRIVO LAVORO

$$L_t = U(c_{u1} - c_{u2}) = U(c_1\cos\alpha_1 + c_1\cos\alpha_1 - U - U) = 2(c_1\cos\alpha_1 - U)U$$

COSA CI DICE QUESTA ESPRESSIONE? ⇒ $\begin{cases} C_1 \text{ MAX} \\ \alpha_1 \text{ PICCOLI} \\ U \text{ GRANDE} \end{cases}$ ANCHE IN QUESTO CASO HO DELLE LIMITAZIONI. α NON TROPPO PICCOLE PERCHÉ POI AVREI UN PROBLEMA DI INGOMBRO ($\alpha \approx 20° \div 30°$). U MI DEFINISCE LA FORZA CENTRIFUGA AGENTE SULLA TURBINA (LE UNICHE LIMITAZIONI PER LE TURBINE SONO STRUTTURALI)

LA C_1 POTREBBE ESSERE AUMENTATA A PIACERE, MA INFLUIREBBE IN MODO NEGATIVO SUL RENDIMENTO (C_1 LEGATO AD η). PRENDIAMO COME PUNTO DI VISTA IL TOTAL-TO-STATIC



a) SE APPLICO 1° PRINCIPIO ALLO STATORE:

$0 \to 1: \; 0 = c_p\underbrace{(T_1^\circ - T_0^\circ)}_{\Delta T^\circ} \quad (L_i = \Delta E_c = 0)$

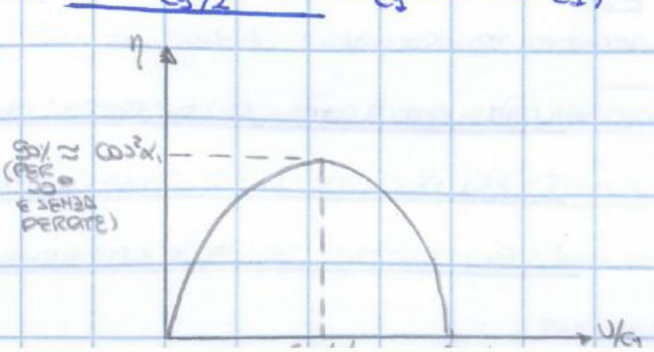
QUINDI $T_1^\circ \equiv T_0^\circ$

(LO STATORE PUÒ ESSERE CONSIDERATO COME UN UGELLO)

b) SE APPLICO 1° PRINCIPIO AL ROTORE ($L_{id} \neq 0$):

$1 \to 2: \; L_{id} = c_p(T_1^\circ = T_0^\circ - T_2) = c_p(T_1^\circ - T_1) = \frac{c_1^2}{2}$

$$\begin{cases} L_{id} - L_t = \frac{c_2^2}{2} \text{ (PERCHÉ VELOCITÀ IN USCITA DAL ROTORE NON NULLA)} \\ \eta = \frac{L_t}{L_{id}} = \frac{2U(c_1\cos\alpha_1 - U)}{c_1^2/2} = \frac{4U}{c_1}\left(\cos\alpha_1 - \frac{U}{c_1}\right) \end{cases}$$



IN CONDIZIONE DI MASSIMO RENDIMENTO, IL LAVORO È $L_{c\eta_{max}} = 2U^2$. COME DETTO PRIMA, GLI UNICI LIMITI SONO DI TIPO STRUTTURALI. ESSI POSSONO ESSERE A

- SALTI DI VELOCITÀ
- SALTI DI PRESSIONE

NELLA REALTÀ AVRÒ PRIMA TURBINE A SALTI DI VELOCITÀ E POI DI PRESSIONE, MA PER LA SPIEGAZIONE, CONSIDEREREMO IL CONTRARIO.

a - A SALTI DI PRESSIONE:

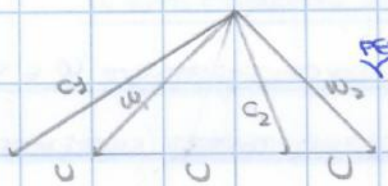
IN QUESTO TIPO DI TURBINE HO STADI UGUALI IN CUI LO STATORE HA SALTI DI PRESSIONI MINORI DI ZERO (COSÌ NEGATIVO PERCHÉ HO ESPANSIONE) MENTRE NEL ROTORE HO LAVORO A PRESSIONE COSTANTE.

IL LAVORO SARÀ: $L_t = z 2U^2$ (DOVE z = N° DI STADI)

b A SALTI DI VELOCITÀ

VOGLIO LAVORARE CON ESPANSIONI MOLTO MOLTO GRANDI ⇒ QUINDI C_{u1} MOLTO MOLTO GRANDE E QUINDI C_1 GRANDE.

NOTA BENE: NON VOGLIO AUMENTARE C_2 PERCHÉ VORREBBE DIRE PERDITE PER ENERGIA CINETICA DI SCARICO

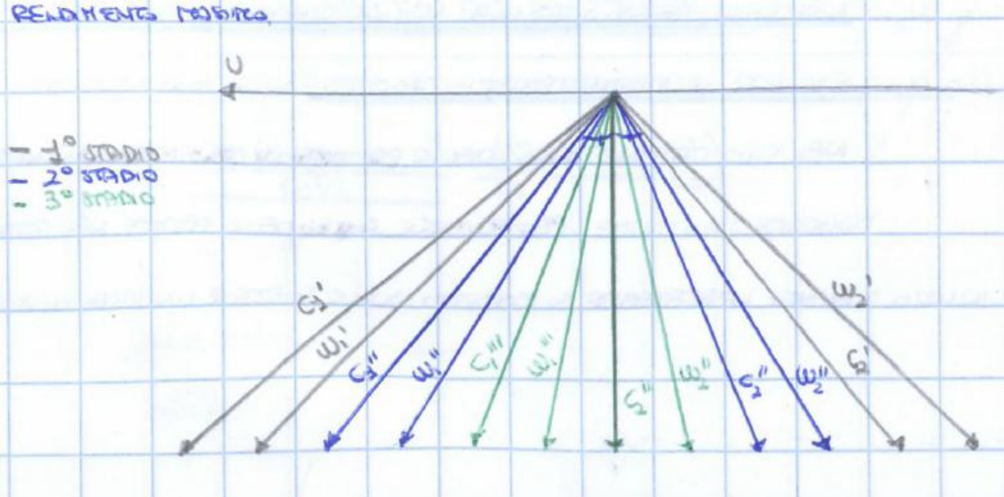


PERÒ AUMENTANDO C_1, AVREI C_2 CHE SI SPOSTA VERSO DESTRA PERCHÉ U = COST E $|W_2| = |W_1|$. NON VA BENE PERCHÉ AVREI TROPPA E_c DI SCARICO.

PER RISOLVERE QUESTO PROBLEMA USO UN RADDRIZZATORE CHE MI SPOSTI LA C_2 VERSO SINISTRA (IL RADDRIZZATORE NON È ALTRO CHE UNO STATORE CHE PRENDE LA C_2 USCENTE DALLO STADIO PRECEDENTE E LA TRASFORMA IN UNA C_1 PER LO STADIO SUCCESSIVO. ESSO NON È ALTRO CHE UNA C_2 RIBALTATA DALL'ALTRA PARTE.)

QUELLO CHE VOGLIO È: FAR AVVENIRE TUTTA L'ESPANSIONE AL PRIMO STATORE. GLI ALTRI ROTORI E STATORI MI SERVIRANNO SOLO PER RUOTARE E RADDRIZZARE LA CORRENTE. NEI ROTORI RACCOLGO IL LAVORO. DISEGNO ORA UN TRIANGOLO DELLE VELOCITÀ A TRE STADI DI VELOCITÀ NEL CASO DI RENDIMENTO MASSIMO.

PRENDO $C_{u1} = z \cdot 2U = 3 \cdot 2$
$= 6U$
(QUINDI CON 6 VOLTE U E TRACCIO C_1)

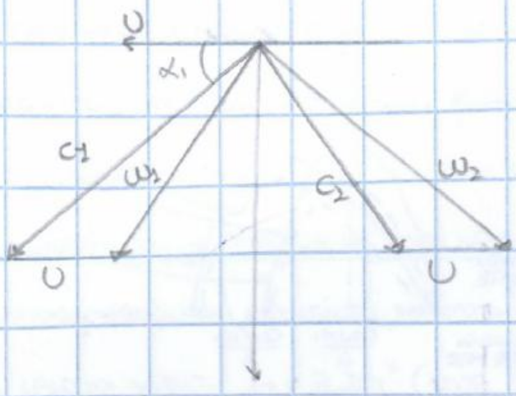


C_1 = RAPPRESENTA VELOCITÀ DELLO STATORE IN CUI AVVIENE ESPANSIONE

C_1', W_1' = PRIMO STADIO

A VALLE DI OGNI STADIO HO UN RADDRIZZATORE CHE PRENDE LA C_2 E LA RIBALTA DALL'ALTRA PARTE.

COME AL SOLITO, PER CALCOLARMI IL LAVORO, ASSEGNO PRIMA IL TDV.



TIPICO TRIANGOLO di VELOCITÀ PER TURBINA A REAZIONE

CALCOLO LAVORO:

$L_t = U(c_{u_1} - c_{u_2})$

$c_{u_1} = c_1 \cos\alpha_1;\ c_{u_2} = -w_{u_1} = -(c_{u_1} - U)$

$L_t = U(2c_1\cos\alpha_1 - U)$

NELLA TURBINA USO SOLO L'ANGOLO α_1.

A DIFFERENZA DEL COMPRESSORE IN CUI HO α_1 E β_2.

ORA DEVO CALCOLARE IL RENDIMENTO PER CAPIRE LE SCELTE CHE DEVO FARE PER AVERE UN BUON LAVORO.

PALETTATURA

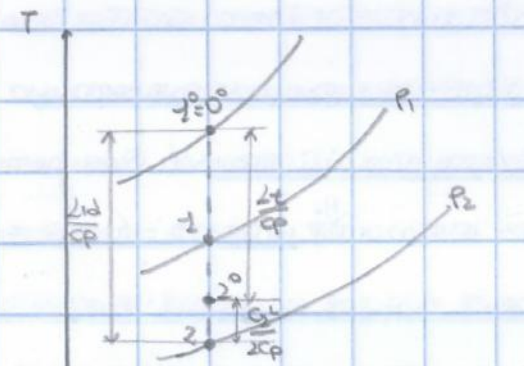
IPOTESI: $c_0 = c_2$

S: c_0 = POCO INCLINATO $= c_2$; c_1 = MOLTO INCLINATO

R: w_1 = POCO INCLINATO; w_2 = MOLTO INCLINATO

(NELLA TURBINA A REAZIONE HO SIMMETRIA DELLA PALA SOLO NEL ROTORE.)

CALCOLO η, UTILIZZANDO IL GRAFICO T-S



QUESTO GRAFICO MI SERVE PER η. SE CONSIDERO IL CASO TOTAL-TO-STATIC $\Rightarrow L_{id} = c_p(T_0^0 - T_2)$

$L_t = c_p(T_0^0 - T_2^0)$ (TRA DUE GRANDEZZE TOTALI)

$L_{id} = c_p(T_0^0 - T_1) + c_p(T_1 - T_2)$ (SCOMPONGO IN DUE PARTI)

$L_{id} - L_t = \frac{c_2^2}{2}$ (LA DIFFERENZA TRA I DUE VALORI È L'ENERGIA CINETICA di SCARICO)

QUINDI NELLA CONDIZIONE T+S (CASO IDEALE), L'UNICA PERDITA È L'E_K di SCARICO.

QUINDI PER RENDERE MAX IL RENDIMENTO, DEVO RENDERE MINIMO L'E_K $\Rightarrow$ QUINDI MINIMIZZARE c_2.

CONCLUSIONE: c_2 = ASSIALE.

ESPLICITO η IN TERMINI di U E c_1:

I° PRINCIPIO $\Rightarrow$ 0→1 (ALLO STATORE) $\Rightarrow 0 + 0 = c_p(T_1^0 - T_0^0) \Rightarrow 1^0 \equiv 0^0$ (STATORE = UGELLO. NEL CASO LENTICOLARE CONDIZIONE IN = CONDIZIONI OUT IN TERMINI di GRANDEZZE TOTALI)

I° PRINCIPIO $\Rightarrow$ 1→2 (ROTORE) (RIFERIM. $\Rightarrow L_i = 0$ ROTANTE) $\Rightarrow 0 + 0 = c_p(T_2 - T_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2}$ $= 0$ (ASSIALE)

COMBINANDO E SOSTITUENDO IN L_{id}, OTTENGO:

$L_{id} = c_p(T_0^0 - T_1) + c_p(T_1 - T_2) = \frac{c_1^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$ IL PRIMO PRINCIPIO AL ROTORE MI PERMETTE di

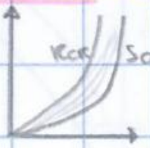
ROTORE E SEMPLICEMENTE CONVERGENTE. L'ANDAMENTO È UGUALE A QUELLO CHE ABBIAMO PER L'UGELLO.

SE CAMBIO IL NUMERO di GIRI, PER LO STATORE NON SUCCEDE NULLA, MENTRE PER IL ROTORE CAMBIA W_1.

FISSO P_1 ⇒ QUINDI FISSO QUANTO ESPANDO NELLO STATORE ⇒ FISSO C_1 ⇒ FISSO in STATORE. TROVO P_2

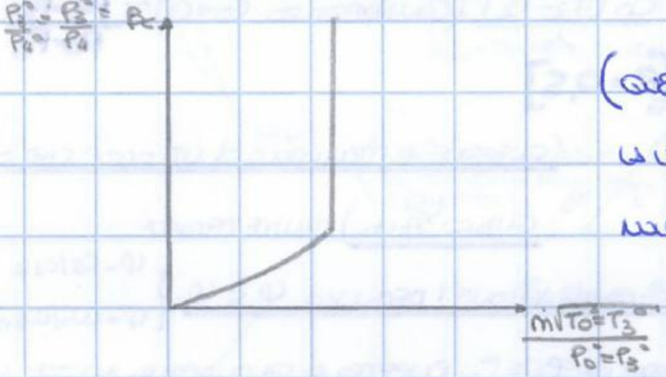
$$\dot{m}_{ROT} = \frac{P_{1,REL}^{\circ} \overset{\text{AREA GOLA DEL ROTORE}}{A_t}}{\sqrt{RT_1^{\circ}}} f\left(\frac{P_2}{P_{1,REL}^{\circ}}\right) = f(M_2)_{REL}$$

⇒ QUINDI SE $U\uparrow$, $W_1\downarrow$, $P_{1,REL}^{\circ}\downarrow$ ⇒ $P_2\downarrow$ (ABBASSARE P_2, POSSO MANTENERE LA STESSA PORTATA NEL ROTORE). QUINDI AL CRESCERE DEI GIRI LA CURVA SI ALZA. PUÒ CAPITARE CHE LO STATORE DIVENTI CRITICO DOPO DEL ROTORE, A GIRI ALTI.



LA MAPPA DELLA TURBINA MI SERVE PER FISSARE LE CONDIZIONI DELLO STATORE!

CONCLUSIONE: QUELLO CHE DOBBIAMO FARE È: FISSATE LE CONDIZIONI DELLO STATORE, ANDARE A VEDERE LA PRESSIONE IN USCITA DAL ROTORE AFFINCHÉ LA PORTATA RIMANGA COSTANTE AL VARIARE DEI GIRI (QUINDI CONSIDERARE LE COSE SOPRA DETTE)



(QUESTA È LA MAPPA DELLA TURBINA)

LA VARIAZIONE PER NUMERO di GIRI SONO NULLE ⇒ TRASCURABILI

"USABILE" ANCHE PER IL TOTAL-TO-TOTAL

NOTA BENE: NEL TOTAL-TO-STATIC, DATO CHE A VALLE NON HO NULLA, DEVO CERCARE di RIDURRE AL MINIMO LE PERDITE (QUINDI E_K). MENTRE NEL TOTAL-TO-TOTAL NON HO QUESTO PROBLEMA PERCHÉ A VALLE DELLA TURBINA HO UN ALTRO DISPOSITIVO E QUESTA E_K VIENE RECUPERATA E USATA DA ESSO.

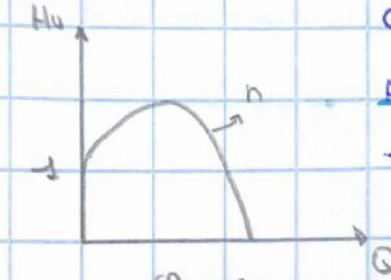
RAFFREDDAMENTO PALETTE

LE PALETTE, IN UNA TURBINA, SONO GENERALMENTE RAFFREDDATE PERCHÉ SONO IN CONTATTO CON IL FLUIDO CALDO CHE ESCE DAL COMBUSTORE (CHE POTREBBE DANNEGGIARE LA PALETTA)

QUINDI IL FLUIDO FREDDO CHE VIENE FATTO USCIRE DA DEI FORI PRESENTI NELLA PALETTA, MI CREANO UN FILM CHE MI PROTEGGE LA SUPERFICIE DELLE PALETTE

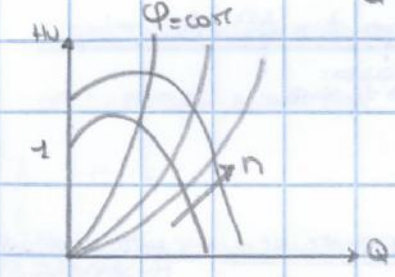
LE PALETTE SONO QUINDI CAVE PER PERMETTERE AL FLUIDO di PERCORRERLA DALL'INTERNO E USCIRE ALL'EXT

SI PREFERISCE USARE LA PORTATA IN VOLUME, QUINDI $Q = \dot{m}/\rho$. (SE U=COST=n ∴ IL GRAFICO



COINCIDE CON LA CURVA $\psi-\varphi$.

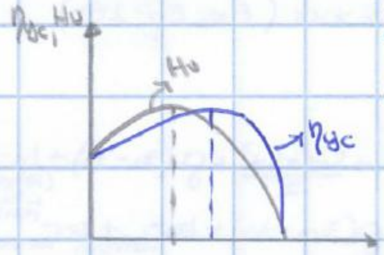
A ψ=COST $\rightarrow Hu \propto n^2$; $Q \propto n$ ⇒ QUINDI I PUNTI A STESSO ψ
(QUINDI $\psi-\varphi$=COST)
⇒ HANNO LA PREVALENZA CHE È LEGATA A n DA UN ANDAMENTO PARABOLICO.



QUESTO DIAGRAMMA MI SPIEGA L'ANDAMENTO DELLA PREVALENZA AL VARIARE di GIRI E L'ANDAMENTO DELLE ψ=COST. LE ISO-ψ SONO ANCHE LE CURVE ISO-η_y PERCHÉ: $\eta_{yc} = \frac{\psi-\varphi}{\psi} = \frac{COST}{\psi}$

LE PRESTAZIONI di UNA POMPA SONO LEGATE A n.

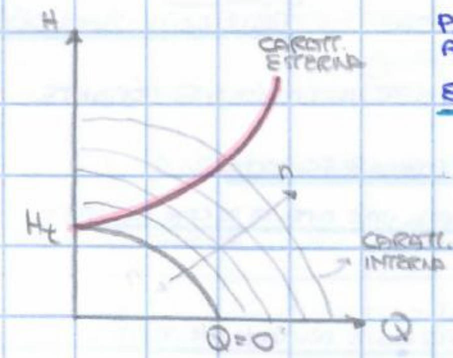
NELLA MAPPA DELLE POMPE, A DIFFERENZA di QUELLA DEI COMPRESSORI, HO UNA SOLA CURVA.



MAPPA DELLE TURBOPOMPE, IN CUI MI DANNO L'ANDAMENTO DELLA CURVA PER UN DATO n. ATTRAVERSO n, TROVO PREVALENZA Hu, PORTATA Q AD UN DIVERSO n. MAX η_{yc} > MAX Hu (CIOÈ + A DESTRA di MAX Hu)

PUNTO di FUNZIONAMENTO ⇒ CARATTERISTICA INTERNA = CARATTERISTICA ESTERNA
$(Ht+Y)$ (Hu)

(Ht = VARIAZIONE GEOMETRICA DEL SISTEMA, Y = PERDITE CONCENTRATE). ASSUMO $Y \propto Q^2$ (PROPORZ.)



PARTO DA Ht (Q=0) E ARRIVO A $Ht + KQ^2$ (K = COSTANTE di PROP. TRA PORTATA E PERDITE) ⇒ CARATTERISTICA ESTERNA

ESISTE UN PUNTO IN CUI PORTATA NULLA (CURVA di CARATT. INTERNA CALCOLATA)

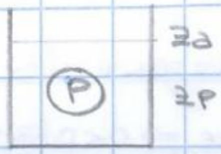
QUANDO ABBIAMO UN CIRCUITO CHIUSO, LE POMPE DOVRANNO VINCERE LE RESISTENZE Y ⇒ $Hu = Y = KQ^2$.

ASPIRAZIONE E MANDATA COINCIDONO. INOLTRE IN CIRCUITO CHIUSO, CAMBIARE IL NUMERO di GIRI, VUOL DIRE CAMBIARE LA PREVALENZA IN MODO $\propto$ AL QUADRATO DELLA Q^2.
PROP.

IN QUESTO CIRCUITO DEVE ESSERE SODDISFATTA LA CONDIZIONE di SIMILITUDINE, QUINDI η_y = COST; $Q \propto n$ E $Hu \propto n^2$.

ANCHE LA QUOTA INFLUISCE SU NPSH$_{GREZZO}$. DEVO METTERE LA POMPA ALLA QUOTA MINORE POSSIBILE ($z_P < z_A$) IN QUESTO MODO, POMPO IL LIQUIDO E FACCIO SALIRE LA PRESSIONE. ESSA SCENDERÀ A CAUSA DELLE PERDITE (1° CASO)

POMPA IMMERSA, COSÌ $P_1 > P_{AMB}$.



POTENZA

$$P_{IN} = \dot{m} L_p = \rho Q \frac{L_P - L_{W}}{\eta_y} = \rho Q g \frac{H_u}{\eta_y} \; ; \; \dot{m} = \dot{m}_{ELABORATA}\, \eta_v \quad \text{DOVE} \begin{cases} \dot{m}_{el} = \text{PORTATA ELABORATA} \\ \eta_v = \text{RENDIM. VOLUMETRICO} \end{cases}$$

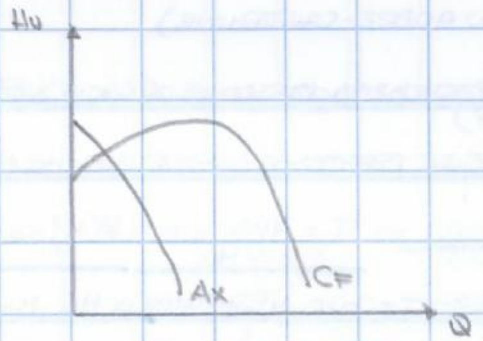
(POTENZA CHE TRASMETTO AL FLUIDO) (PORTATA MANDATA $\dot{m}$ < $\dot{m}_{ELABORATA}$)

$$P_{ASSORBITA} = \rho Q g \frac{H_u}{\eta_y \eta_m \eta_v} > P_{IN} \qquad \text{PERCHÉ} \begin{cases} \text{HO PERDITE MECCANICHE } (\eta_m) \\ \text{FUGA DI PORTATA } (\eta_v) \end{cases}$$

AVVIAMENTO

2 TIPI DI AVVIAMENTO
- LIBERO (SE SCARICO APERTO, LA PORTATA AUMENTA MOLTO RAPIDAMENTE)
- STROZZATO (SE SCARICO CHIUSO, NON LASCIO AUMENTARE LA PORTATA. AVVIAMENTO A NULLE PORTATE)

QUESTI DUE TIPI DI AVVIAMENTO ADOTTATI PER POMPE ASSIALI E CENTRIFUGHE. L'ANDAMENTO DELLE PREVALENZE DELLE DUE POMPE È DIVERSO.



Ax ⇒ LA HU SCENDE MOLTO RAPIDAMENTE ⇒ P ↓, ALL'↑ ((POTENZA BASSA ALLE ALTE PORTATE) ⇒ CONVIENE AVVIARLA LIBERA
→ PORTATE GRANDI

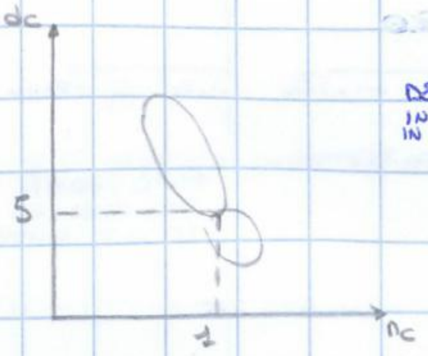
CF ⇒ LA HU AUMENTA ALL'INIZIO, QUINDI P ↑ CON LA PORTATA. (AVVIAMENTO STROZZATO).
→ PORTATE PICCOLE

APRIRE E CHIUDERE INFLUISCE SULLE PERDITE NEI CONDOTTI

SCELTA DELLA MACCHINA

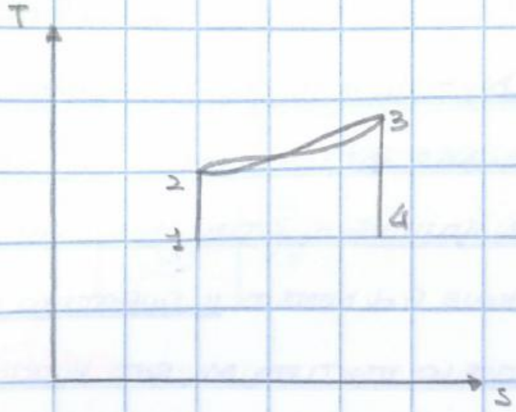
NELLE TURBOPOMPE POSSO QUANTIFICARE LA CONVENIENZA DELLA SCELTA DI UNA MACCHINA, PIUTTOSTO CHE DI UN'ALTRA. QUESTA QUANTIFICAZIONE AVVIENE, INTRODUCENDO DUE PARAMETRI

n_c = NUMERO DI GIRI CARATTERISTICO $\propto \varphi^{1/2}/\psi^{3/4}$; d_c = DIAMETRO CARATT. $\propto \psi^{1/4}/\varphi^{1/2}$ (QUINDI PER CONOSCERE LA MACCHINA, DEVO SCEGLIERE UNA φ E UNA ψ) TOLGO DIPENDENZA DA c_2.



DEFINITE n_c E d_c ⇒ TROVO QUINDI DEI PUNTI CHE POSSONO CADERE IN UNA ZONA PIUTTOSTO CHE IN UN'ALTRA (CIOÈ IN UNA MACCHINA PIUTTOSTO CHE IN UN'ALTRA). UTILITÀ DECADE A CAUSA DELLE DIFFERENTI UNITÀ DI MISURA.

INOLTRE VEDO IL PROFILO T-S.



PER QUESTO CICLO:

(1) MODO $L = Q_1 - Q_2$

quindi, dato che $Q_{ij} = c_v(T_j - T_i)$,

$L = mc_v(T_3 - T_2) - mc_v(T_4 - T_1)$ (IL CALORE VIENE FATTO SOLO DALLE ISOCORE)

(2) MODO $L = L_{esp} - L_{com}$ (SCRIVO IN QUESTO MODO PER TOGLIERE IL MENO)

SCRIVENDO 1° PRINCIPIO IN FORMA MISTA PER L_{com}

$L_{com} = +\int_2^1 p\,dv + E_{diss}$ (ANALOGAMENTE ANCHE PER L_{esp})

$$L = \int_3^4 p\,dv - \int_2^1 p\,dv = \int_3^4 \frac{p_3 V_3^\gamma}{V^\gamma}\,dv - \int_2^1 \frac{p_2 V_2^\gamma}{V^\gamma}\,dv$$

SECONDO ISENTROPICO ALLORA $p = p_3 \frac{V_3^\gamma}{V^\gamma}$ ANALOGAMENTE $p = p_2 \frac{V_2^\gamma}{V^\gamma}$

INTEGRANDO

$$= \frac{p_3 V_3}{\gamma - 1}\left[1 - \frac{1}{(V_4/V_3)^{\gamma-1}}\right] - \frac{p_2 V_2}{\gamma - 1}\left[1 - \frac{1}{(V_1/V_2)^{\gamma-1}}\right] \Rightarrow \text{PERÒ} \begin{cases} pV = RTm \ (\text{MASSA GAS}) \\ \frac{R}{\gamma-1} = c_v \\ V_1 = V_2 = V_3 = V_4 \end{cases}$$

$\Rightarrow$ DEFINISCO IL RAPPORTO VOLUMETRICO DI PRESSIONE $\rho = V_{MAX}/V_{MIN}$ $(p_4/p_3 = 1/\rho^\gamma)$ $(T_4/T_3 = 1/\rho^{\gamma-1})$

$$= L = mc_v(T_3 - T_2)\left(1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}\right)$$

NOTA BENE: (IL PUNTO 2 RAPPRESENTA IL PUNTO DI INIZIO COMBUSTIONE. SE P_2 ELEVATE HO COMBUSTIONE NON REGOLATA)

IL RENDIMENTO IDEALE (η_{id}) $\Rightarrow \frac{L}{Q_1} = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}$ (CONVIENE AVERE UN VOLUME VMIN PICCOLO, PER AVERE $\rho\uparrow$ E QUINDI $\eta_{id}\uparrow$). NELLA REALTÀ, PERÒ, ρ DEVE ESSERE LIMITATO PERCHÉ SE NO HO PROBLEMI DI DETONAZIONE. IN GENERE $\rho = 10$ (ρ LEGATO A $P_2 \Rightarrow$ SE P_2 MOLTO ALTA HO DETONAZIONE)

INOLTRE, FISSATA LA P_2, AVREI RENDIMENTO MASSIMO SE LA COMBUSTIONE AVVENISSE A V=COST.

NEI MOTORI A DIESEL, NON HO QUESTO PROBLEMA PERCHÉ LA COMBUSTIONE AVVIENE A P=COST E QUANDO IL PISTONE SI STA RITIRANDO (CIOÈ SI STA ABBASSANDO LO STANTUFFO). LA DIFFERENZA TRA CICLO OTTO E CICLO DIESEL È PROPRIO IL "TIPO" DI COMBUSTIONE (DOVE PER "TIPO" INTENDO IL MODO)

CICLO LIMITE

IL CICLO LIMITE È UN CICLO IN CUI CONSIDERO UNA MACCHINA IDEALE A FLUIDO REALE.

$\eta_{lim} = \frac{L_{lim}}{m_b H_i}$ m_b = PORTATA COMBUSTIBILE; H_i = POTERE CALORIFICO INFERIORE

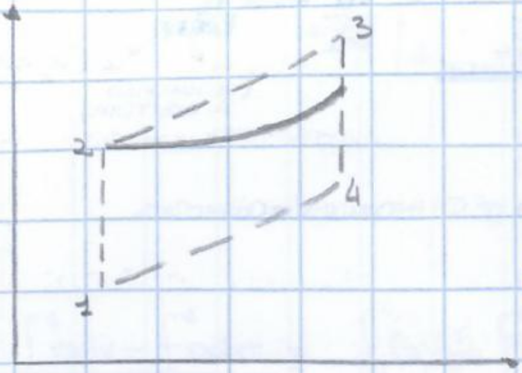
CICLO INDICATO

IL CICLO INDICATO È UN CICLO IN CUI SIA LA MACCHINA CHE IL FLUIDO SONO REALI

$\eta_i = L_i / H_i$ (RENDIMENTO INDICATO) $< \eta_{lim}$

ANALISI DEL CICLO LIMITE:

CON QUESTA ANALISI, ANDIAMO A VEDERE IL COMPORTAMENTO DEL FLUIDO INDIPENDENTEMENTE DAL FUNZIONAMENTO DELLA MACCHINA CONSIDERANDO c_p, c_v, γ → TUTTE E 3 DIPEND. DI T.

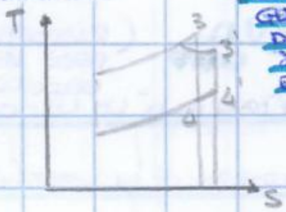


DURANTE QUEST'ANALISI, NOTEREMO 3 COMPORTAMENTI:

① LA CURVA 2-3 QUESTO MELO RIPIDA A CAUSA DELL'AUMENTO DEL c_v.

② IL GAS CAMBIA NATURA DURANTE LA COMBUSTIONE QUINDI $\gamma \to \gamma'$, $c_v \to c_v'$, $R \to R'$ (DOVE: γ, c_v, R = RIFERITI AD ARIA, γ', c_v' E R' SONO RIFERITI A GAS COMBUSTI)

③ DISSOCIAZIONE ⇒ È UN FENOMENO CHE SI GENERA QUANDO CI SI AVVICINA AL PUNTO T_3, QUI LE MOLECOLE SI DISSOCIANO E LA COMBUSTIONE È INCOMPLETA PERCHÉ ESSE NON BRUCIANO, DOPO DI CHE LO STANTUFFO SCENDE, QUINDI LA PRESSIONE CALA E DI CONSEGUENZA CALA LA T. CON L'ABBASSARSI DELLA TEMPERATURA, LE MOLECOLE SI RIASSOCIANO E BRUCIANO, PER QUESTO HO QUEL TRATTO 3-3'.



① EFFETTO NEGATIVO PERCHÉ DUI AUMENTARE di c_v, Q_1 RIMANE UGUALE, MENTRE $Q_2 \downarrow$ ⇒ PERDO 10÷15% di η.

② EFFETTO POSITIVO: SAPPIAMO CHE $PV = mRT$ ⇒ A PARITÀ DI MASSA $P_3V_3 = R'T_3$ DOVE $R' \neq R^*$ ⇒ $R' > R$
$R' = \frac{R^*}{M'}$ (LA MASSA DEI GAS COMBUSTI) ⇒ $P_3' > P_3$ (HO UN AUMENTO DI PRESSIONE!) ⇒ L'AUMENTO di PRESSIONE MI PERMETTE di AVERE UN AUMENTO di LAVORO di ESPANSIONE ⇒ HO UN GUADAGNO di RENDIMENTO DEL 5÷10%.

③ LA DISSOCIAZIONE È UN EFFETTO NEGATIVO PERCHÉ MI FA ABBASSARE IL CICLO ⇒ QUINDI $\eta \downarrow$

$\eta_{LIM} = (85 \div 90\%)$.

ANALISI DEL CICLO INDICATO:

NELL'ANALISI DEL CICLO INDICATO, ANDREMO AD ANALIZZARE I DIFETTI DELLA MACCHINA. ESSI SONO ⇒ ATTRITI NELLA MACCHINA, FUGHE di FLUIDO, SCAMBI TERMICI, COMBUSTIONE INCOMPLETA (PARTE DELLA BENZINA NON BRUCIA PERCHÉ SI DEPOSITA SULLE PARETI), COMBUSTIONE INTEMPESTIVA.

QUESTI MI RIDUCONO IL RENDIMENTO DELLA MACCHINA.

C'È DA DIRE CHE LA MACCHINA HA BISOGNO di UN CERTO TEMPO di COMBUSTIONE, ESSO VERRÀ DEFINITO COME:

$$t_c = \underbrace{t_{INNESCO}}_{\text{FATTORI}} + \underbrace{t_{PROPAGAZIONE}}_{\text{VELOCITÀ di REAZIONE}} + t_{COMPLETAMENTO}$$

PERDITE MECCANICHE:

PER PERDITE MECCANICHE INTENDIAMO QUELLE DELLO STANTUFFO, ESSE SONO:

a) PER TRASCINAMENTO DEGLI ACCESSORI (ES. POMPE DELL'ACQUA O DELLA BENZINA) $\propto V_{cilindrata}$

b) ATTRITI DA FORZE DI INERZIA (SUPERFICI CHE SCORRONO) $\propto m_{alterne}\, n^2$ ($m_{alterne}$ = MASSE ALTERNE, n = NUMERO DI GIRI)

c) ATTRITI DA FORZE DI PRESSIONE $\propto P_{mi}$ (PRESSIONE MEDIA INDICATA)

d) RICAMBIO DEL FLUIDO $= (P_S - P_a)V$ (P_S = PRESS. SCARICO; P_a = PRESS. ASPIRAZIONE)

(CON LA PRESSIONE DI MARCIA A VUOTO, INGLOBO TUTTI QUESTI TERMINI:

$$\boxed{P_V = \underbrace{A_1}_{\text{ACCESSORI}} + \underbrace{A_2\left(\frac{n}{n_0}\right)^2}_{\text{ATTRITO PER FORZE D'INERZIA}} + \underbrace{B_1\left(\frac{P_{mi}}{P_{mi0}}\right)}_{\text{FORZE DI PRESSIONE}} + \underbrace{B_2\left(\frac{n}{n_0}\right)^2\left(\frac{P_m}{P_{mi0}}\right)}_{\text{LAMINAZIONE (RICAMBIO DI FLUIDO)}}}$$

$P_m \propto P_a$

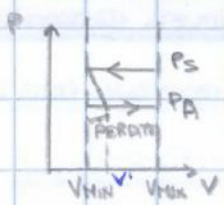
COEFF. DI RIEMPIMENTO

$\eta_V = m_a / m_{teorico} = m_a / \rho V / V_{amb}$ ⇒ LEGA LA MASSA REALMENTE ENTRANTE CON QUELLA TEORICA

I FATTORI CHE INFLUISCONO SU η_V:

a) SCAMBI TERMICI (INFLUISCONO SULLA QUANTITÀ DI ARIA ENTRANTE NELLA FASE DI ASPIRAZIONE). EFFETTI:
SE $T_1 \uparrow$; $\rho_1 \downarrow \Rightarrow \eta_V \downarrow$ (T_1 COINCIDE CON IL PUNTO IN CUI HO MASSIMO VOLUME NELLA CURVA T-S)

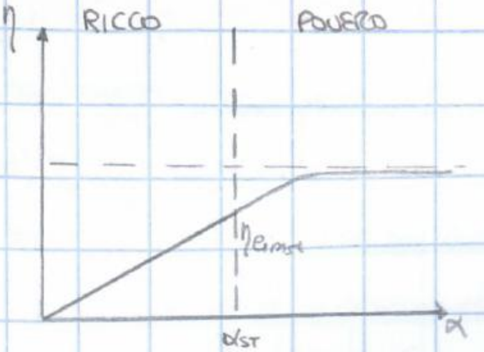
b) LAMINAZIONE ALLE VALVOLE ⇒ LA LAMINAZIONE INFLUISCE SUL COEFFICIENTE DI RIEMPIMENTO PERCHÉ
(PERDITE VALVOLE)
ALLA LAMINAZIONE $P_1 < P_{amb}$ $\rho_1 < \rho_{amb} \Rightarrow \eta_V \downarrow$. QUINDI RIDUCENDO LA MASSA REALMENTE ENTRANTE, RIDUCO LA QUANTITÀ PER DI RIDURRE LO SPAZIO REALMENTE OCCUPATO (LA LAMINAZIONE MI RIDUCE P_1) HO QUINDI, DURANTE LA FASE DI SCARICO NON AVRÒ UN VOLUME COSTANTE, QUINDI PUÒ ACCADERE CHE QUANDO EFFETTO L'ASPIRAZIONE, IO PARTO DA UN VOLUME $V' > V_{MIN}$. LO STANTUFFO È GIÀ IN FASE DI DISCESA.



$$\eta_V \propto \frac{V_{MAX} - V'}{V_{MAX} - V_{MIN}}$$

LAMINAZIONE: QUANTA ARIA ENTRA NEL CILINDRO

c) EFFETTI DINAMICI ⇒ LEGATI AD INERZIA DELL'ARIA. GIOCO SULL'APERTURA E CHIUSURA DELLA VALVOLA. (ES. NON CHIUDO QUANDO SONO SUL PMI)



Introducendo α stechiometrico: è quel valore per cui tutto l'ossigeno viene fatto reagire con la benzina. Se siamo nel punto di α_{st}, alla fine avrò avuto combustione completa ($\alpha_{st\,benzina} = 14,5$)

Il valore α_{st} divide la zona 'ricca' in cui $\alpha < \alpha_{st}$ da quella povera $\alpha > \alpha_{st}$

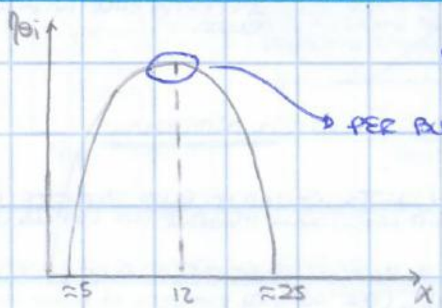
Variazione di $\eta_{\theta m}$) Cosa succede a $\eta_{\theta m}$ quando $\alpha \to +\infty$? $\Rightarrow \eta_{\theta m} \to \eta_{id}$ (cioè quando quant. di combustibile è infinitesima) ⇒ ricordo che $\alpha = \frac{m_a}{m_b}$. Quando ci spostiamo verso sx, si "sentiranno" gli effetti legati alla benzina (es dissociazione a T alte) $\Rightarrow \eta_{\theta m} \downarrow \Rightarrow (\eta_{\theta m} = \eta_{\theta m\,st}$ quando $\alpha = \alpha_{st})$

Campo ricco ⇒ se metto + combustibile, esso non brucia perché ho poca aria, quindi non cambia il ciclo se ↑ combustibile. Quindi assumiamo per $\alpha < \alpha_{st}$ (campo del ricco) che $L_{\theta m} = L_{\theta m\,st}$ (dopo il valore α_{st}, il lavoro non cambia più)

$$\eta_{\theta m}/\eta_{\theta m\,st} = \frac{L_{\theta m}/(m_b H_i)}{L_{\theta m\,st}/(m_{b\,st} H_i)} \quad \text{per } m_a = \text{cost} \Rightarrow \boxed{\eta_{\theta m}/\eta_{\theta m\,st} = \frac{\alpha}{\alpha_{st}}}$$

nel campo del ricco $\eta_{\theta m} \overset{\text{prop.}}{\propto} \alpha$ (α mi definisce la quant. di aria necessaria per combustione)

Variazione $\eta_{\theta i}$) L'unico effetto che consideriamo e che fa calare $\eta_{\theta i}$ è l'intempestività della combustione, questo perché α influenza w_f (velocità di reazione) ⇒ infatti $w_f = f(\alpha)$ ⇒ w_f influenza t ⇒ t influenza θ_c ⇒ quindi se $w_f \uparrow$, $t_c \downarrow$, $\theta_c \downarrow$, $\eta_{\theta i} \uparrow$. $\boxed{w_f = \max \text{ per } \alpha = 12}$ cioè nel campo del ricco, quindi $\eta_{\theta i}$ ha un max intorno a 12 ⇒ per la quale ho max potenza.



Al di fuori di $\alpha = 12$, il rendimento crolla molto.

⇒ per buoni rendimenti devo lavorare in questo campo

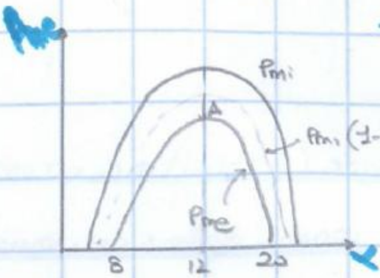
$$\frac{p_{mi}}{p_{mi0}} = \frac{\eta_{\theta m}}{\eta_{\theta m0}} \cdot \frac{\eta_{\theta i}}{\eta_{\theta i0}} \frac{\alpha_0}{\alpha}$$

Se siamo nel campo del ricco ⇒ $p_{mi} \overset{\text{prop.}}{\propto} \eta_{\theta i}$ (direttamente

Nel campo del ricco, la curva $\eta_{\theta i}$ = curva p_{mi}

Se nel campo del povero ⇒ si separano le due curve di $\eta_{\theta i}$ e p_{mi}

$$p_{me} = p_{mi} - p_v = p_{mi} - A - B\frac{p_{mi}}{p_{mi0}} = p_{mi}\underbrace{\left(1 - \frac{B}{p_{mi0}}\right)}_{\text{coeff} < 1} - A$$



Trovo p_{me} con 2 operazioni:

- moltiplico p_{mi} per coeff < 1 (scalo la curva)
- alla curva ottenuta, sottraggo A (traslo verso il basso)

CARATTERISTICA MECCANICA

PRESTAZIONI V/S N° DI GIRI

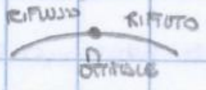
RIPORTO L'ANDAMENTO DI C, P, q_s IN FUNZIONE DI n (N° DI GIRI)
(C = COPPIA, P = POTENZA)

PER TROVARE QUESTA CARATTERISTICA, PARTO COME SEMPRE DALL'ESPRESSIONE DI $P_{mi} = \eta_{e}\,\eta_{\theta i}\,\dfrac{\lambda_v V H_i}{\alpha \tau}$

CONSIDERANDO $\tau, \alpha, \eta_{LIM}, H_i = COST \Rightarrow$ GLI UNICI PARAMETRI CHE VARIA CON IL NUMERO DI GIRI SONO $\eta_{\theta i}$ E λ_v.

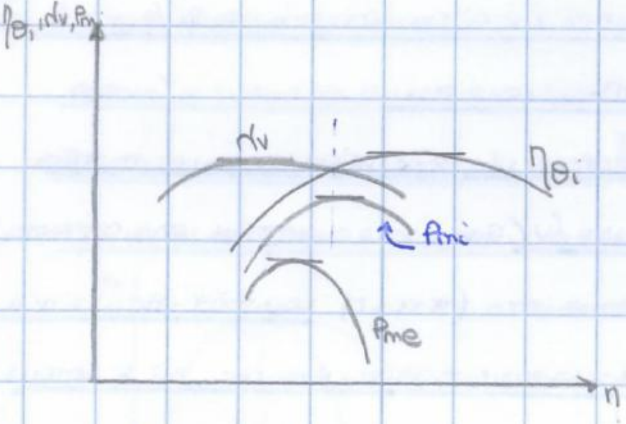
VARIAZ. $\eta_{\theta i}$) $\eta_{\theta i} \overset{\text{DIPENDE}}{=}$
- SCAMBI TERMICI → SE MOTORE GIRA MOLTO VELOCEMENTE $(n\uparrow)$, $Q\downarrow \Rightarrow \eta_{\theta i}\uparrow$ (ALL'AUMENTARE DEL NUMERO DI GIRI, GLI SCAMBI TERMICI TENDONO A PEGGIORARE IL η, QUINDI $\eta_{\theta i}\uparrow$) ⇒ SE $n\uparrow$ HO MENO PERDITA PERCHÉ TRANSITO PER POCO TEMPO.
- FUGHE FLUIDO → QUANT. DI FLUIDO CHE SCAPPA (QUANT. CHE POSSO DIPENDE DA ΔP) SE AUMENTO n, LA QUANT. CHE SCAPPA SARÀ PIÙ PICCOLA. $n\uparrow$, $\Delta m\downarrow$ (QUANT. DI MASSA PERSA), $\eta_{\theta i}\uparrow$
- INTEMPESTIVITÀ DELLA COMBUSTIONE → $n\uparrow$, $\theta_c\uparrow$ (SE $\theta_c\uparrow$, CI ALLONTANIAMO DALLA CONDIZIONE DI COMBUSTIONE A V=COST CHE MI DÀ LA CONDIZIONE DI η_{MAX}) ⇒ $\eta_{\theta i}\downarrow$

VARIAZ. λ_v) λ_v =
- SCAMBI TERMICI → $n\uparrow$, $Q\downarrow$, $\lambda_v\uparrow$ (CORSA DI ASPIRAZIONE DURA DI MENO PERCHÉ $n\uparrow$) GIRI VELOCI POCHI SCAMBI TERMICI (Q=CALORE)
- LAMINAZIONI → $n\uparrow$ $P_S - P_a\uparrow$ (PERCHÉ L'ARIA ENTRA + VELOCEMENTE, QUINDI ↑ LAMINAZIONE PERCHÉ AUM. PERDITE), $\lambda_v\downarrow$
- EFFETTI DINAMICI → n BASSI ⇒ RIFLUSSO. n ALTI ⇒ RIFIUTO



HO RIFLUSSO PERCHÉ IL SEGNALE DELLA CHIUSURA ALLE VALVOLE DOPO CHE L'ARIA HA GIÀ RIEMPITO IL SUO POSTO PER GIRI BASSI. QUINDI, DOPO IL PMI CHIUDO LA VALVOLA.
MENTRE A GIRI ALTI, CHIUDO LA VALVOLA QUANDO L'ARIA STA ANCORA ENTRANDO (RIFIUTO)

GRAFICANDO:



$\eta_{\theta i} \Rightarrow MAX$ PER n ALTI ; $\lambda_v \Rightarrow MAX$ PER n BASSI

FACENDO IL PRODOTTO DELLE DUE CURVE, TROVO P_{mi} CON MAX A GIRI "MEDO-ALTI".

PER TROVARE P_{me}:

$P_{me} = P_{mi} - P_V$

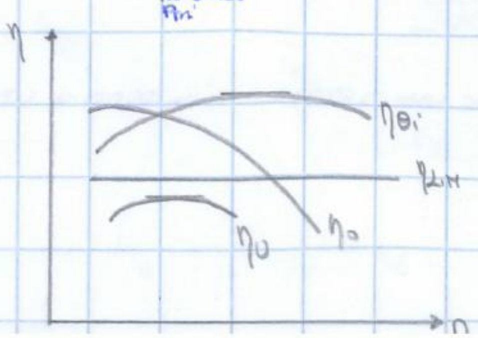
$P_V = A_1 + A_2\left(\dfrac{n}{n_0}\right)^2 + B_1\dfrac{P_{mi}}{P_{mi0}} + B_2\left(\dfrac{n}{n_0}\right)^2\dfrac{P_{mi}}{P_{mi0}}$

SE TRASCURIAMO EFFETTO DELLA P_{mi}/P_{mi0} (=1), POSSO RISCRIVERE P_V COME:

$P_V = K_1 + K_2\left(\dfrac{n}{n_0}\right)^2 \Rightarrow$ ANDAM. PARABOLICO ⇒ TRACCIO LA CURVA P_{me}, CON MAX PER GIRI MEDI.

TROVO COSÌ POTENZA.

$\eta_0 = 1 - \dfrac{P_V}{P_{mi}} = 1 - \left[\dfrac{K_1}{P_{mi}} + \dfrac{K_2}{P_{mi}}\left(\dfrac{n}{n_0}\right)^2\right]$ (TRASCURO P_{mi})



$\eta_0 \Rightarrow MAX$ PER GIRI BASSI; $\eta_{\theta i} \Rightarrow MAX$ PER GIRI ALTI

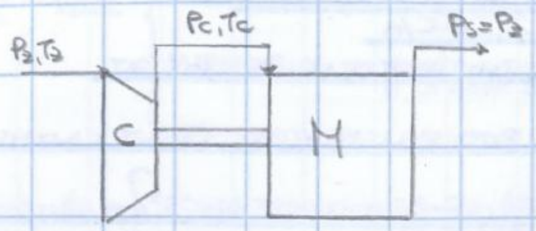
OTTENENDO ⇒ η_u PER GIRI MEDIO-ALTI.

HO DUE MODI PER MUOVERE IL COMPRESSORE, QUINDI HO DUE SOVRALIMENTAZIONI:

a) A COMANDO MECCANICO;

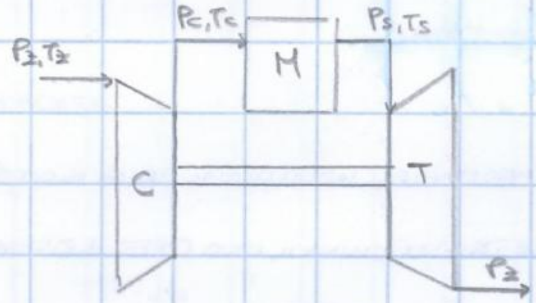
b) CON TURBINA A GAS DI SCARICO;

a) A COMANDO MECCANICO



COMPRESSORE PRENDE ARIA IN CONDIZIONI p_a, T_a, LA COMPRIME E LA MANDA IN CONDIZIONI p_c, T_c. IL MOTORE SCARICHERÀ A $p_s = p_a$. IL COMPRESSORE È COLLEGATO AL MOTORE, ATTRAVERSO UN ALBERO.

b) CON TURBINA A GAS DI SCARICO



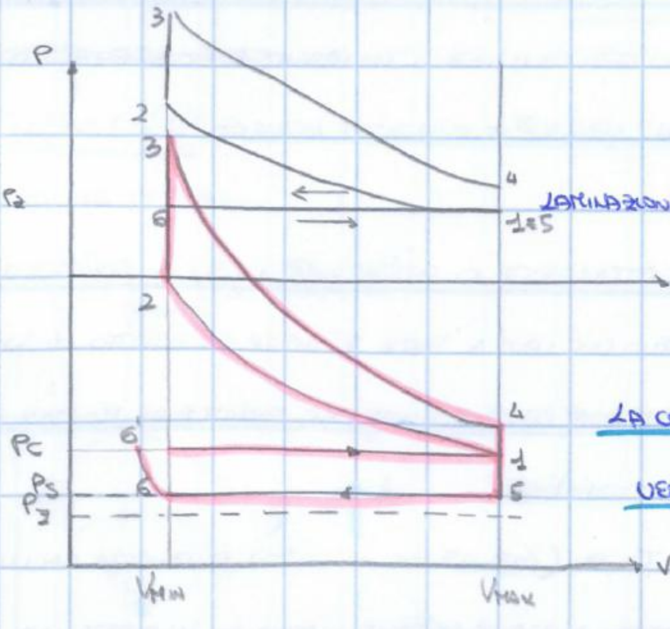
COMPRESSORE MOSSO DA UNA TURBINA. IL MOTORE, INOLTRE, SCARICA ARIA IN CONDIZIONI p_s, T_s, ALLA TURBINA CHE LA ESPANDE FINO A $p = p_a$. IL LAVORO FATTO DALLA TURBINA MI SERVE PER MUOVERE IL COMPRESSORE.

COME VARIANO p_{me} E η IN FUNZIONE DELLA SOVRALIMENTAZIONE (CIOÈ DELLA PRESSIONE p_c)?

PER TROVARE p_{me}, PARTO DA p_{mi}.

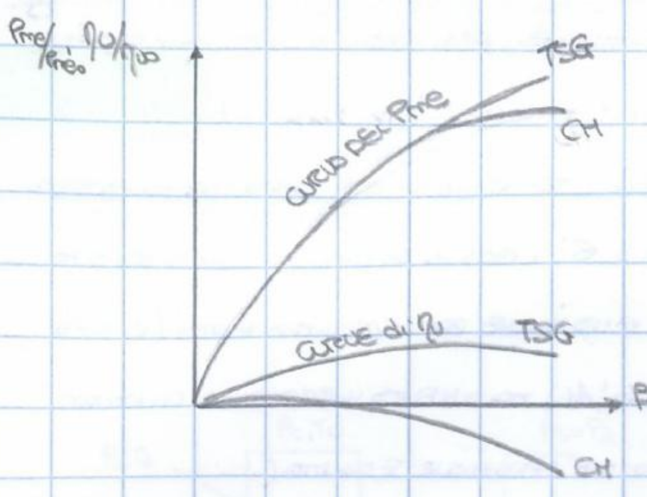
PER CALCOLARE p_{mi}, DEVO TENERE CONTO DI 3 EFFETTI.

DISEGNO SOTTO DUE MOTORI, UNO GENERICO E UNO SOVRALIMENTATO.



LAMINAZIONE E SCARICO A $T = T_{amb}$, QUINDI $p = p_a$

LA CURVA DEL MOTORE SOVRALIMENTATO È PIÙ SPOSTATA VERSO L'ALTO PERCHÉ HO PIÙ PRESENZA DI ARIA, RISPETTO A QUELLO NON SOVRALIMENTATO. QUINDI HO PIÙ LAVORO. LO SCARICO AVVIENE A $p_s < p_a$.



CONCLUSIONE:

HO PRESSIONI E RENDIMENTI MIGLIORI NELLA SOVRALIMENTAZIONE CON TURBINA A GAS DI SCARICO (QUINDI PRESTAZIONI MIGLIORI!) → NON SEMPRE CONV!

($\eta_u \uparrow$ PERCHÉ NELLA TSG RECUPERIAMO CALORE!)

DETONAZIONE

LA DETONAZIONE È UNA COMBUSTIONE IRREGOLARE, ISTANTANEA E IMPROVVISA CHE AVVIENE IN TUTTA LA CAMERA DI COMBUSTIONE, QUANDO ABBIAMO PRESSIONI MOLTO ALTE (LA COMBUSTIONE, AL POSTO DI AVVENIRE GRADUALMENTE, AVVIENE SIMULTANEAMENTE IN PIÙ PUNTI NELLA CAMERA) ⇒ GRANDI OSCILLAZIONI DI PRESSIONI ⇒ DIMINUZIONE DI A NEL CICLO ⇒ CALO PRESTAZIONI. PER CONTRASTARE LA DETONAZIONE USO UNA DETERMINATA BENZINA (LE BENZINE CHE EVITANO DI DETONARE SONO QUELLE CON ALTI NUMERI DI OTTANI)

POTENZA UTILE

$$P_u = p_{me}\, iV \frac{n}{COEFF} = p_{me} \underbrace{\pi \frac{\overset{\text{ALESAGGIO}}{d^2}}{4} \overset{\text{CORSA}}{c}}_{iV} \cdot \frac{n}{COEFF}$$

SE SCEGLIAMO UN CERTO MOTORE, FISSIAMO LA p_{me}, IL TEMPO E IL RAPPORTO $(d/c) = \text{cost} \Rightarrow P_u = c^3 i n$.

INOLTRE, SE CONSIDERIAMO U = VELOCITÀ DELLO STANTUFFO = cost $= 2cn \Rightarrow c \propto \frac{1}{n}$ (QUESTA VELOCITÀ DIPENDE DAL TIPO DI MATERIALE). QUINDI SE $c\uparrow$, $n\downarrow$.

CONCLUSIONE: $\boxed{P_u = c^2 i}$ ⇒ QUINDI L'UNICO MODO PER AVERE MAGGIOR POTENZA, È AVERE MOTORI PIÙ GRANDI ⇒ QUINDI PER AVERE MOTORI + GRANDI, DEVO AVERE CILINDRI + GRANDI.

$dS_J = \cancel{\rho_e u_e du_e A} + \cancel{\rho_e u_e^2 dA_e} + dA_e(p_e - p_0)$. QUINDI $dS_J = 0 \Rightarrow p_e = p_0$ (IN QUESTO MODO, POSSO DIRE CHE LA SPINTA È COSTANTE). FACENDO ULTERIORMENTE LA DERIVATA DELL'ESPRESSIONE di $dS_J/dp_e = dA_e(p_e - p_0)/dp_e \Rightarrow d^2S_J/dp_e^2\Big|_{p_e=p_0} = \frac{d}{dp_e}(dA_e(p_e-p_0))/dp_e = d^2A_e(\underbrace{\cancel{p_e}-p_0}_{0})/dp_e^2 + dA_e$
$\Rightarrow d^2S_J/dp_e^2 = dA_e/dp_e < 0$ PERCHÈ I FLUSSI SUPERSONICI HANNO QUESTO CARATTERE MINORE di 0. (CONCAVITÀ VERSO IL BASSO)

QUINDI IN PUNTO $p_e = p_0$ È UN MASSIMO.

RECUPERO della RESISTENZA ADDIZIONALE.

$S = S_{INT} + D_a$. SCRITTA IN QUESTO MODO, PERÒ, LA SPINTA NON RAPPRESENTA PIÙ LA FORZA OTTENUTA DAL PROPULSORE ATTRAVERSO LE DUE SUPERFICI FISICHE (INTERNE ED ESTERNE). INFATTI, LA SPINTA DEL PROPULSORE VIENE OTTENUTA ATTRAVERSO LE FORZE CHE SI GENERANO SULLE PARETI DI ESSO QUINDI LA SPINTA, CHE PRESENTA LA RESISTENZA ADDIZIONALE, NON PUÒ ESSERE CONSIDERATA UNA GRANDEZZA CARATTERISTICA DEL PROPULSORE.

C RAPPRESENTA UNA SEZIONE GENERICA IN CUI VADO A CONSIDERARE $p_e = p_0$. INOLTRE, SE IL FLUSSO È REVERSIBILE $u = U$.

QUINDI: $S = (SF)_e - (SF)_0$

FACCIO L'EQUILIBRIO TRA LE STREAM FORCE INTERNE ED ESTERNE AL PROPULSORE.

$S = (SF)_e + \cancel{(SF)_c} - (SF)_0 - \cancel{(SF)_{0,EXT}} \Rightarrow S = (SF)_e - (SF)_0$. POSSO SCRIVERE LA SPINTA COME:
QUESTI DUE TERMINI SONO UGUALI ED ENTRAMBI DEFINITI COME $\dot m_{0,EXT} U$

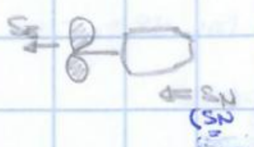
$S = S_{CARENATURA} + S_{INTERNA}$ (DOVE PER "CARENATURA" INTENDO LA PARETE ESTERNA). QUINDI, CONSIDERANDO ANCHE IL FLUSSO ESTERNO, LA RESISTENZA ADDIZIONALE DIVENTA UNA FORZA VERA PER FLUSSO REVERSIBILE ($D_a = S_{CARENATURA}$).

GRANDEZZE IMPORTANTI:

$I_a = S/\dot m$ (SPINTA SPECIFICA) (INOLTRE, SE ABBIAMO 2 FLUSSI, AVREMO $\begin{cases} I_{ac} \text{ (SPINTA SPECIFICA ARIA CALDA)} \\ I_{af} \text{ (SPINTA SPECIFICA ARIA FREDDA)} \end{cases}$ $\frac{S}{\dot m}$

$L = P/\dot m$ (POTENZA SPECIFICA) ; $q_s = \frac{\dot m_b}{S}$ $\left[\frac{kg}{kg_p h}\right]$ - TURBOGETTO

NEL TURBOELICA:



LA POTENZA, NEL TURBOELICA, VIENE GENERATA PRINCIPALMENTE DALL'ELICA

$P_{eq} = P_E + P_N$. DOVE LA POTENZA P_N DELL'UGELLO, LA RICAVO IN DUE MODI:

NOTA BENE: PER IL TURBOSHAFT DEVO CONSIDERARE IL T-t-S PERCHÉ NON HO NIENTE A VALLE DELLA TURBINA E QUINDI SCARICO ARIA A $P=P_0$. PER CUI CONOSCO β_t

CALCOLO PRESTAZIONI:

PRESA D'ARIA (0→1) → DATO M_0 ⇒ $u = M_0\sqrt{\gamma R T}$ ⇒ $\begin{cases} T_0^\circ = T_0\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M_0^2\right) = T_1^\circ \\ P_0^\circ = P_0\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M_0^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \Rightarrow P_1^\circ = P_0^\circ \varepsilon_d \end{cases}$

COMPRESSIONE (1→2) → CONOSCENDO β_c E η_c ⇒ TROVO $L_c = \frac{c_p T_1^\circ\left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}-1\right)}{\eta_c}$ CON $\beta_c = \frac{P_2^\circ}{P_1^\circ}$ TROVO P_2
E DALLA FORMULA DEL LAVORO $L_c = c_p(T_2^\circ - T_1^\circ)$ TROVO T_2°.

COMBUSTORE (2→3) → FACCIO BILANCIO PER TROVARE $\alpha = \frac{\dot m}{\dot m_b}$ → $(\dot m + \dot m_b)c_p'(T_3^\circ - T_2^\circ) = \eta_b \dot m_b H_i$ DIVIDO PER $\dot m_b$
$(1+\alpha)c_p'(T_3^\circ - T_2^\circ) = \eta_b H_i$ ⇒ INVERTENDO LA FORMULA TROVO α.

TURBINA (3→4) → NOTI β_t, η_t TROVO $L_t = \eta_t c_p' T_3^\circ\left(1-\frac{1}{\beta_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right)$. DOVE $\beta_t = \frac{P_3^\circ}{P_0}$

NOTE QUESTE GRANDEZZE TROVO $P = P_t - P_c$ ⇒ $L = P/\dot m = \left(\frac{1+\alpha}{\alpha}\right)\eta_{mt} L_t - \frac{L_c}{\eta_{mc}}$ ⇒ DA CUI $q_p = \frac{\dot m_b}{P} = \frac{1}{\alpha L}$

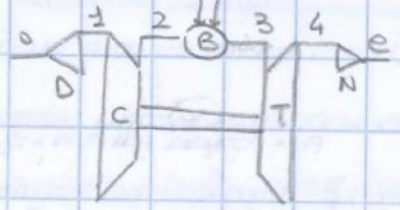
$q_p \propto \frac{1}{\eta^*}$ (RENDIMENTO CICLO)

L^* MI "DICE" IL RAPPORTO $P/\dot m$, MENTRE η^* MI DEFINISCE IL CONSUMO MINIMO. IL LIMITE ASINTOTICO di η^* È IL RENDIMENTO IDEALE DELLA TURBINA. PER OTTENERLO DEVO SCALDARE IL PIÙ POSSIBILE.

TURBOGETTO

NEL TURBOGETTO HO SPINTA AL POSTO DI POTENZA, COME NEL TURBOSHAFT, E AL POSTO DELL'UTILIZZATORE, HO UN UGELLO.

I DATI SONO UGUALI A QUELLI DEL TURBOSHAFT. AGGIUNGO SOLO IL RENDIMENTO DELL'UGELLO ε_d.



LE PRESTAZIONI CHE MI INTERESSANO SONO: q_s, I_a

I CALCOLI SONO UGUALI A QUELLI DEL TURBOSHAFT FINO ALLA TURBINA.

NELLA TURBINA DEVO UGUAGLIARE LA POTENZA DEL COMPRESSORE A QUELLA DELLA TURBINA:

TURBINA (3→4) → $\eta_{mt} L_t(\dot m + \dot m_b) = \frac{L_c}{\eta_{mc}}\dot m$ (COSÌ FACENDO DICO CHE TUTTA LA POTENZA DELLA TURBINA VIENE USATA DAL COMPRESSORE). INVERTO LA FORMULA E RICAVO IL LAVORO di TURBINA L_t:

$L_t = \left(\frac{\alpha}{\alpha+1}\right)\frac{1}{\eta_{mt}\eta_{mc}} L_c$. SAPENDO CHE $\eta_t = \frac{L_t}{L_{is}} = \frac{L_t}{c_p(T_3^\circ - T_4^\circ)}$ ⇒ INVERTENDO QUESTA FORMULA, TROVO T_{4is} CHE MI SERVE PER CALCOLARE IL $\beta_t = \left(\frac{T_3^\circ}{T_{4is}^\circ}\right)$. TROVATO β_t, CHE PUÒ ESSERE SCRITTO ANCHE COME $\beta_t = \frac{P_3^\circ}{P_4^\circ}$ ⇒ TROVO $P_4^\circ = P_3^\circ/\beta_t$ (QUESTA PRESSIONE MI SERVE PER DEFINIRE LA PRESSIONE A MONTE DELL'UGELLO). SE DIVIDO TUTTI I TERMINI DELL'ESPRESSIONE APPENA RICAVATA PER P_0 = PRESSIONE DI RIFERIMENTO, OTTENGO $\beta_n = \frac{P_4^\circ}{P_0}$

ORA STUDIO IL TRATTO 4-e (UGELLO): QUELLO CHE VADO A FARE È CONFRONTARE $\beta_n \varepsilon_n \gtrless \beta_{cr} = \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$

CASO ADATTATO → $\begin{cases} \text{NON CRITICO } (M<1) \\ A_e \text{ ADEGUATO } (M>1)\text{: VUOL DIRE CHE SCELGO UNA DETERMINATA AREA DI USCITA PER AVERE ADATTAMENTO} \end{cases}$

CASO NON ADATTATO $\begin{cases} \text{CRITICO } (M=1)\text{: UGELLO SEMPLIC. CONVERGENTE} \\ A_e \text{ PER CUI } P_e \neq P_0 \text{ (IN CUI HO AREE } A_e \text{ PER CUI } P_e \neq P_0) \end{cases}$

L_c diminuisce per $L_c = \frac{...}{\eta_c}$ (a parità delle altre grandezze) $L_c \downarrow$

INTERCOOLING

Metto uno scambiatore di calore tra due compressori. In questo modo, aumento L_c^*, perché riduco L_c!

Vantaggi: $\beta\uparrow$, $L_c\downarrow$, $T_1\downarrow$; Svantaggi: consumo di più perché devo fornire più calore per arrivare alla temperatura T_3° di progetto.

RIGENERAZIONE

È un modo molto efficace di $\downarrow q_e$.
Prendo i gas della turbina per scaldare l'aria che entra nel compressore.
Perché $T_t > T_c$. Svantaggi: $L^*\downarrow$; Vantaggi: $\eta\uparrow$

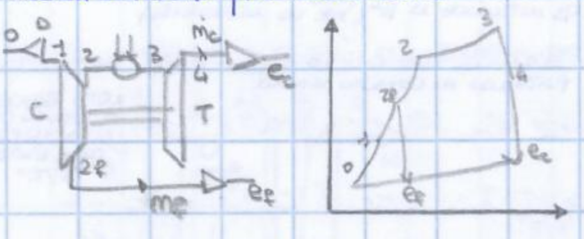
TURBOFAN

Il turbofan è una delle due alternative che mi permette di ridurre il consumo, andando a ridurre le velocità di uscita w_e (rispetto al turbogetto). In quest'ultimo ridurre w_e consiste nell'aumentare T_3°, diminuendo così η_e. Mentre nel turbofan, aggiungo una seconda turbina che mi permette di sfruttare l'energia posseduta dal fluido prima di entrare nell'ugello, per includere un stadio di compressione, il quale ha lo scopo di comprimere il fluido freddo fino a 2f.

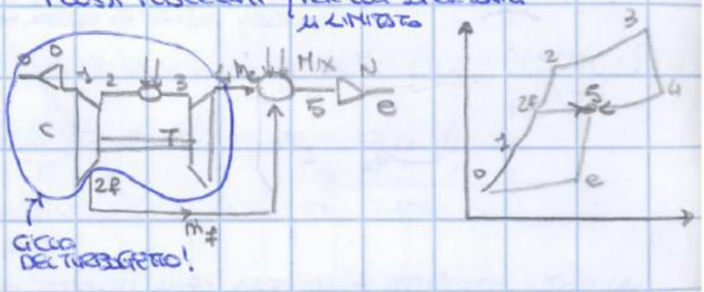
Per questo tipo di propulsione, devo introdurre altri 2 parametri di progetto:
- $\beta_{cf} = p_{2f}^\circ/p_1^\circ$ rapp. compres. fluido freddo
- $BPR = \mu = \dot m_f/\dot m_c$ (by-pass-ratio)

Due tipologie:

Flussi separati { μ alti; per voli subsonici



Flussi miscelati { minore estensioni frontali; per voli supersonici; μ limitato



$S = \dot m_f w_f + \dot m_c w_c - (1+\mu)\dot m_c u$

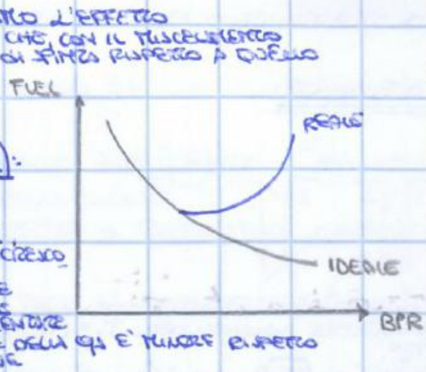
Per entrambi i cicli:
- $I_a = S/\dot m$ dove $\dot m = \dot m_c + \dot m_f = (1+\mu)\dot m_c$; $I_{ac} = S/\dot m_c = (1+\mu) I_a$ (spinta specifica caldo); $q_s = \frac{\dot m_b}{S} = \frac{1}{\alpha I_{ac}}$ dove $\alpha = \frac{\dot m_c}{\dot m_b}$
- Rendimenti: η_g = come turbogetto
- η_o, η_p = → flussi miscelati → come turbogetto; → flussi separati → devo introdurre $w_e = w_f \mu + w_c$
- $\eta_{trasmissione} = \frac{\eta_e}{\eta_{core}}$ (quanto è buono il nostro ciclo, rispetto a quello del turbogetto)

Introduco il rendimento del "core": $\eta_{core} = \frac{1/2 (w_{TS}^2 - u^2)\dot m}{\dot m Q}$ (il rendimento del 'core' rappresenta quello del turbogetto semplice)

a) Effetto di β_{cf}:

Da questo grafico vediamo l'effetto del β_{cf} e possiamo notare che, con il miscelamento ho delle condizioni migliori di spinta rispetto a quello a flussi separati.

b) Effetto del BPR (μ):

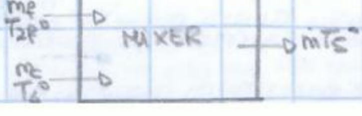


All'aumentare della μ, i consumi e la spinta decrescono e aumentano i pesi e le dimensioni. Esiste un punto oltre il quale non conviene più aumentare μ perché la riduzione della q_s è minore rispetto a quello dell'aumento dimensione

CONVENIENZA DEL MISCELAMENTO:

Considerando S_{IBP} = spinta con flussi miscelati $= (\dot m_f + \dot m_c) w_M$; S_{IDF} = spinta con flussi separati $= (\dot m_f w_f + \dot m_c w_c)$ e $w = \sqrt{T^\circ}\,B$ (costante che tiene conto del ...)

$\Rightarrow \begin{cases} w_f \propto \sqrt{T_{2f}^\circ} \\ w_c \propto \sqrt{T_4^\circ} \\ w_M \propto \sqrt{T_5^\circ} \end{cases}$

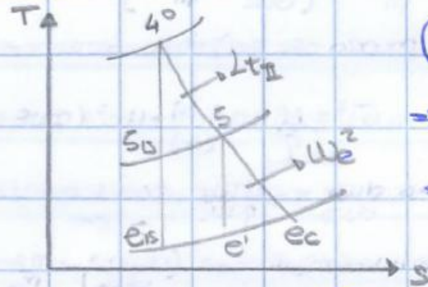


Facendo l'equilibrio: $\dot m_c c_p T_4^\circ + \dot m_f c_p T_{2f}^\circ = (\dot m_f + \dot m_c) c_p T_5^\circ$
Sostituendo al posto delle temperature, le rispettive velocità: $\dot m_c w_c^2 + \dot m_f w_f^2 = (\dot m_c + \dot m_f) w_M^2$

DEL TURBOFAN PERCHÉ HO DEI BY-PASS ELEVATI. PERÒ L'ELICA FUNZIONA FINO A MACH OTT. DATE LE CONDIZIONI DI VOLO E LE PRESTAZIONI DELL'ELICA (η_E OPPURE $(S/P)_E$) HO

3 PARAMETRI DI PROGETTO:
- T_3°
- $\beta_C = \frac{p_3^\circ}{p_2^\circ}$
- β_{tII} (RAPP. ESPANSIONE DEDICATO ALLA PRODUZIONE DI POTENZA ALL'ALBERO DELL'ELICA)

SUDDIVISIONE OTTIMALE:



USCITA TURBINA!

$$(T_4^\circ - T_{e,is}) \cong (T_4^\circ - T_{5is}) + (T_5 - T_e')$$

$$\Rightarrow \frac{\bar{w}^2}{2c_p\eta_n} = \frac{L_{tII}}{c_p\eta_t} + \frac{w_e^2}{2c_p\eta_n} \Rightarrow \text{DERIVO } (\bar{w} = \text{cost}) \Rightarrow 0 = \frac{dL_{tII}}{\eta_t} + \frac{w_e\,dw_e}{\eta_n}$$

$$\Rightarrow \frac{dL_{tII}}{dw_e} = -\frac{\eta_t}{\eta_n} w_e \Rightarrow \text{DATO CHE } L_{tII} = P/\dot{m} \Rightarrow \frac{dP/\dot{m}}{dw_e} = -\frac{\eta_t}{\eta_n} w_e$$

DA $S = \underbrace{S_E}_{\text{CONTRIBUTO ALLA SPINTA DELL'ELICA}} + \underbrace{\dot{m}(w_e - u)}_{\text{CONTRIBUTO ALLA SPINTA DELL'UGELLO}} \Rightarrow$

- SE $u = 0$: $S_E = (S/P)_E P_E \Rightarrow$ DERIVANDO LA FORMULA DELLA SPINTA $\Rightarrow \frac{dS}{\dot{m}}\Big|_0 = (S/P)_E \, dP_E + \dot{m}\,dw_e \Rightarrow \frac{dP_E/\dot{m}}{dw_e} = -\frac{1}{(S/P)_E}$
- SE $u \neq 0$: $S_E = \frac{\eta_E}{u} P_E \Rightarrow$ DERIVANDO LA FORMULA DELLA SPINTA $\Rightarrow \frac{dS}{\dot{m}}\Big|_0 = \frac{\eta_E}{u} dP_E + \dot{m}\,dw_e \Rightarrow \frac{dP_E/\dot{m}}{dw_e} = -\frac{u}{\eta_E}$

SOSTITUENDOLE NELL'ESPRESSIONE DELLA $\frac{dP/\dot{m}}{dw_e}$ RICAVATA ALL'INIZIO, OTTENGO:

$$\begin{cases} u = 0 & -1/(S/P)_E = \eta_t/\eta_n\, w_e \Rightarrow (w_e)_{ott} = \frac{\eta_n}{\eta_t}\frac{1}{(S/P)_E} \\ u \neq 0 & -u/\eta_E = \eta_t/\eta_n\, w_e \Rightarrow (w_e)_{ott} = \frac{u}{\eta} \end{cases}$$

IN QUESTO MODO, DEFINISCO LE w_e PER TUTTE LE CONDIZIONI DI VOLO DEL TURBOELICA

DALLA PRIMA FORMULA OTTENUTA DAL DIAGRAMMA T-S, RICAVO: $\frac{\bar{w}^2}{2c_p\eta_n} = \frac{P/\dot{m}}{c_p\eta_t} + \frac{w_e^2}{2c_p\eta_n} \Rightarrow P/\dot{m} = \frac{\eta_t}{2\eta_n}[\bar{w}^2 - w_e^2]$

DALLA FORMULA DI $\eta_E = \frac{S_E u}{P_E} \Rightarrow S_E = \frac{\eta_E}{u} P_E$ (DIVIDENDO AMBO I MEMBRI PER $\dot{m}$), OTTENGO:

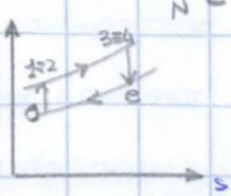
$$\frac{S_E}{\dot{m}} = \frac{\eta_E}{u}\frac{P_E}{\dot{m}} = \frac{\overbrace{\eta_t\eta_E}^{=\eta}}{2\eta_n}[\bar{w}^2 - u^2] = (\text{MOLTIPLICANDO E DIVIDENDO PER } \eta^2) = \frac{\eta}{2}\frac{u^2}{\eta^2}\left[\left(\frac{\eta\bar{w}}{u}\right)^2 - 1\right] \Rightarrow \frac{S_E}{\dot{m}} = \frac{u^2}{2\eta}\left[\left(\frac{\eta\bar{w}}{u}\right)^2 - 1\right]$$

TROVATO IL CONTRIBUTO ALLA SPINTA DELL'ELICA!

AUTOREATTORE

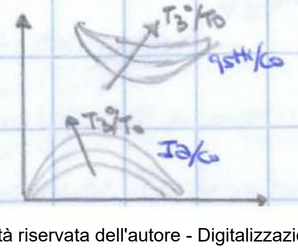
L'AUTOREATTORE È UN TIPO DI PROPULSIONE CHE NON SI BASA SU TURBINE A GAS COME QUELLI VISTI. ESSO È FORMATO DA
- COMBUSTIONE SUBSONICA (RAMJET)
- COMBUSTIONE SUPERSONICA (SCRAMJET) (FUNZIONANO SOLO IN REGIME SUPERSONICO)

LO SCHEMA È SEMPLICE ED È COMPOSTO NEL SEGUENTE MODO:



VEDREMO CHE, ALLE ALTE VELOCITÀ NON HO PIÙ BISOGNO NÉ DI TURBINA CHE DI COMPRESSORE, POSSO CONSIDERARE L'AUTOREATTORE COME UN CASO LIMITE DEL TURBOGETTO IN CUI $\beta_c = 1$; $\varepsilon_b = 1$; $\varepsilon_d = 1$

L'UNICO PARAMETRO DI PROGETTO È T_3°



ALL'AUMENTARE DELLA T_3°, HO UN AUMENTO DELLA SPINTA SPECIFICA "NORMALIZZATA" I_a/c_0, MA ANCHE UN AUMENTO DEL CONSUMO SPECIFICO "NORMALIZZATO" $q_s H_i/c_0$

ANDANDO AD ANALIZZARE LE PRESTAZIONI

PRESA D'ARIA

LA PRESA D'ARIA È UN COMPONENTE CHE MI PERMETTE DI FORNIRE ARIA AL COMPONENTE SUCCESSIVO CON ADEGUATA VELOCITÀ, MINIMIZZANDO LE PERDITE DI PRESSIONE TOTALE. INOLTRE, DEVE ESSERE UNIFORME IN MODO DA NON AUMENTARE COSÌ LE RESISTENZE AERODINAMICHE.

$M_{compressore} = 0{,}4 \div 0{,}6$; $M_{combustore,\ entry\ set} = 0{,}2 \div 0{,}4$;

LE PRESE D'ARIA POSSONO ESSERE:

→ a) SUBSONICHE. ESSE DEVONO:
- GARANTIRE PORTATA E MACH PER ∀ CONDIZIONE DI VOLO
- EVITARE LA SEPARAZIONE DEL FLUIDO. SE INTERNA: ROVINA MOTORE. SE ESTERNA: AUMENTARE RESISTENZA AERODINAMICA
- EVITARE FOD (PENETRAZIONE DI DETRITI PERICOLOSI PER IL PROPULSORE) DURANTE IL GROUND VORTEX E IL THRUST REVERSE (INVERSIONE DELLA SPINTA)
- EVITARE FORMAZIONE DI GHIACCIO

→ b) SUPERSONICO.
- M > 1 URTO RETTO ; M > 1,5 PERDITE ECCESSIVE.
- IN ESSO POSSONO PORTARSI
  - → COMPRESSIONE ESTERNA: METTO DEI CORPI FUORI DALLA PRESA PER CREARE URTI OBLIQUI E RIDURRE LE VELOCITÀ IN INGRESSO
  - → COMPRESSIONE MISTA: AVERE COMPRESSIONE SIA DENTRO CHE FUORI DAL PROPULSORE
  - → COMPRESSIONE INTERNA: IN CUI HO COMPRESSIONE SOLO INTERNA. PER AVERE QUESTA COMPRESSIONE DEVO AVERE UN CONVERGENTE/DIVERGENTE. PESA E INGOMBRA.
- DEVE FUNZIONARE ANCHE IN REGIMI SUBSONICI
- DEVE TENER CONTO DELLA FORMAZIONE DI URTI E DI SEPARAZIONE DEL FLUIDO
- IMPORTANTE LA LORO INTEGRAZIONE PER LIMITARE RESISTENZE AERODINAMICHE; POSSONO ESSERE 2D O ASSIALSIMMETRICHE, POSIZIONATE SULLE ALI O SULLA FUSOLIERA.