NUMERO: 1586A - ANNO: 2015

A P P U N T I

STUDENTE: Morellina

MATERIA: Fondamenti di Macchine Esercizi. Prof.Casalino

MACCHINE

INDICE

GAS IDEALE: GAS CHE HA CALORE SPECIFICO COSTANTE.

GAS PERFETTO: GAS PER CUI VALE L'EQUAZIONE $P = \rho R^* T$

SE IL GAS è FERMO ($dL = 0$)

NEL CASO IN CUI $\mathcal{E}_c + \mathcal{E}_g + \mathcal{E}_{cf} = 0 \Rightarrow \mathcal{E} = U \Rightarrow dQ = dU$

1° PRINCIPIO

$\lfloor_s m c_v \, dT$

$\Delta U = m \, c_v \, \Delta T$

$U_2 - U_1 = m \, c_v (T_2 - T_1)$ ⟶ SE SI IMPONE CHE PER $T=0 \Rightarrow U = 0$

SUPPOSTO COSTANTE NELL'INTEGRAZIONE

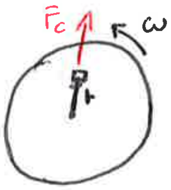
VALE SOLO PER GAS

$\boxed{U = m \, c_v \, T}$ + cost.

SI PUÒ IMPORRE = 0

TIPI DI ENERGIA

$\mathcal{E}_c = \frac{m c^2}{2}$



$F_c = m\omega^2 r$

SE IL CORPO SI SPOSTA DA r_1 a r_2

$dL_{cf} = -d\mathcal{E}_{cf} = F_c \, dr = m\omega^2 r \, dr$

$\Delta\mathcal{E}_{cf} = -m\omega^2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2}$

$\Delta\mathcal{E}_g = mg\Delta z$

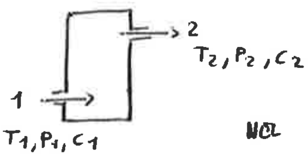
$\Delta\mathcal{E}_{cf} = -m\omega^2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} = -m \frac{U_2^2 - U_1^2}{2}$

DOVE U è LA VELOCITÀ DEL SISTEMA DI RIFERIMENTO NEL PUNTO r

SPESSO LE GRANDEZZE VENGONO RIFERITE ALL'UNITÀ DI MASSA (GRANDEZZE SPECIFICHE, MASSICHE)

1° PRINCIPIO

FORMA EULERIANA (SI RIFERISCE A SISTEMI APERTI)



VOLUME DI CONTROLLO ATTRAVERSATO DAL FLUIDO

IL FLUIDO SI CONSIDERA UNIFORME, CIOÈ TUTTO ENTRA NEL VOLUME IN CERTE CONDIZIONI, ED ESCE TUTTO IN ALTRE CONDIZIONI (NON ESCE UNA PARTE IN ALCUNE CONDIZIONI e UN'ALTRA PARTE IN ALTRE CONDIZIONI)

NEL CASO EULERIANO IL Δ È RIFERITO NON AL TEMPO (CIOÈ FINALE MENO INIZIALE) MA È USCITA - INGRESSO

SI CONSIDERA SOLO IL CASO STAZIONARIO (IN REALTÀ LE TURBOMACCHINE NON SONO STAZIONARIE, MA MEDIAMENTE SI POSSONO CONSIDERARE TALI)

STAZIONARIO $\Rightarrow m = \text{cost.}, \; \mathcal{E} = \text{cost.}$

IL SISTEMA LAGRANGIANO È COSTITUITO DALLA MASSA m_{V_c} CONTENUTA NEL VOLUME DI CONTROLLO, PIÙ LA MASSA dm_1 CHE STA PER ENTRARCI

INIZIO $\xrightarrow{dt}$ FINE

$\boxed{\text{CASO STAZIONARIO} \Rightarrow dm_1 = dm_2 = dm}$

QUESTA IPOTESI FA SI CHE IL 1° PRINCIPIO IN FORMA EULERIANA VALGA SOLO IN CASO STAZIONARIO

SI DEFINISCE PORTATA $\dot{m} = \frac{dm}{dt}$

2

ENTROPIA (S)

$$\boxed{ds \doteq \frac{dQ_{rev}}{T} \geq \frac{dQ_{irr}}{T}}$$

$$T\,ds = du + P\,dv = di - v\,dP$$

PER UN GAS FERMO — LAVORO DI DEFORMAZIONE

CIÒ DICE CHE PIÙ UN FLUIDO È CALDO ED ESPANSO, TANTO PIÙ LA SUA ENTROPIA È ALTA, CIOÈ È DISORDINATO.

SECONDO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA

DICE CHE FORNENDO CALORE AD UN FLUIDO, LA SUA ENTROPIA (DISORDINE) AUMENTA MA AUMENTA NON IN MANIERA ~~[illegible]~~ LINEARE.

$$T\,ds \geq dQ_e$$

2° TERMODINAMICA — Def. UTILE ALLO STUDIO DELLE MACCHINE

L'AUMENTO DI ENTROPIA DI UN SISTEMA È MAGGIORE, O AL LIMITE UGUALE, ALLA QUANTITÀ DI CALORE FORNITA AL SISTEMA DALL'AMBIENTE ESTERNO RAPPORTATA ALLA TEMPERATURA. L'EVENTUALE DIFFERENZA È DOVUTA AL CALORE FORNITO (L_w) DALL'INTERNO DEL SISTEMA ED È CAUSA DI IRREVERSIBILITÀ

2° PRINCIPIO TERMODINAMICA

$$\boxed{T\,ds = dQ_e + dL_w}$$

$$\Rightarrow dL_w \geq 0$$

LAVORO DELLE RESISTENZE PASSIVE. SONO LE IRREVERSIBILITÀ DELLA TRASFORMAZIONE. SE UN FLUIDO PASSA VICINO AD UNA PARETE E RALLENTA PER ATTRITO, NON POTRÀ MAI PASSARE SUCCESSIVAMENTE VICINO AD UN'ALTRA PARETE E ACCELERARE, POICHÉ IL FENOMENO È IRREVERSIBILE

È POSSIBILE RISCRIVERE IL 1° PRINCIPIO

EULERIANA
$$dL_i = v\,dP + dE_{c,g,c,f} + dL_w$$

LAGRANGIANA
$$dL_e = -P\,dv + dE_{c,g,c,f} + dL_w$$

1) C'È BISOGNO DI LAVORO PER AUMENTARE LA PRESSIONE DI UN FLUIDO, PER ACCELERARLO, SOLLEVARLO... MA C'È BISOGNO DI PIÙ LAVORO DI QUELLO PREVISTO, A CAUSA DELLE PERDITE.

2) ANCHE SENZA LAVORO SI POSSONO VARIARE LE ALTRE GRANDEZZE, MA L'UNA A SCAPITO DELL'ALTRA (es. UGELLI...)

RIASSUNTO EQUAZIONI 1° PRINCIPIO

$$L_e + Q_e = \Delta u + \Delta E_{cgcf}$$ LAGRANGIANA (CANONICA)

$$L_e = \int_1^2 -P\,dv + \Delta E_{cgcf} + L_w$$ LAGRANGIANA (COMPRENDE ANCHE IL 2° PRINCIPIO)

VALE SEMPRE

$$L_i + Q_e = \Delta i + \Delta E_{cgcf}$$ EULERIANA (CANONICA)

$$\Delta i = du + d(Pv)$$

DICE CHE IL CALORE E IL LAVORO CHE FACCIO SERVONO AD AUMENTARE u, $E_{c,g,c,f}$ E A SPOSTARE IL FLUIDO (NELLA MACCHINA)

$$L_i = \int_1^2 v\,dP + \Delta E_{cgcf} + L_w$$ EULERIANA (COMPRENDE ANCHE IL 2° PRINCIPIO)

LA FORMA EULERIANA VALE SOLO IN CASO STAZIONARIO

NOTA

LE FORME MISTE (1° e 2°) SI RICAVANO DALLE FORME CANONICHE USANDO (SOSTITUENDO) L'EQUAZIONE

$$\begin{cases} 1°\quad T\,ds = du + P\,dv \\ 2°\quad T\,ds = dQ_e + dL_w \end{cases} \Rightarrow du + P\,dv = dQ_e + dL_w \Rightarrow \boxed{dQ_e = du + P\,dv - dL_w}$$

4

TRASFORMAZIONE POLITROPICA

$$\boxed{P v^m = cost.}$$

m DIPENDE DAL GAS e DALLA TRASFORMAZIONE

SI PUO' ANCHE SCRIVERE $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{m-1}{m}}$

COMPRESSIONE ADIABATICA (COMPRESSORE) $\boxed{\text{CON } \Delta E_c = 0}$

└> DOMANDA: SI VUOLE COMPRIMERE UN GAS DI UNA CERTA QUANTITA' (PRESSIONE), QUANTO LAVORO OCCORRE?

IN VISIONE EULERIANA CONSIDERIAMO UN RIFERIMENTO FISSO $\Rightarrow \Delta E_{cf} = 0$

GAS (IDEALE/PERFETTO) $\Rightarrow \Delta E_g = 0$ (TRASCURABILE)

ADIABATICO $\Rightarrow Q_e = 0$

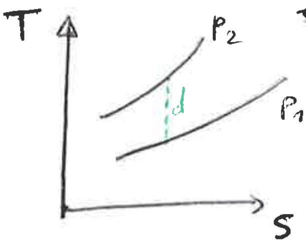
$$L_i = \Delta i + \Delta E_c = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = c_p(T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

SI USA PER STUDIARE LE TURBOMACCHINE (COMPRESSORI, TURBINE)

ALLE IPOTESI FATTE AGGIUNGIAMO L'IPOTESI $\Delta E_c = 0$ (CIOE' COME SE SI STESSE COMPRIMENDO UN GAS FERMO O IN MOTO STAZIONARIO UNIFORME) (PER TROVARE DELLE EQUAZIONI (DEL LAVORO) SEMPLICI) POI VERRA' RIMOSSA QUESTA IPOTESI POICHE' QUESTA NON E' TRASCURABILE NELLE TURBOMACCHINE, ~~...~~ E VERRANNO MODIFICATE LE EQUAZIONI (SEMPLICI) TROVATE, INCLUDENDO ΔE.

$$L_i = c_p (T_2 - T_1)$$

↑ LAVORO SUL FLUIDO (E' POSITIVO)

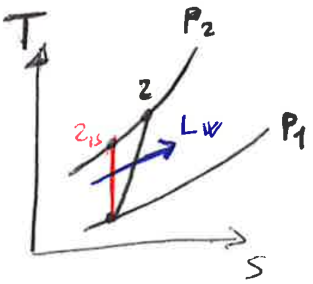


LE ISOBARE SONO ESPONENZIALI NEL PIANO T-S CIO' SI RICAVA INTEGRANDO

$$T ds = c_p dT$$

LA DISTANZA d VA CRESCENDO AL CRESCERE DI S (ESSENDO ESPONENZIALI)

TRASFORMAZIONE DI COMPRESSIONE



TRASFORMAZIONE (COMPRESS.) IDEALE (ISENTROPICA)

PIU' Lw CRESCE PIU' LA TRASFORMAZIONE REALE E' SPOSTATA A DESTRA (IN NERO)

$$L_{c_{is}} = c_p (T_{2_{is}} - T_1)$$

↗ ISENTROPICA

$$L_c = c_p(T_2 - T_1) \geq L_{c_{is}}$$

DICE CHE SE LA TRASFORMAZIONE E' REALE (CON $L_w \neq 0$) IL LAVORO DA FARE PER COMPRIMERE IL GAS ALLA STESSA P_2 E' MAGGIORE, NEL CASO REALE IL LAVORO IN ECCESSO (RISPETTO A QUELLO IS) E' FINITO IN PERDITE PER ATTRITO, INFATTI LA TEMPERATURA T_2 E' $> T_{2is}$

(1) $$L_{c_{is}} = c_p T_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right)$$

└> β_c = RAPPORTO DI COMPRESSIONE

NOTA: A PARITA' DI β COMPRIMERE UN GAS CALDO COSTA PIU' CHE COMPRIMERE UNO FREDDO, POICHE' IL GAS CALDO HA VOLUME MAGGIORE. ($\beta = 2$) ES). DIMEZZARE UN VOLUME GRANDE COSTA PIU' CHE DIMEZZARE UN VOLUME PICCOLO (STESSO $\beta = 2$)

RENDIMENTO ISENTROPICO

$$\eta_c \doteq \frac{L_{c_{is}}}{L_c}$$

ADIABATICO
└> Q_e E' COMUNQUE $= 0$ PER IL CASO ISENTR. E IL CASO REALE

LAVORO DEL COMPRESSORE

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

$\Delta E = 0$
HP: $Q_e = 0$
LE PERDITE SI CONSIDERANO NEL η_c

6

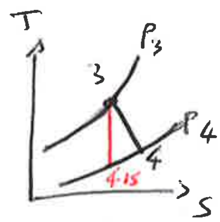
ESPANSIONE ADIABATICA (TURBINA) — con $\Delta E_c = 0$

DOMANDA: SI VUOLE RICAVARE LAVORO DALL'ESPANSIONE DI UN GAS. QUANTO LAVORO SI RICAVA? (AL VARIARE DELL'ESPANSIONE, CIOÈ IN BASE A QUANTO SI FA DIMINUIRE LA PRESSIONE DEL GAS)

$$Q_e = \Delta E_g = \Delta E_{cf} = 0$$

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

LAVORO DI TURBINA (IL FLUIDO COMPIE LAVORO SULLA MACCHINA) È IL LAVORO CHE IL FLUIDO COMPIE SULLA MACCHINA $(L_t = -L_i)$



HP: $\Delta E_c = 0$

$$L_t = c_p (T_3 - T_4)$$

È POSITIVO $(L_t = -L_i)$

$$\beta_t \doteq \frac{P_3}{P_4} > 1$$

RAPPORTO DI ESPANSIONE

$$L_{t_{is}} = c_p (T_3 - T_{4is}) =$$

$$= c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\left(P_3/P_4\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right)$$

$P_3/P_4 \to \beta_t$

RENDIMENTO ISOENTROPICO ADIABATICO

$$\eta_t \doteq \frac{L_t}{L_{t_{is}}} \begin{matrix} \leftarrow \text{LAVORO REALE} \\ \leftarrow \text{LAVORO IDEALE} \end{matrix}$$

$$L_t = c_p (T_3 - T_4) < L_{t_{is}}$$

→ SIGNIFICA CHE LE PERDITE FANNO IN MODO CHE IL LAVORO OTTENUTO SIA MINORE DEL LAVORO IDEALE

LAVORO DI TURBINA

(1)
$$\boxed{L_t = \eta_t c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right)}$$

HP: $\Delta E = 0$, $Q_e = 0$ (ADIABATICA)

LE PERDITE SI CONSIDERANO IN η_t

(2) USO LA POLITROPICA $\quad \dfrac{T_4}{T_3} = \left(\dfrac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{m-1}{m}}$

LAVORO DI TURBINA

(2)
$$\boxed{L_t = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{m-1}{m}}} \right)}$$

HP: $\Delta E = 0$, $Q_e = 0$ (ADIABATICA)

LE PERDITE SI CONSIDERANO IN m

$$L_t = c_p (T_3 - T_4)$$

OSS

INTERPRETAZIONE GRAFICA DEL LAVORO

Q_{TOT} = CALORE TOTALE GENERATO

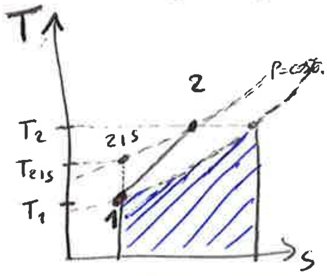
$\int T ds$ = AREA SOTTESA DA UNA QUALUNQUE CURVA NEL PIANO T-S $\underset{2° \text{ PRINCIPIO}}{=} \int (Q_e + L_w)$

LA VARIAZIONE DI ENTALPIA PUÒ ESSERE VISTA COME L'AREA SOTTESA DALLA CURVA A PRESSIONE COST.

$\underset{\text{REALE O IDEALE}}{L} \underset{\text{SE } Q_e = 0 \text{ e } \Delta E = 0}{=} C_p \Delta T \underset{\text{SE ISOBARA (VEDI PAG. 90 "NOTA")}}{=} \underset{\text{SCAMBIATO REV. O IRREV.}}{Q_{TOT}} = Q_e + L_w \underset{2° \text{ PRINCIPIO}}{=} \int T ds$ = AREA SOTTESA DALL'ISOBARA

IN GENERALE $T ds = dQ_e + dL_w = dQ_{TOT}$

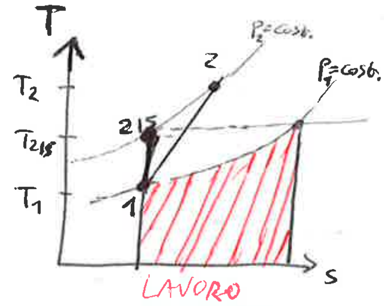
QUINDI $\int T ds$ È IL CALORE TOTALE FORNITO (COMPRESO QUELLO GENERATO PER PERDITE)



LAVORO REALE

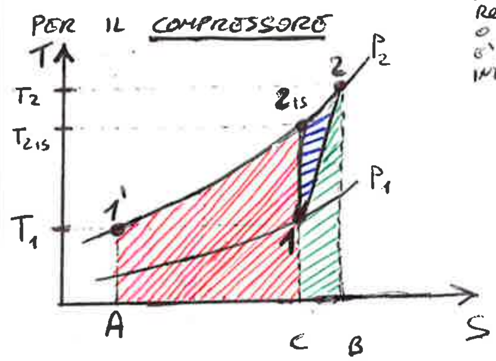
$L_c = C_p (T_2 - T_1)$

IL LAVORO È PARI ALL'AREA SOTTESA DA UNA QUALUNQUE ISOBARA TRA LE 2 TEMPERATURE, CIÒ PERCHÉ $C_p \Delta T$ CORRISPONDE ALLA QUANTITÀ DI CALORE TOTALE (SIA Q_e CHE L_w) DA FORNIRE AL GAS PER PORTARLO DA T_1 A T_2 LUNGO UNA ISOBARA QUALSIASI SIA REV CHE IRR. (CHE ADIABATICA O DIABATICA) E QUESTO CALORE È PROPRIO $\int T ds$
INFATTI $T ds = dQ_e + dL_w = dQ_{TOT}$



LAVORO ISOENTROPICO

PER IL COMPRESSORE

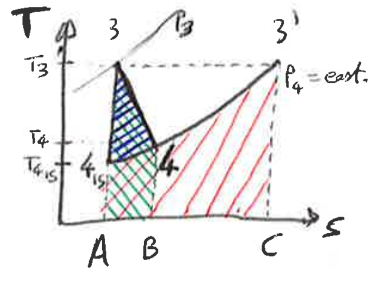


$L_c = A1'2B$

$$\boxed{L_c = L_{c_{is}} + L_w + L_{cR}}$$

- $L_{c_{is}} = A1'2_{is}C$
- $\underset{\text{ADIABATICA}}{1 \to 2}$ 2° PRINCIPIO $T ds = \cancel{dQ_e}^{\,0} + dL_w \Rightarrow L_w = \int T ds$ = AREA SOTTESA DALL'ADIABATICA $(C12B)$
- $\underset{\text{CONTRORECUPERO}}{L_{cR}} = 1 2_{is} 2$ (È IL PEZZO CHE MANCA)

PER LA TURBINA



$L_t = B43'C$

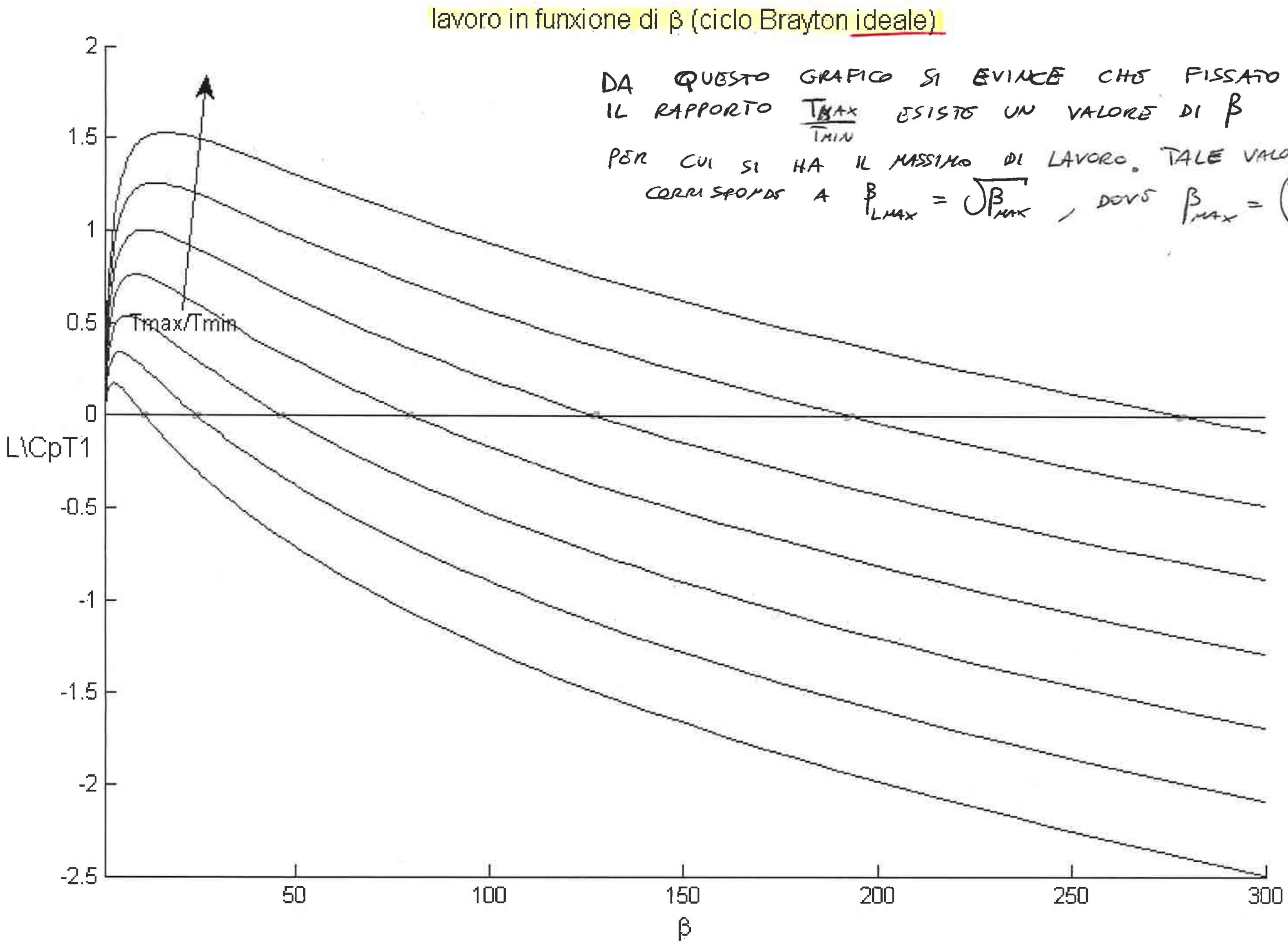
- $L_{t_{is}} = A4_{is}3'C$
- $L_w = A34B$
- $\underset{\text{RECUPERO}}{L_R} = 4_{is}34$

$$\boxed{L_t = L_{t_{is}} - L_w + L_R}$$

NOTA SULLA COMPRESSIONE REALE ADIABATICA

$L_c = L_{c_{is}} + L_w + L_{Rc}$ COMPRIMENDO IL GAS CON UNA ADIABATICA NON REVERSIBILE SI HA CHE LE PERDITE ALZANO LA TEMPERATURA E QUINDI IL LAVORO CHE DOVEVA FINIRE IN PRESSIONE FINISCE IN AGITAZIONE TERMICA, DUNQUE PER RAGGIUNGERE LA PRESSIONE VOLUTA BISOGNA AGGIUNGERE ALTRO LAVORO. INOLTRE L'AUMENTO DI TEMPERATURA CAUSA ESPANSIONE DEL GAS, E QUINDI UN'ULTERIORE QUOTA DI LAVORO PER RAGGIUNGERE LA PRESSIONE VOLUTA.

SE LA TRASFORMAZIONE FOSSE DIABATICA SI DOVREBBE UTILIZZARE $L_i + Q_e = C_p \Delta T$. IN ALCUNI CASI SI SPRUZZA UN PO' D'ACQUA NEL COMPRESSORE IN MODO TALE CHE EVAPORANDO L'ACQUA ASSORBA DEL CALORE $(Q_e < 0)$, QUINDI IN UNA COMPRESSIONE CON RAFFREDDAMENTO C'È BISOGNO DI MENO LAVORO.



DA QUESTO GRAFICO SI EVINCE CHE FISSATO IL RAPPORTO $\frac{T_{MAX}}{T_{MIN}}$ ESISTE UN VALORE DI β PER CUI SI HA IL MASSIMO DI LAVORO. TALE VALORE CORRISPONDE A $\beta_{LMAX} = \sqrt{\beta_{MAX}}$, DOVE $\beta_{MAX} = \left(\frac{T_{MAX}}{T_{MIN}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$

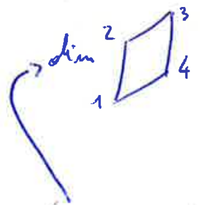
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 15 di 166

IL LAVORO È UN LAVORO MASSICO

$$\frac{L}{C_pT_1} = \frac{T_3}{T_1}\left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) - \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)$$

$= L_1$ SI [illegible] IL LAVORO [illegible] INIZIALE

$\frac{T_3}{T_1} = \frac{T_{MAX}}{T_{MIN}}$



$ds = C_p\frac{dT}{T} - \frac{R}{T}dP \rightarrow \Delta S = C_p \ln\frac{T_f}{T_i}$

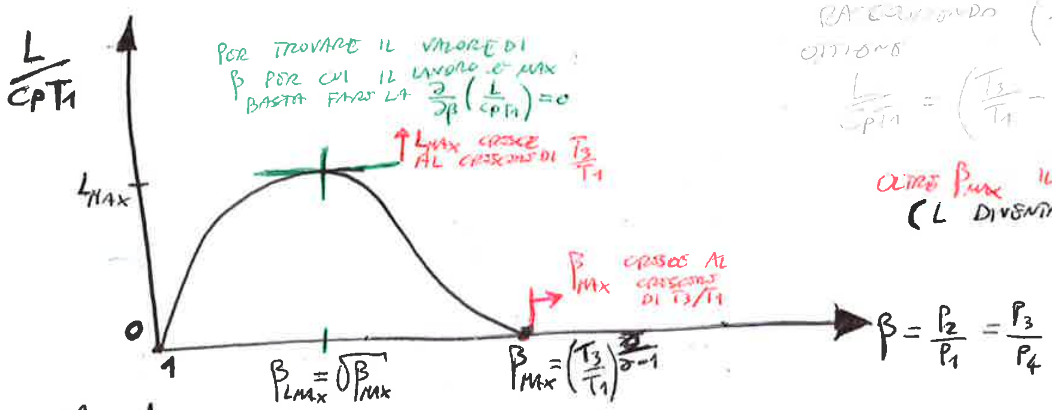
SE $P = cost.$

$S_3 - S_2 = C_p \ln\frac{T_3}{T_2} = S_4 - S_1 = C_p \ln\frac{T_4}{T_1}$

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2}\left(\frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1}\right) = \boxed{1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}$$

$= 1$

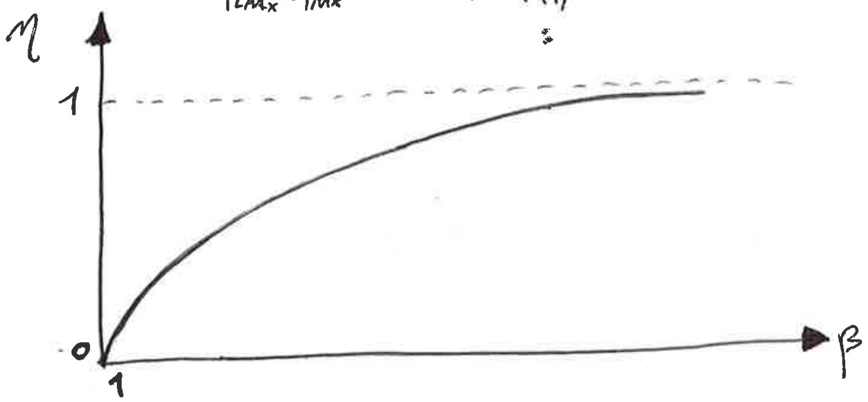
COSTRUIAMO DEI GRAFICI CHE INDICHINO COME VARIANO IL LAVORO E IL RENDIMENTO DEL CICLO, AL VARIARE DEL RAPPORTO DI COMPRESSIONE e RAPPORTO TRA T_{MAX} e T_{MIN}



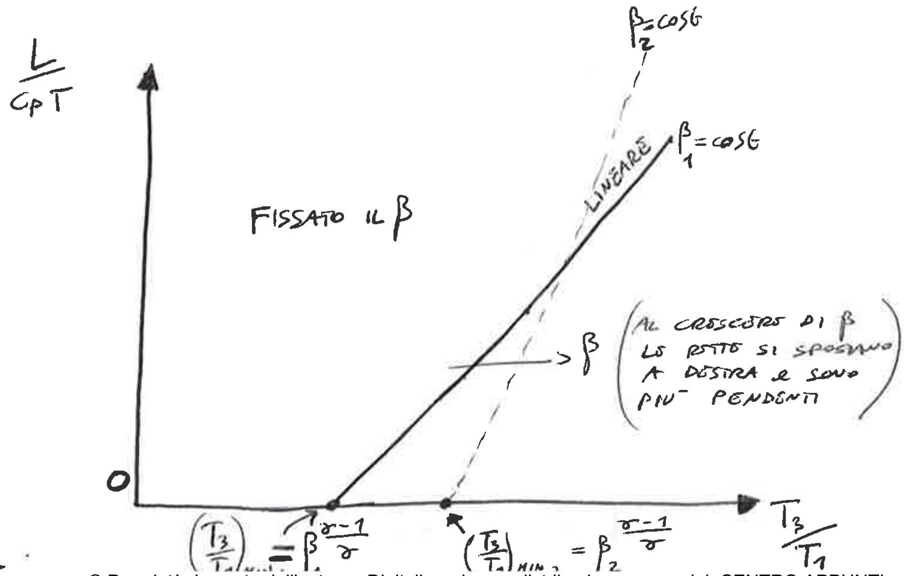
RACCOGLIENDO $\left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right)$ DA $\frac{L}{C_pT_1}$ SI OTTIENE

$$\frac{L}{C_pT_1} = \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)\left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right)$$

OLTRE β_{MAX} IL CICLO DIVENTA FRIGORIFERO (L DIVENTA NEGATIVO)

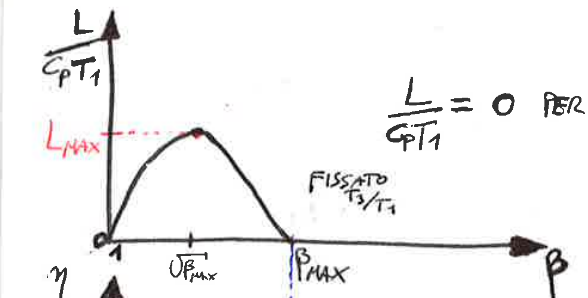


$\frac{T_3}{T_1}$ INFLUISCE SOLO SUL LAVORO E NON SUL RENDIMENTO

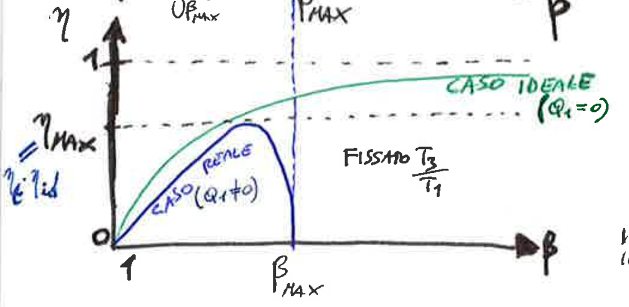


DA QUESTI GRAFICI SI OSSERVA CHE CONVIENE AVERE ALTE TEMPERATURE (AI FINI DEL LAVORO) e FISSATO IL β ALTI β (AI FINI DEL RENDIMENTO)

CIO' VALE NEL CASO IDEALE, NEL CASO REALE SI VEDE CHE $\frac{T_3}{T_1}$ INFLUENZA ANCHE η

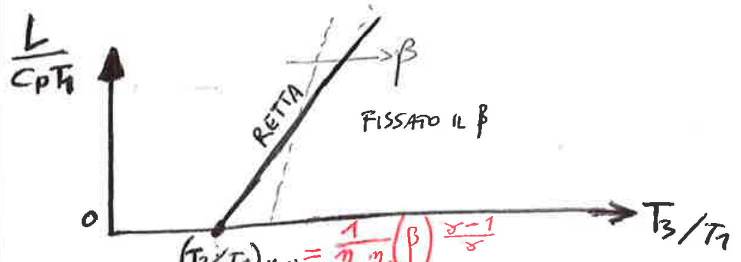


$\frac{L}{C_pT_1} = 0$ PER $\beta = 1$; $\beta_{MAX} = \left(\eta_c \eta_t \frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$



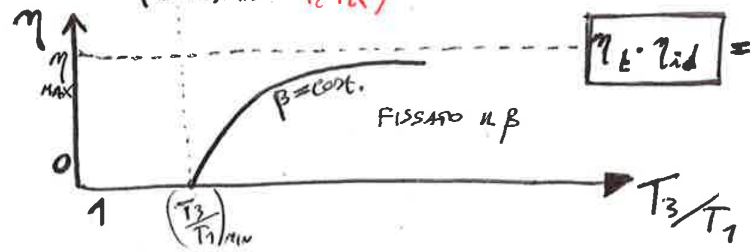
LA CURVA DI RENDIMENTO HA UN MAX VERSO DESTRA RISPETTO AL MAX DEL LAVORO. QUESTO SI VEDE DAL FATTO CHE PARTENDO DAL MAX DI LAVORO E FISSATO T_3/T_1, SE AUMENTA β ALLORA T_2 AUMENTA E QUINDI Q_1 DIMINUISCE, DUNQUE $\eta = L/Q_1$ AUMENTA. CIOÈ SPOSTANDOSI A DX DEL MASSIMO DI LAVORO IL η AUMENTA ANCORA, POI AVRÀ UN MAX

IL RENDIMENTO SI ANNULLA NEGLI STESSI PUNTI IN CUI SI ANNULLA IL LAVORO



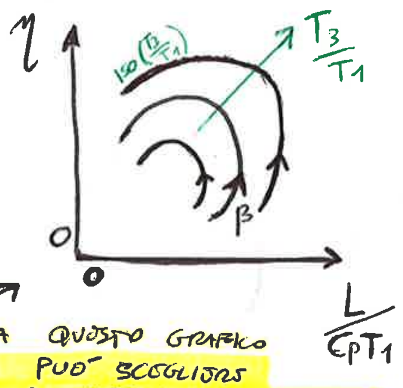
$(T_3/T_1)_{MIN} = \frac{1}{\eta_c \eta_t} (\beta)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

A DIFFERENZA DEL CASO IDEALE, ORA NEL PUNTO $\left(\frac{T_3}{T_1}\right)_{MIN}$ IL LAVORO VALE ZERO MA Q_1 NO! (BISOGNA COMUNQUE FORNIRE CALORE) POICHÉ NEL CASO REALE β_{MAX} NON È QUEL VALORE PER CUI $T_2 = T_3$, INFATTI NEL CASO REALE $T_3 > T_2$ E QUINDI $Q_1 \neq 0$



$$\boxed{\eta_t \cdot \eta_{id}} = \eta_t \underbrace{\left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right)}_{\eta_{id}} < 1$$

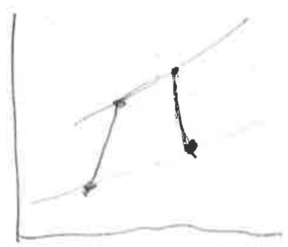
A DIFFERENZA DEL CASO IDEALE, IN QUELLO REALE $\frac{T_3}{T_1}$ INFLUISCE ANCHE SUL RENDIMENTO, OLTRE CHE SUL LAVORO. QUINDI CONVIENE AVERE ALTE TEMP. PER AVERE ALTI LAVORI E BUON η. INVECE IL β DOVRÀ ESSERE SCELTO OPPORTUNAMENTE.



DA QUESTO GRAFICO SI PUÒ SCEGLIERE IL β OTTIMALE PER AVERE UN BUON COMPROMESSO TRA LAVORO E RENDIMENTO.
AVERE UN LAVORO SPECIFICO GRANDE SIGNIFICA AVERE PORTATA IN MASSA PIÙ PICCOLA A PARITÀ DI POTENZA. INFATTI $P[W] = L \cdot \dot{m}$
AVERE PORTATA PIÙ PICCOLA SIGNIFICA MACCHINE PIÙ LEGGERE E MENO INGOMBRANTI (MINOR RESISTENZA AERODINAMICA).

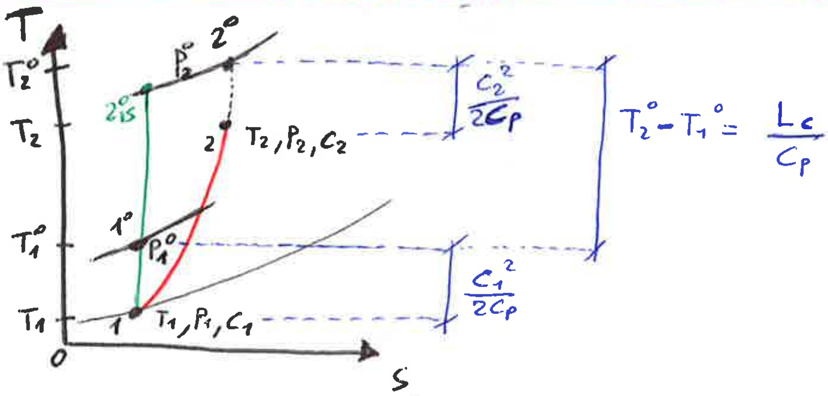
TANTO PIÙ ALTA È T_3, TANTO PIÙ ALTI SONO I β CHE CI INTERESSANO. CIOÈ SE CRESCE LA T, I VALORI OTTIMALI DI β SONO PIÙ ALTI.
INFATTI PER I MOTORI A TURBINA SI HA T ALTA E β OTTIMALE ALTO. PER I MOTORI A GETTO LE COSE SONO UN PO' DIVERSE INFATTI IN UN TURBOGETTO, AUMENTANDO LA POTENZA NON È DETTO CHE LA SPINTA NE ABBIA UN BENEFICIO, POICHÉ È PRODOTTA DIRETTAMENTE DAL GAS. IN UN TURBOELICA INVECE MI INTERESSA SOLO LA POTENZA DA MANDARE ALL'ELICA (CHE POI SPINGE).

$\beta = \beta_{max}$
$\Downarrow$
$L_C = L_T$
$T_2 - T_1 = T_3 - T_4$



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 19 di 166

COMPRESSIONE ADIABATICA CON VARIAZIONE DI ENERGIA CINETICA

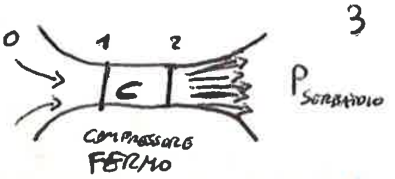


$$T_2^\circ - T_1^\circ = \frac{L_c}{C_p}$$

LA PRESSIONE TOTALE È LA MASSIMA PRESSIONE RAGGIUNGIBILE ARRESTANDO IL FLUIDO, E SI RAGGIUNGE SOLO ARRESTANDOLO ISENTROPICAMENTE. LA P° È QUINDI UNA PRESSIONE POTENZIALE CHE IL FLUIDO PUÒ RAGGIUNGERE.

SI VUOLE TROVARE UNA FORMULA PER LAVORO COMODA PER LE MACCHINE DA ANALIZZARE CIOÈ SCRIVERE IL LAVORO $L = \Delta h^\circ = C_p \Delta T^\circ$ IN FUNZIONE DI UN LAVORO IDEALE (O DI UN RENDIMENTO)

$P_0^\circ = P_{AMB}$
$T_0^\circ = T_{AMB}$
$C \simeq 0$



TRA 0 E 1 NON C'È LAVORO $\Rightarrow T_1^\circ = T_0^\circ$
E SE NON CI SONO PERDITE $\Rightarrow P_1^\circ = P_0^\circ$

SE NON CI SONO PERDITE $\Rightarrow P_2^\circ = P_3^\circ$
$P_{SERB} = P_3^\circ$

L'EFFETTO TOTALE DEL COMPRESSORE È QUELLO DI PRENDERE FLUIDO A P_{AMB} E PORTARLO ALLA P_{SERB}. L'EFFETTO UTILE È LA VARIAZIONE DI PRESSIONE TOTALE

QUANDO SI STUDIA UN COMPRESSORE NON INTERESSANO QUINDI LE GRANDEZZE STATICHE MA QUELLE TOTALI (CIOÈ IL RAPPORTO $\frac{P_2^\circ}{P_1^\circ}$), INFATTI AVERE UN FLUIDO AD UNA CERTA PRESSIONE STATICA P_2 E CON UNA CERTA VELOCITÀ, SIGNIFICA CHE SI PUÒ PORTARE (CON UN UGELLO) ALLA PRESSIONE P_2° FERMANDOLO. INOLTRE IL COMP. MANDA AD ALTRE PARTI DEL MOTORE CHE VOGLIONO TOT.

PER I COMPRESSORI SI USA IL PUNTO DI VISTA TOTAL TO TOTAL

DEFINISCO IL LAVORO IDEALE (DEL COMPRESSORE)

$$\boxed{L_{c\,id} \doteq \text{da } P_1^\circ \text{ a } P_2^\circ \quad (\text{ISENTROPICO})}$$

CIOÈ: QUAL È IL LAVORO CHE DEVO FARE PER ANDARE DA P_1° A P_2° ISENTROPICAMENTE?

$$L_{c\,id} = C_p\left(T_{2_{is}}^\circ - T_1^\circ\right) = C_p T_1^\circ \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)$$

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

RAPPORTO DI COMPRESSIONE (LA DEFINIZIONE È DIVERSA DALLA DEF. DATA PRIMA $\beta = \frac{P_2}{P_1}$. INFATTI ORA MI INTERESSA LA $P_{AMB} = P_1^\circ$ E $P_{SERB} = P_2^\circ$, NON LE P_1 E P_2 CHE VARIANO A SECONDA DEGLI UGELLI)

A SECONDA DI COME SI DEFINISCE IL LAVORO IDEALE, SI TROVA UN RENDIMENTO CHE FACCIA TORNARE I CONTI. LA DEFINIZIONE PIÙ UTILE (COMODA) DEL LAVORO IDEALE DIPENDE DAL TIPO DI MACCHINA (PER LE TURBINE SI USA SIA TTT CHE TTS, PER I COMPRESSORI SOLO TTT)

$$\eta_c = \frac{L_{c\,is}}{L_c}$$

TOTALE

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

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

$L_c =$ LAVORO PER ANDARE DA P_1° A P_2° NON ISENTROPICAM.

RENDIMENTO POLITROPICO (È DEFINITO IN MODO DIVERSO RISPETTO AL CASO NON TOTALE) AI FINI PRATICI (UTILIZZATORI) È SOLO UN NUMERO CORRETTIVO

NEL CASO STATICO (SENZA ΔE) $\eta_{yc} = \frac{L_R - L_W}{L_R}$ ORA NON SI PUÒ DEFINIRE COSÌ POICHÉ

$$L_i = \int v\,dP + L_W + \Delta E$$

CAMBIA DA TRASF. A TRASF.

$$T_2^\circ = T_1^\circ \beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}\frac{1}{\eta_{yc}}}$$ → È VISTO COME COEFFICIENTE CORRETTIVO

QUINDI η_{yc} INDICA DI QUANTO IL LAVORO SI DISCOSTA DAL LAVORO IDEALE, È UN COEFF. SPERIMENTALE

16

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 21 di 166

TOTAL TO STATIC (TURBINA)

CHE SCARICA A VALLE

Def.

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

RAPPORTO DI ESPANSIONE TOTAL TO STATIC

$P_4 \leftarrow$ STATICA

IL LAVORO TTT e TTS COINCIDONO NUMERICAMENTE.
I PUNTI DELLA TRASFORMAZIONE SONO SEMPRE QUELLI

$$\boxed{L_{t,id} \doteq c_p (T_3^\circ - T_B)}$$

TTS

IL LAVORO IDEALE TTS è IL LAVORO CHE AVREI SE LA T° FOSSE STATICA

CIOè $L_t = c_p(T_2^\circ - T_1^\circ)$ PER DEF.

DISTINGUO T_1°: COME SE T_1° FOSSE STATICA

$$T_B = \frac{T_3^\circ}{\left(\frac{P_3^\circ}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

$$L_t = c_p (T_3^\circ - T_4^\circ)$$

SE LA TURBINA SCARICA NELL'AMBIENTE, SOLITAMENTE SI CONOSCE LA PRESSIONE STATICA DELL'AMBIENTE $P_4 = (P_{AMB} = P^\circ_{AMB})$, QUINDI IL FLUIDO USCIRÀ DALLA TURBINA CON UNA $P_4^\circ > P_{AMB}$

POICHÉ C'È ANCHE UNA COMPONENTE DI VELOCITÀ. IN GENERE LA P_4° NON SI CONOSCE PERCHÉ NON SO LA VELOCITÀ DI SCARICO (MA SI POTREBBE CALCOLARE)

IL TOTAL TO STATIC TIENE CONTO DELL'ENERGIA CINETICA DI SCARICO

$$T_4^\circ = \frac{T_3^\circ}{(\beta_t)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}\eta_{yt}}} \longrightarrow$$

QUESTA EQUAZIONE VALE PER ENTRAMBI I PUNTI DI VISTA. SOLO CHE β_t SONO DEFINITI IN MODO DIVERSO e IL PASSAGGIO DA UN PUNTO DI VISTA ALL'ALTRO è DATO DA η_{yt}
BASTA METTERE I VALORI β_t, η_{yt} GIUSTI

APPARENTE CONTRADDIZIONE SE SI LEGA UNA P_4 STATICA A UNA T_4 TOTALE, IL PASSAGGIO è NASCOSTO IN η_{yt} TTS PERCHÉ LÌ CI SONO LE PERDITE PER ENERGIA CINETICA DI SCAR.

NEL TTS β_t è PIÙ GRANDE, MA η_{yt} è PIÙ PICCOLO

OSS

$$T^\circ = T + \frac{c^2}{2c_p}$$

CI SI RIFERISCE AD UN GAS, NON A VAPORI.

SPESSO è UTILE RISCRIVERE LE GRANDEZZE (TOTALI) IN FUNZIONE DEL NUMERO DI MACH

$$MACH = \frac{c}{c_{SUONO}}$$

NOTA

VELOCITÀ DI PROPAGAZIONE DELLE ONDE ELASTICHE IN SOSTANZE A DEFORMABILITÀ LINEARE $= c_s = \sqrt{\frac{dP}{d\rho}} = \sqrt{\gamma \frac{P}{\rho}} = \sqrt{\gamma R T}$

SE GAS PERFETTO

$$\frac{T^\circ}{T} = 1 + \frac{c^2}{2\frac{\gamma}{\gamma-1}RT} \Rightarrow \boxed{T^\circ = T\left(1 + \frac{\gamma-1}{2}M^2\right)}$$

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

DI CONSEGUENZA

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

SI POSSONO DEFINIRE ANCHE LA DENSITÀ TOTALE (TRAMITE L'EQ. DI STATO)

$$\frac{P^\circ}{\rho^\circ} = RT^\circ \quad \text{e IL VOLUME TOTALE} \quad P^\circ v^\circ = RT^\circ$$

LEGGE ISOENTROPICA DEVE VALERE SEMPRE, IN PARTICOLARE NEL "PUNTO" TOTALE

 FACENDO SOSTITUZIONI SI POSSONO TROVARE RELAZIONI VARIE $Pv^\gamma = P^\circ v^{\circ\gamma}$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 23 di 166

TTT VS TTS

$\beta_{TTS} > \beta_{TTT}$ INFATTI NEL β_{TTS} LA PRESSIONE AL DENOMINATORE E' STATICA (QUINDI $<$ DI QUELLA TOTALE)

$\eta_{TTS} < \eta_{TTT}$ PERCHE' η_{TTS} CONSIDERA ANCHE LE PERDITE PER ENERGIA CINETICA DI SCARICO

$\Longrightarrow L_{id_{TTS}} > L_{id_{TTT}}$

MA $\boxed{L_t \text{ e' UGUALE}}$

NELLA FORMULA L_t RISULTA UGUALE CALCOLANDOLO CON I 2 PUNTI DI VISTA.
INFATTI NEL TTS SI METTERA' NELLA FORMULA (UNICA) UN β MAGGIORE MA UN η MINORE,
NEL TTT SI METTERA' UN β MINORE MA UN η MAGGIORE, E ALLA FINE L_t ESCE UGUALE.

NON ESISTE $L_{t_{TTT}}$ ed $L_{t_{TTS}}$
IL LAVORO (NON IDEALE) E' SEMPRE QUELLO
E' SEMPRE IL LAVORO PER ANDARE DA 3 A 4 E' SOLO CHE VIENE RIFERITO A 2 LAVORI IDEALI DIVERSI.

PER SCRIVERE $\dot m$ IN FUNZIONE DI M SI RIPARTE DALL'INIZIO (LE SOSTITUZIONI COMPLICHEREBBERO L'ALGEBRA)

$$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{\dfrac{p^\circ}{\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}}{R\,\dfrac{T^\circ}{1+\frac{\gamma-1}{2}M^2}}$$

$$\underset{\substack{\uparrow \\ \text{SE GAS}}}{c =} M\sqrt{\gamma R T} = M\sqrt{\gamma R\left(\frac{T^\circ}{1+\frac{\gamma-1}{2}M^2}\right)}$$

VALE SEMPRE (PER OGNI SEZIONE, CONOSCENDO TUTTI I VALORI)

$$\boxed{\dot m = \frac{p^\circ A}{\sqrt{RT^\circ}}\;\underbrace{\frac{\sqrt{\gamma}\cdot M}{\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}}_{f(M)}}$$

$$\dot m = f(A,\underbrace{\gamma, T^\circ, p^\circ}_{\substack{\text{COSTANTI PER TUTTI I PUNTI DEL FLUSSO} \\ \text{(SE REVERSIBILE ADIABATICO)}}}, \underbrace{M}_{\text{VARIABILE}})$$

SE IL FLUSSO NON È REVERSIBILE ADIABATICO LA FORMULA VALE LO STESSO, MA NON SI CONSERVANO I VALORI T°, p° IN TUTTO IL FLUSSO QUINDI CALCOLARE LA $\dot m$ CON QUESTA FORMULA POTREBBE NON ESSERE FACILE, MA CONOSCENDO I VALORI DI T° e p° E INSERENDOLI NELLA FORMULA NELLA RELATIVA SEZIONE SI CALCOLA LA PORTATA, CHE POI È LA STESSA IN TUTTO IL FLUSSO SE QUESTO È STAZIONARIO

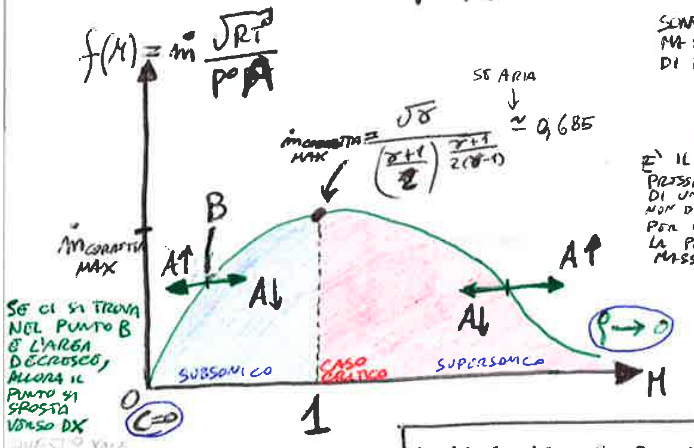
LE FUNZIONI SONO MATEMATICAMENTE DIVERSE (INFATTI IL GRAFICO È DIVERSO) PERÒ DANNO LO STESSO VALORE NUMERICO SE SI METTONO VALORI DI M CORRISPONDENTI A VALORI DI (p/p°)

Def. **PORTATA CORRETTA** $\doteq \dfrac{\dot m\sqrt{RT^\circ}}{p^\circ A} = f(M) = g\left(\dfrac{p}{p^\circ}\right)$ <u>È UN NUMERO PURO</u>

SONO UGUALI MA SI USA DI PIÙ $f(M)$

DANDO POI I VALORI DELLA MACCHINA, COME AREA DELLA SEZIONE e T°, p° SI RICAVA $\dot m$

$\dot m_{corretta}$ MAX SI HA PER $M=1$



RAPPORTO CRITICO

$$\left(\frac{p}{p^\circ}\right)_{cr} = \frac{1}{\left(1+\frac{\gamma-1}{2}1^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \underset{\text{ARIA}}{\simeq} 0,54$$

È IL RAPPORTO TRA PRESSIONE STATICA E TOTALE DI UNA DATA SEZ. (ANCHE SE NON DIPENDE DALLA SEZ.) PER IL QUALE SI HA LA PORTATA MASSIMA

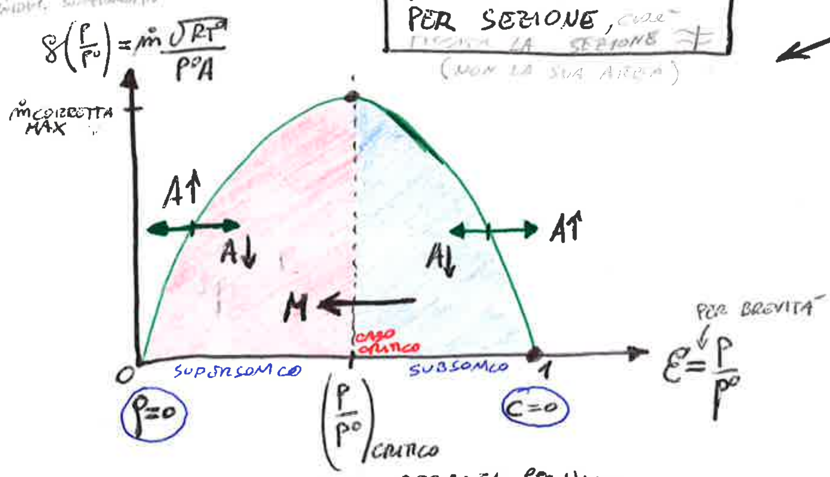
LA PORTATA SI ANNULLA PER $M=0$, POICHÉ PER $M=0 \Rightarrow c=0$

PER $M\to\infty$ LA PORTATA TENDE ASINTOTICAMENTE A ZERO, PERCHÉ ALL'INFINITO ρ TENDE A ZERO

IL MAX SI TROVA FACILMENTE DERIVANDO E ANNULLANDO LA DERIVATA

VALGONO SEZIONE PER SEZIONE, CIOÈ FISSATA LA SEZIONE ≠ (NON LA SUA AREA)

QUESTO VALE PER IL FLUSSO UNIDIM. STAZIONARIO



VALE ~ 0,53/0,54 PER L'ARIA
QUINDI È ~ UNA PARABOLA

LA PORTATA SI ANNULLA SIA QUANDO p VALE ZERO ($\varepsilon = 0$), SIA QUANDO LA PRESSIONE STATICA È UGUALE ALLA PRESSIONE TOTALE ($\varepsilon = 1$). QUANDO $p = p^\circ$ NON C'È PORTATA PERCHÉ NON C'È CORRENTE ($c = 0$). QUANDO INVECE $p = 0$, ANCHE $\rho = 0$ ($p = \rho RT$) E QUINDI NON C'È PORTATA POICHÉ NON C'È DENSITÀ. IL MASSIMO NON SI TROVA FACENDO LA DERIVATA (È COMPLICATA). PER TROVARE $\left(\frac{p}{p^\circ}\right)_{cr}$ SI USA LA CORRISPONDENZA TRA p° e MACH (PAG. 18)

OVVIAMENTE, POICHÉ $f(M) = g\left(\frac{p}{p^\circ}\right)$ SI HA:

$$\dot m_{corretta\,max} = f(M_{cr}) = g\left[\left(\frac{p}{p^\circ}\right)_{cr}\right]$$

LE FORMULE RICAVATE PER LA PORTATA, CON I RELATIVI GRAFICI, SARANNO UTILI IN 2 CASI:

1. DATO UN FLUSSO CON CONDIZIONI AL CONTORNO FISSATE ⇒ LEGARE I VALORI DI UNA SEZIONE A QUELLI DI UN'ALTRA, TRATTANDO UN TUBO DI FLUSSO STAZIONARIO (O UNA CORRENTE LIBERA STAZIONARIA) ⇒ $\dot m = cost.$ E SI VUOLE CAPIRE COME DEV'ESSERE FATTO UN CONDOTTO SE SI VUOLE ACCELERARE IL FLUIDO O RALLENTARLO. QUINDI CALCOLARE IL MACH NOTA L'AREA O L'AREA NOTO IL MACH.

2. DATA UNA CERTA GEOMETRIA (UN UGELLO, UN CONDOTTO) ⇒ CALCOLARE LA PORTATA AL VARIARE DELLE CONDIZIONI AL CONTORNO. AD ESEMPIO DATA UNA PRESSIONE ALL'USCITA DI UN UGELLO, CALCOLARE LA PORTATA CHE PASSA.

UGELLI e DIFFUSORI
(NOZZLES)

UGELLO
CONDOTTO A PARETI FISSE (NEL TEMPO) A SEZIONE VARIABILE

NON SONO VERE E PROPRIE MACCHINE POICHÉ NON CI SONO ORGANI MOBILI

SI STUDIERÀ IL CASO DI FLUSSO STAZIONARIO UNIDIMENSIONALE

UGELLO o EFFUSORE $p\downarrow \quad c\uparrow$

DIFFUSORI $p\uparrow \quad c\downarrow$

SI STUDIERANNO SOLO DIFFUSORI SUBSONICI $\Rightarrow M<1 \Rightarrow A\uparrow$: I DIFFUSORI SUBSONICI SONO DIVERGENTI

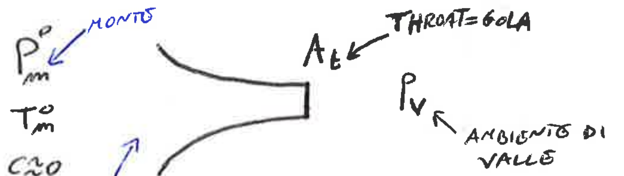
DIFFUSORI RALLENTANO LA CORRENTE
- PRESE D'ARIA
- A VALLE DI TUTTI I ROTORI DEI COMPRESSORI (GLI STATORI DEI COMPRESSORI SONO DEI DIFFUSORI)
- A VALLE DI ALCUNE TURBINE (SOPRATTUTTO DI ELICOTTERI)

UGELLI ACCELERANO LA CORRENTE
- SCARICO DI PROPULSORI A GETTO (CHE GENERANO SPINTA ACCELERANDO UNA CORRENTE)
- NELLE TURBINE (GLI STATORI DELLE TURBINE SONO DEGLI UGELLI)

UGELLO CONVERGENTE
(ADIABATICO REVERSIBILE)

→ CIOÈ ACCELERA ed È CONVERGENTE QUINDI SI PARTE NECESSARIAMENTE DA SUBSONICO

CALCOLARE LA PORTATA CHE PASSA NELL'UGELLO e TUTTE LE GRANDEZZE ALL'USCITA.



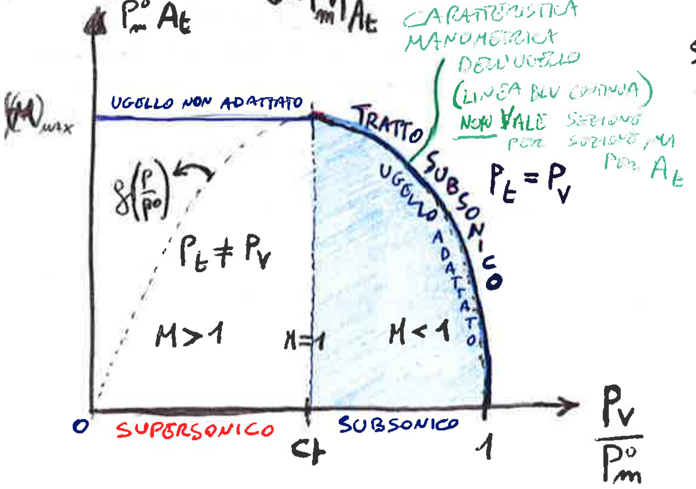
SI CONSIDERA UN UGELLO CON AREA DI MONTE INFINITA (UN SERBATOIO INFINITO) NON È NECESSARIO PERÒ; SI PUÒ ANCHE AVERE UN'AREA DI MONTE FINITA, MA SI AVRÀ UNA VELOCITÀ NON NULLA, AI FINI DELLA STAZIONARIETÀ (PORTATA COSTANTE)

ISENTROPICO $\Rightarrow T^o_t = T^o_m$ e $P^o_t = P^o_m$

SE P_t FOSSE UGUALE A P_m $\Rightarrow$ $\dot m$ = FORMULA CON (P^o_t, A_t, T^o_t, P_t) $= \dfrac{P^o_m A_t}{\sqrt{R T^o_m}} \sqrt{\dfrac{2\gamma}{\gamma-1}\left[\left(\dfrac{P_v}{P^o_m}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\dfrac{P_v}{P^o_m}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]}$

GRAZIE ALLE IPOTESI

$$\frac{\dot m \sqrt{R T^o_m}}{P^o_m A_t} = g\left(\frac{P_v}{P^o_m}\right)\Bigg|_{A_t}$$



SE NEL TRATTO SUBSONICO LA P_t FOSSE DIVERSA DALLA P_v => NASCEREBBE UN DISTURBO CHE LE FAREBBE DIVENTARE UGUALI. IL SEGNALE SI PROPAGA ALLA VELOCITÀ DEL SUONO.
SE LA GOLA DIVENTA CRITICA IL FLUSSO A MONTE VIENE "CONGELATO" CIOÈ NON SENTE PIÙ NULLA DI QUELLO CHE SUCCEDE A VALLE. QUINDI LA PORTATA RESTA QUELLA CRITICA.
SI PARLA DI FLUSSO ADATTATO QUANDO LA PRESSIONE DI USCITA È UGUALE ALLA PRESSIONE AMBIENTE.
NEL TRATTO A SINISTRA NON PUÒ ESSERCI ADATTAMENTO, PERCHÉ $P_t = P_v$ IMPLICHEREBBE MACH >1
QUINDI DENTRO L'UGELLO NON CAMBIA NULLA E LA PORTATA RESTA UGUALE A QUELLA CRITICA

LA FORMA DEL CONDOTTO INFLUENZA LA PORTATA MA NON SEMPRE C'È ADATTAMENTO
LA PORTATA CHE PASSA IN UN DATO CONDOTTO È SEMPRE DETTATA DALLA RELAZIONE TRA CIÒ CHE C'È A MONTE E CIÒ CHE C'È A VALLE DEL CONDOTTO, E DALLA FORMA DEL CONDOTTO. QUINDI IL COMPORTAMENTO DELL'UGELLO È DETTATO DAL RAPPORTO $\frac{P_v}{P^o_m}$ IN RELAZIONE AL RAPPORTO CRITICO.

CI SI PUÒ CHIEDERE, OLTRE A DETERMINARE LE GRANDEZZE IN USCITA, DI DETERMINARE LE GRANDEZZE IN UNA CERTA SEZIONE. SE SI CONOSCONO LE GRANDEZZE TOTALI SI POSSONO RICAVARE TUTTE LE GRANDEZZE
SI HANNO A DISPOSIZIONE VARIE EQUAZIONI. IN OGNI SEZIONE SI HA:

$$\frac{p^o}{p} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2}M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\frac{T^o}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2}M^2$$

SOSTITUENDO AL MACH T, T^o

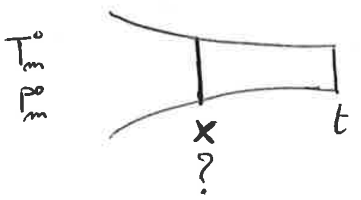
$$c = M\sqrt{\gamma R T} = \sqrt{2c_p(T^o - T)}$$

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{f(M_2)}{f(M_1)}$$

ESEMPIO TIPICO:

DATI p_t, T_t, c_t, M_t e p^o_m, T^o_m

QUANTO VALGONO p_x, T_x, c_x, M_x?



ESEMPIO

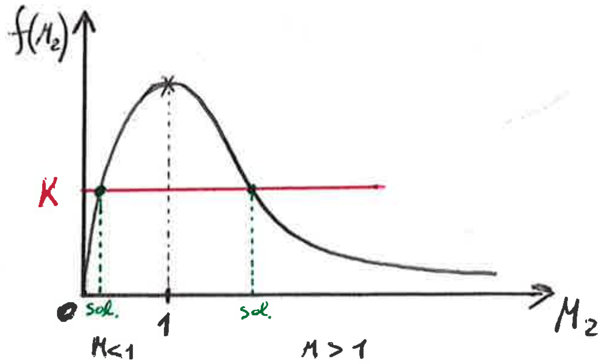
CONOSCO M_1, A_1, A_2 ⟹ VOGLIO M_2

SFRUTTO LA RELAZIONE: $A f(M) \underset{\text{STAZIONARIO}}{=} cost. = \dot{m}$ CIOÈ ⟶ $f(M_2) = \frac{A_1}{A_2} f(M_1)$

$$f(M_2) = \frac{\sqrt{\gamma}\,M_2}{\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M_2^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} = \frac{A_1}{A_2} f(M_1) = \underbrace{\frac{A_1}{A_2}\,\frac{\sqrt{\gamma}\,M_1}{\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M_1^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}}_{\text{CONOSCO TUTTO, SARÀ UN CERTO NUMERO } K} = K$$

$f(M_2) = k$ NON È ANALITICAMENTE RISOLUBILE, NON SI RIESCE AD ESPRIMERE L'INCOGNITA M_2, CIOÈ NON SI RIESCE AD AVERE UNA FORMULA RISOLUTIVA DEL TIPO $M_2 = h(K)$, DOVE h È UNA FUNZIONE. MA SI AVRÀ UNA FUNZIONE IN FUNZIONE DELL'INCOGNITA STESSA. TIPO $M_2 = h(K, M_2)$, QUINDI LA SOLUZIONE VA TROVATA PER VIA NUMERICA (CI SONO VARI METODI NUMERICI: ES. PER SOSTITUZIONE; METODO DELLE SECANTI...)
SOSTANZIALMENTE SI STA CHIEDENDO CHE LA $f(M_2)$ SIA UGUALE AD UN CERTO VALORE K

PER PRIMA COSA DISTINGUO IL CASO SUBSONICO DA QUELLO SUPERSONICO



M < 1

0) PRENDO UN M_2 A CASO
1) CALCOLO $f(M_2)$
2) SE
- $f(M_2) > K$ ⟹ PRENDI UN M_2 PIÙ PICCOLO E TORNA AL PUNTO 1
- $f(M_2) = K$ ⟹ FINE ALGORITMO, SOLUZ. TROVATA
- $f(M_2) < K$ ⟹ PRENDI UN M_2 PIÙ GRANDE E TORNA AL PUNTO 1

M > 1

0) PRENDO UN M_2 A CASO
1) CALCOLO $f(M_2)$
2) SE
- $f(M_2) > k$ ⟹ PRENDI M_2 PIÙ GRANDE E TORNA AL PUNTO 1
- $f(M_2) = k$ ⟹ FINE ALGORITMO, SOLUZ. TROVATA
- $f(M_2) < k$ ⟹ PRENDI M_2 PIÙ PICCOLO E TORNA AL PUNTO 1

CALCOLO DELLA PORTATA

SUPPONIAMO DI CONOSCERE $\left(\frac{P}{P^o}\right)_{lim}$

SE $\left(\frac{P_v}{P^o_m}\right) > \left(\frac{P}{P^o}\right)_{lim}$ $\Longrightarrow$ L'UGELLO È TUTTO SUBSONICO. QUINDI ADATTATO ($P_e = P_v$) E REVERSIBILE ($P^o_e = P^o_m$) $\Longrightarrow \dot{m} = \frac{P^o_{e=m} A_e}{\sqrt{R T^o_{e=m}}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}\left[\left(\frac{P_{e=v}}{P^o_{e=m}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{e=v}}{P^o_{e=m}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]}$

LA FORMULA USATA PER CALCOLARE $\dot{m}$ VALE SEZIONE PER SEZIONE QUINDI SI POTREBBE TEORICAMENTE USARE ANCHE IN CASO DI UGELLO NON REVERSIBILE OPPURE NON ADATTATO, PERÒ IN QUESTI CASI NON SI CONOSCE NÉ P_e ($\neq P_v$ SE NON ADATTATO), NÉ T^o_e ($\neq T^o_m$ SE IRREVERSIBILE). QUINDI PRATICAMENTE NON SI PUÒ USARE. NEL CASO SUBSONICO NON CI SONO QUESTI PROBLEMI

SE $\left(\frac{P_v}{P^o_m}\right) < \left(\frac{P}{P^o}\right)_{lim}$ $\Longrightarrow$ LA GOLA È CRITICA (E LA PORTATA ANCHE) $\Longrightarrow \dot{m} = \dot{m}_{cr} = \frac{P^o_m A_t}{\sqrt{R T^o_m}} f(1)$

NB: SE NON SI CONOSCE $\left(\frac{P}{P^o}\right)_{lim}$ LA PORTATA NON SI PUÒ CALCOLARE COSÌ (MA SI PUÒ USARE UN "TRUCCO" PAG. SEGUENTE)

CALCOLO DEL RAPPORTO LIMITE E DEL RAPPORTO DI ADATTAMENTO

IL PUNTO LIMITE ε_{lim} E IL PUNTO DI ADATTAMENTO ε_{ad} SONO GLI UNICI 2 PUNTI IN CUI LA PORTATA CRITICA (LINEA ORIZZONTALE) COINCIDE CON LA $g\left(\frac{P}{P^o}\right)$ TRATTEGGIATA. LA CARATTERISTICA MANOMETRICA (È IL COMPORTAMENTO REALE) CORRISPONDE AD AVERE UGELLO CRITICO; . QUINDI, OLTRE AI PUNTI PER $\varepsilon_{lim} < \varepsilon < 1$, I PUNTI ε_{lim}, ε_{ad} SONO GLI UNICI PUNTI IN CUI SI PUÒ USARE LA FORMULA NOTA PER CALCOLARE LA PORTATA. IN TUTTI GLI ALTRI PUNTI L'UGELLO O NON È ADATTATO O NON È ISENTROPICO, E QUINDI TALE FORMULA NON SI PUÒ USARE. INOLTRE I PUNTI ε_{lim} ed ε_{ad} SONO GLI UNICI DUE PUNTI IN CUI VALGONO LE 3 CONDIZIONI: 1) GOLA SONICA 2) REVERSIBILITÀ 3) ADATTAM.

QUINDI SCRIVO CHE LA PORTATA CHE AVREBBE UN FLUSSO REVERSIBILE ADATTATO È UGUALE ALLA PORTATA CRITICA

$$g\left(\frac{P}{P^o}\right) = \frac{\cancel{P^o_m} A_e}{\cancel{\sqrt{R T^o_m}}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}\left[\left(\frac{P}{P^o}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P}{P^o}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]} = \underbrace{\frac{\cancel{P^o_m} A_t}{\cancel{\sqrt{R T^o_m}}} f(1)}_{\text{PORTATA CRITICA}}$$

X X

INCOGNITA

$$X^{\frac{2}{\gamma}} - X^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} = \left[\frac{A_t}{A_e} f(1)\right]^2 \frac{\gamma-1}{2} = K$$

SI VEDE CHE LA X DIPENDE DA $\frac{A_t}{A_e}$, CIOÈ ε_{lim} ed ε_{ad} DIPENDONO DALLA FORMA DELL'UGELLO

SE $A_t = A_e \Longrightarrow P_{ad} = P_{lim} = P_{cr}$

$$X = \left(\frac{K}{1 - X^{\frac{\gamma-1}{2}}}\right)^{\frac{\gamma}{2}}$$

LA SOLUZIONE X È IN FUNZIONE DI X, CIÒ SI RISOLVE NUMERICAMENTE (PER ITERAZIONI): SI INSERISCONO VALORI DI X A CASO NELL'ESPRESSIONE FINO A QUANDO L'ESPRESSIONE NON DA COME RISULTATO X INSERITA, CHE RISULTA QUINDI SOLUZIONE.

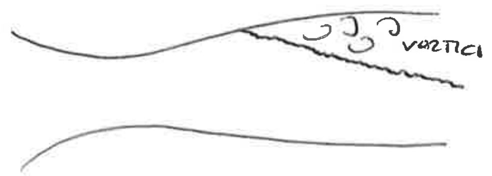
L'EQUAZIONE HA 2 SOLUZIONI (ε_{lim}, ε_{ad}). SE SI CERCA LA P_{lim} SI METTE UNA X PIÙ GRANDE (es. 0,8), SE SI CERCA LA P_{ad} SI METTE UNA X PIÙ PICCOLA (es. 0,1).

SI RICORDI CHE P_{lim} È <u>SEMPRE</u> MAGGIORE DELLA P_{cr} ($\sim 0{,}53$), E CHE LA P_{ad} È <u>SEMPRE</u> MINORE DI P_{cr}

OSSERVAZIONE

UN URTO OBLIQUO INTERNO COMPORTA:

1) ASIMMETRIA DELLA SPINTA
2) DISSIPAZIONE
3) VIBRAZIONI GENERATE DALL'OSCILLAZIONE DELL'ONDA D'URTO (PROBLEMI DI FATICA)



L'ONDA D'URTO È TIPICAMENTE UNA, PER QUESTO SI HA ASIMMETRIA.

PER QUESTO SI CERCA DI EVITARE DI LAVORARE TRA $\varepsilon_{ad} < \varepsilon < \varepsilon_{lim}$

OSSERVAZIONE

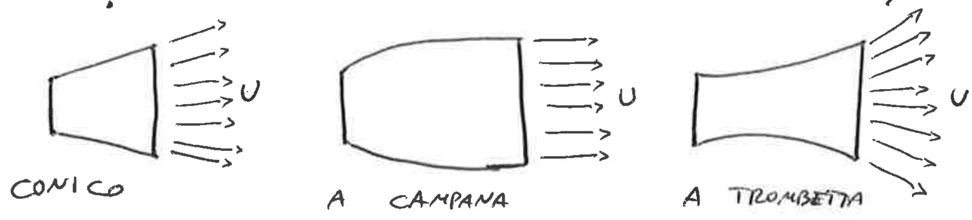
SI È TRASCURATA LA VISCOSITÀ, IN REALTÀ CI SONO DELLE PERDITE DI PRESSIONE TOTALE e T° A CAUSA DELLA VISCOSITÀ. SI RIPARA A CIÒ INTRODUCENDO DEI COEFFICIENTI CORRETTIVI.

NOTA: NEGLI UGELLI IL Re È SOLITAMENTE MOLTO GRANDE QUINDI È TUTTO TURBOLENTO. LE VELOCITÀ CONSIDERATE QUI SONO QUELLE MEDIE.

BERNOULLI NON SI PUÒ APPLICARE PERCHÉ SE SI LAVORA CON GAS LA ρ VARIA MOLTO. (SI POTREBBE APPLICARE SE SI LAVORASSE CON LIQUIDI, SEMPRE CON L'IPOTESI INVISCIDA).

OSSERVAZIONE

DATE LE SEZIONI DI GOLA E DI USCITA, COSA CAMBIA AL VARIARE DELLA FORMA? (ε_{lim} e ε_{ad} SONO FISSATI SOLO DA A_e/A_t)



PER AVERE SPINTA IN UNA DIREZIONE È NECESSARIO ESPELLERE GAS NELLA DIREZIONE MEDESIMA (MA VERSO OPPOSTO)

TUTTE LE COMPONENTI DI VELOCITÀ NON ALLINEATE ALLA DIREZIONE IN CUI SI VUOLE OTTENERE SPINTA SONO PERSE.

QUINDI SI CAPISCE CHE LA MASSIMA SPINTA A PARITÀ DI TUTTO IL RESTO È DATA DA UN PROFILO A CAMPANA. ANCHE SE QUELLO CONICO È IL PIÙ SEMPLICE DA REALIZZARE (MENO COSTOSO) e QUINDI IN ALCUNE APPLICAZIONI NON ESIGENTI PUÒ ESSERE UTILIZZATO.

26.2

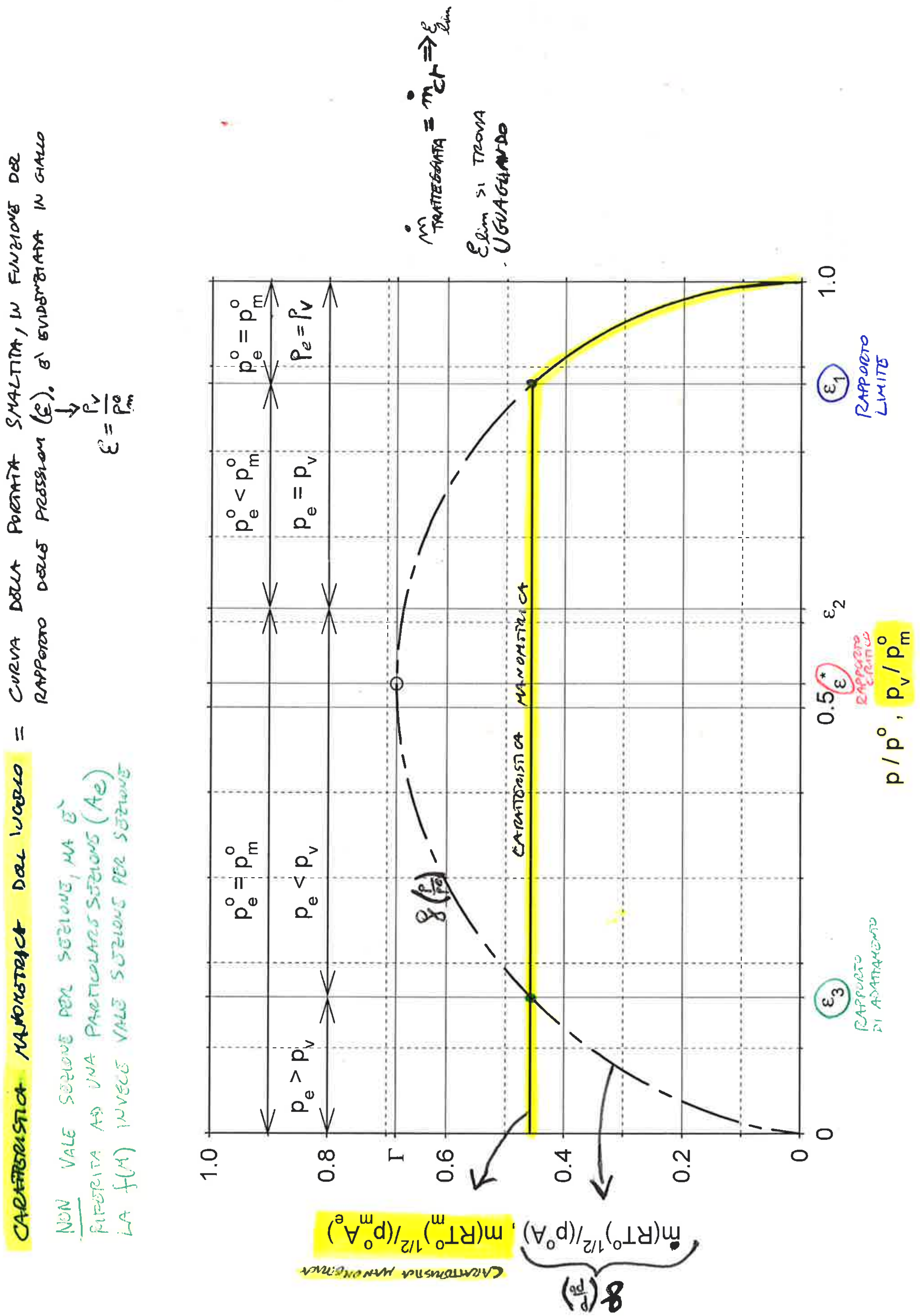


Figura 2: Ugello Con-Div adiabatico perfetto secondo il modello unidimensionale: caratteristica manometrica - $\mathcal{A}_e/\mathcal{A}_t = 1.5$, $\mathcal{A}_i/\mathcal{A}_t = 1.25$, $\gamma = 7/5$.

esempio, nell'applicazione frequentemente fatta della 2 o della corrispondente 4 al caso di ugelli adiabatici perfetti (si vuol dire che il flusso in essi non subisce dissipazioni causate da attrito interno), con assunzione della sezione di sbocco ($\mathcal{A} = \mathcal{A}_e$) nell'ambiente di valle come sezione in cui calcolare la portata, quelle equazioni risultano male interpretate e fraintese se vi si leggono per p e p^o non le pressioni che regnano nella sezione detta, ma rispettivamente la pressione statica nell'ambiente di valle, p_v, e la pressione totale nell'ambiente di monte, p^o_m[2].

Ora, le eguaglianze, $p_e = p_v$ e $p^o_e = p^o_m$, non sussistono sempre: ci sono situazioni in cui o l'una o l'altra viene a mancare, come il modello unidimensionale del flusso nell'ugello mette in luce (vedi figura 1). Occorre allora fare attenzione, e superare opportunamente la difficoltà.

Quelle situazioni si danno soltanto quando l'ugello è choked (SOFFOCATO), cioè quando, stando sempre al modello unidimensionale, nella gola (pedice t) del condotto si ha corrente sonica:

CONDIZIONE CRITICA
$$M_t = 1 \; ; \; \varepsilon_t = \varepsilon^*$$

Allora la portata smaltita dall'ugello è la massima smaltibile sotto le assegnate condizioni di monte, e conviene calcolarla, piuttosto che con riferimento alla sezione di sbocco, con riferimento proprio alla sezione di gola:

PORTATA MASSIMA
$$\dot{m}_{max} = \Gamma \, \frac{p^o_m \, \mathcal{A}_t}{\sqrt{\mathcal{R} \, T^o_m}} \tag{5}$$

Se l'ugello è soltanto convergente, la situazione di choking si avrà quando il rapporto di espansione a disposizione della corrente, p_v/p^o_m, è uguale o inferiore al rapporto critico: $p_v/p^o_m \leq \varepsilon^*$.

Se invece l'ugello presenta un divergente, il choking si ha già per un rapporto di espansione uguale o inferiore a un rapporto limite, $\varepsilon_{lim} > \varepsilon^*$ (ε_{lim} è indicato con ε_1 in figura 1), che dipende dall'entità della divergenza del condotto, cioè dal rapporto $\mathcal{A}_e/\mathcal{A}_t$, e che può venir valutato, p.es. facendo uso delle tabelle del flusso isentropico (leggere ε_{lim} nella tabella del flusso subsonico, in corrispondenza del rapporto di aree $\mathcal{A}^*/\mathcal{A} = \mathcal{A}_t/\mathcal{A}_e$)[3].

Altro equivoco e difficoltà di interpretazione possono aversi nella lettura della *caratteristica manometrica* dell'ugello (curva della portata smaltita in funzione del rapporto della pressione totale di monte sulla pressione dell'ambiente di valle[4], p^o_m/p_v, quando questa viene accompagnata dal diagramma della 2 o della corrispondente 4 (curva a tratti in figura 2), e si utilizza uno stesso simbolo nei due casi per indicare le pressioni. In figura 2, che riporta la caratteristica (curva a tratto solido) dell'ugello esaminato in figura 1, si ha avuto cura di ben distinguere quanto si riferisce alle due diverse curve.

---

[2] Si è indotti in questo errore specialmente quando, per esprimere la portata mediante la forma diretta $\dot{m} = \rho_e \, w_e \, \mathcal{A}_e$, si pensa di calcolare la velocità d'efflusso partendo dalle condizioni di monte, e, nello sviluppo dei calcoli, arbitrariamente si assume che l'evoluzione della corrente sia tutta isentropica, e che la pressione statica nella sezione di sbocco sia necessariamente uguale alla pressione di valle.

[3] Ad ogni modo, c'è un mezzo spiccio per riconoscere se l'ugello, che ha a disposizione un rapporto di espansione maggiore del rapporto critico, $\varepsilon > \varepsilon^*$ è choked (se inferiore,$\varepsilon < \varepsilon^*$, non c'è dubbio: certamente lo è): basta confrontare la portata calcolata con la 2, nella quale si sia inserito detto rapporto di espansione e si sia posto per l'area il valore $\mathcal{A}_e$, con la portata fornita dalla 5: se la prima portata risulta uguale o maggiore della seconda, allora ε è rispettivamente uguale o minore di ε_{lim}, e l'ugello è choked.

[4] Così per lo più; ma talora, come in figura 2, in funzione del suo reciproco.

FLUSSO COMPRESSIBILE ADIABATICO

($\gamma = 7/5$)

A^*/A = AREA CHE SI AVREBBE PER MACH = 1 / AREA CHE SI HA AL MACH A CUI SI È

CIOÈ $\frac{A^*}{A} = \frac{f(M)}{f(1)}$

SUBSONICO

SUPERSONICO

COSA SUCCEDE DOPO L'URTO

M_1	P_1 / P_{t1}	A^*/A	M_2	P_2 / P_1	P_{t2} / P_{t1}
.00	1.00000	.0000			
.05	.99825	.0863			
.10	.99303	.1718			
.15	.98441	.2557			
.20	.97250	.3374			
.25	.95745	.4162			
.30	.93947	.4914			
.35	.91877	.5624			
.40	.89561	.6289			
.45	.87027	.6903			
.50	.84302	.7464			
.55	.81417	.7968			
.60	.78400	.8416			
.65	.75283	.8806			
.70	.72093	.9138			
.75	.68857	.9412			
.80	.65602	.9632			
.85	.62351	.9798			
.90	.59126	.9912			
.95	.55946	.9979			
1.00	.52828	1.0000	1.000	1.000	1.0000
1.05	.49787	.9980	.953	1.120	.9999
1.10	.46835	.9921	.912	1.245	.9989
1.15	.43983	.9828	.875	1.376	.9967
1.20	.41238	.9705	.842	1.513	.9928
1.25	.38606	.9553	.813	1.656	.9871
1.30	.36091	.9378	.786	1.805	.9794
1.35	.33697	.9182	.762	1.960	.9697
1.40	.31424	.8969	.740	2.120	.9582
1.45	.29272	.8742	.720	2.286	.9448
1.50	.27240	.8502	.701	2.458	.9298
1.55	.25326	.8254	.684	2.636	.9132
1.60	.23527	.7998	.668	2.820	.8952
1.65	.21839	.7739	.654	3.010	.8760
1.70	.20259	.7476	.641	3.205	.8557
1.75	.18782	.7212	.628	3.406	.8346
1.80	.17404	.6949	.617	3.613	.8127
1.85	.16120	.6688	.606	3.826	.7902
1.90	.14924	.6430	.596	4.045	.7674
1.95	.13813	.6175	.586	4.270	.7442
2.00	.12780	.5926	.577	4.500	.7209
2.05	.11823	.5682	.569	4.736	.6975
2.10	.10935	.5444	.561	4.978	.6742
2.15	.10113	.5212	.554	5.226	.6511
2.20	.09352	.4988	.547	5.480	.6281
2.25	.08648	.4770	.541	5.740	.6055
2.30	.07997	.4560	.534	6.005	.5833
2.35	.07396	.4357	.529	6.276	.5615
2.40	.06840	.4161	.523	6.553	.5401
2.45	.06327	.3973	.518	6.836	.5193
2.50	.05853	.3793	.513	7.125	.4990
2.55	.05415	.3619	.508	7.420	.4793
2.60	.05012	.3453	.504	7.720	.4601
2.65	.04639	.3294	.500	8.026	.4416
2.70	.04295	.3142	.496	8.338	.4236
2.75	.03978	.2996	.492	8.656	.4062
2.80	.03685	.2857	.488	8.980	.3895
2.85	.03415	.2724	.485	9.310	.3733
2.90	.03165	.2598	.481	9.645	.3577
2.95	.02935	.2477	.478	9.986	.3428
3.00	.02722	.2362	.475	10.333	.3283

DOPO L'URTO LA PRESSIONE SALE (MA LA PRESSIONE TOTALE SCENDE A CAUSA DELLE DISSIPAZIONI) →

PIÙ È ALTO IL MACH A CUI AVVIENE L'URTO, TANTO PIÙ LA PRESSIONE TOTALE SCENDE POICHÉ C'È STATA DISSIPAZIONE

UGELLI E DIFFUSORI

ESERCIZIO 1

UGELLO CONVERGENTE

DATI

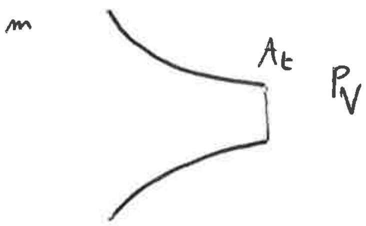
$A_t = 20\,cm^2$ (DIAMETRO = 2,85 cm)

$R = 287 \frac{J}{Kg\,K}$

$\gamma = 1{,}4$

$T_m^o = 500\,K$

$P_m^o = 3\,BAR$



SI CONOSCONO LE GRANDEZZE DI MONTE, SI CONOSCE LA GEOMETRIA DELL'UGELLO, E SI VUOLE CALCOLARE LA PORTATA. (PROBLEMA DIRETTO)

1) DETERMINO IL RAPPORTO CRITICO

$$\left(\frac{P}{P^o}\right)_{cr} = \frac{1}{\left(1+\frac{\gamma-1}{2}\cancel{M}^2_1\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 0{,}5283$$

(PER L'ARIA È SEMPRE QUESTO)

2) PER STABILIRE SE L'UGELLO È CRITICO CONFRONTO IL RAPPORTO CRITICO CON $\frac{P_V}{P_m^o}$

$$\left(\frac{P_V}{P_m^o}\right) \overset{>}{\underset{<}{?}} \left(\frac{P}{P_m^o}\right)_{cr} \qquad P_V = 2 \qquad \frac{2}{3} > 0{,}5283 \Rightarrow \text{NON CRITICO}$$

(È SUBSONICO)

$\Rightarrow P_t = P_V$ È ADATTATO

$\Rightarrow$ È ISENTROPICO (NON CI SONO URTI)

$P_t^o = P_m^o$ e $T_t^o = T_m^o$

ISENTROPICO ADIABATICO

3) CALCOLO LA PORTATA

$$\dot{m} = \frac{P^o_{t=m} A_t}{\sqrt{R T^o_{t=m}}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}\left[\left(\frac{P_{t=v}}{P^o_{t=m}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_V}{P^o_m}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]} = 1{,}037 \frac{Kg}{s}$$

10:00 – 12:00

$P^o = P\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$

$$M_t = \sqrt{\left(\frac{2}{\gamma-1}\right)\left[\left(\frac{P_t^o}{P_t}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]} = 0{,}7837$$

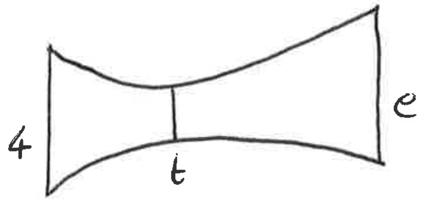
$$T_t = \frac{T^o_{t=m}}{1+\frac{\gamma-1}{2}M_t^2} = 445\,K$$

(SI È SCESI DA 227 °C A 172 °C, $\Delta T \cong 55$ °C)

$$c_t = M_t\sqrt{\gamma R T_t} = 331\, m/s$$

SI PUÒ FARE UNA VERIFICA $\dot{m} = \rho_t c_t A_t = \frac{P_t}{R T_t} c_t A_t = 1{,}037 \frac{Kg}{s}$

ESERCIZIO 2 — UGELLI e DIFFUSORI



1 BAR
P_v

DATI:

$T_4 = 884\ K$

$P_4 = 4,7\ BAR$

$C_4 = 178,8\ \frac{m}{s}$

$A_t = 300\ cm^2$ ($\phi = 19,5\ cm$)

DATA L'ESPANSIONE CHE SI VUOLE OTTENERE, CALCOLARE LA GEOMETRIA DELL'UGELLO

SCRIVO UN BILANCIO DI PORTATA TRA IL PUNTO 4 E IL PUNTO t

L'UGELLO è CRITICO?

CALCOLO GRANDEZZE TOTALI

$$T_4^o = T_4 + \frac{C_4^2}{2c_p} = 900\ K$$

$$P_4^o = P_4 \left(\frac{T_4^o}{T_4}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 5\ BAR$$

$$M_4 = \frac{C_4}{\sqrt{\gamma R T_4}} = 0,3$$

T_4^o SI POTEVA CALCOLARE ANCHE COME $T_4^o = T_4\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_4^2\right)$

$$\frac{P_v}{P_4^o} = \frac{1}{5} < \left(\frac{P}{P^o}\right)_{cr} = 0,5283 \Rightarrow \text{UGELLO CRITICO} \Rightarrow M_t = 1$$

$$\Rightarrow \dot m = \dot m_{cr} = \frac{A_t P^o_{t=4}}{\sqrt{R T^o_{t=4}}} \frac{\sqrt{\gamma} \cdot 1}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} 1^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} = 20,21\ \frac{kg}{s}$$

LA CALCOLO IN OGNI

SE NON FOSSE STATO CRITICO L'ESERCIZIO NON SI POTEVA RISOLVERE, POICHÈ NON SI HANNO ABBASTANZA DATI.

BILANCIO $\dot m_4 = \dot m_t$

NEL CONVERGENTE è ISENTROPICO

$$\frac{P_4^o A_4}{\sqrt{R T_4^o}} f(M_4) = \frac{P^o_{t=4} A_t}{\sqrt{R T^o_{t=4}}} f(1)$$

$$\frac{A_4}{A_t} = \frac{f(1)}{f(M_4)} \Rightarrow A_4 = \frac{A_t}{f(M_4)/f(1)} = \frac{A_t}{0,4914} = 610,5\ cm^2$$

$$f(M_4) = \frac{\sqrt{\gamma} M_4}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_4^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}$$

($\phi_4 = 27,9\ cm$)

CALCOLO A_e PER AVERE UGELLO ADATTATO

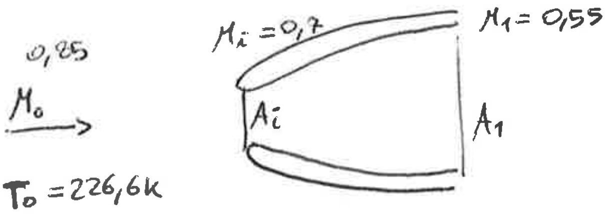
$P_e = P_v$

TUTTO ISENTROPICO $\rightarrow P_e^o = P_4^o$

$$M_e = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1}\left[\left(\frac{P^o_{e=4}}{P_{e=v}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]} = 1,709$$

$$T_e = \frac{T^o_{e=4}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_e^2} = 568,13\ K$$

ESERCIZIO 3 — UGELLI e DIFFUSORI — ESERCITAZIONE 2



$T_0 = 226,6K$

$P_0 = 0,3005 BAR$

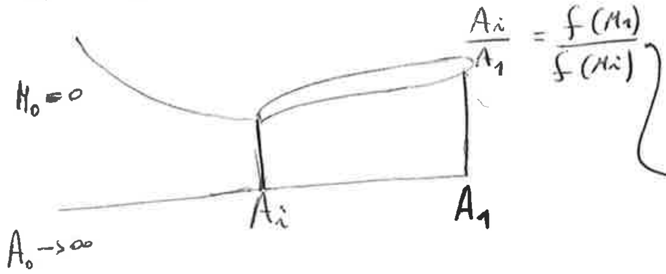
$$T_0^\circ = T_0\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_0^2\right) = 261,6 K$$

$$P_0^\circ = P_0\left(1 \quad\quad\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 0,4819 \text{ BAR}$$

$$100 \frac{kg}{s} = \dot{m} = \frac{P^\circ A}{\sqrt{RT^\circ}} f(M) \quad \begin{cases} A_i = 0,909 \ m^2 \\ A_1 = 1,042 \ m^2 \end{cases}$$

IL FLUIDO SI COMPRIME E RALLENTA, IN PARTE DENTRO LA PRESA, MA IN PARTE ANCHE FUORI.

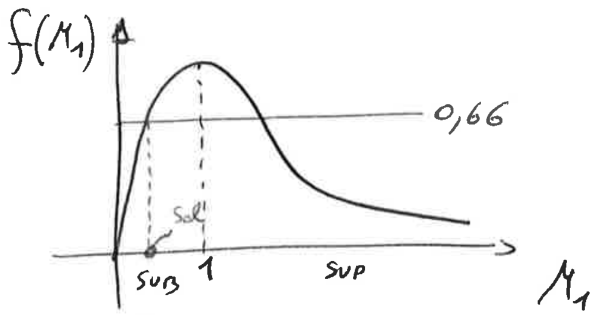
AL DECOLLO IL FLUIDO INIZIALMENTE FERMO, E VIENE RICHIAMATO DAL MOTORE



$$\frac{A_i}{A_1} = \frac{f(M_1)}{f(M_i)}$$

BISOGNA VERIFICARE CHE IL M_1 CHE SI CHIEDE AL DECOLLO SIA GESTIBILE DALLA PRESA.

$$f(M_i) = \frac{A_1}{A_i} f(M_1) = \frac{A_1}{A_i} \frac{\sqrt{\gamma} M_1}{\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M_1^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} = \boxed{0,66} = K$$



SONO IN SUBSONICO

$f(M_i) = 0,66$

$$\frac{\sqrt{\gamma} M}{\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} = 0,66$$

SI RISOLVE NUMERICAMENTE

SI TROVA $M_i = 0,8$ (e' < 1 QUINDI VA BENE)

M_1	$f(M_1)$
0,8	0,6595 $\simeq$ 0,66

$\Rightarrow$ 0,8 VA BENE

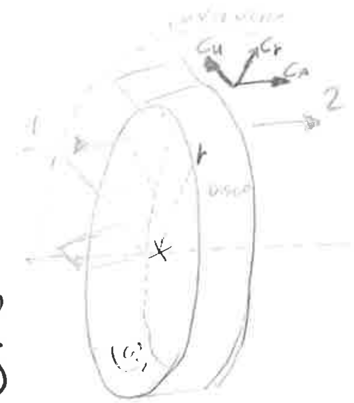
LAVORO IN TURBOMACCHINE

TUTTE LE FORMULE RICAVATE IN PRECEDENZA (DEL LAVORO) DESCRIVONO GLI EFFETTI DEL LAVORO (DI QUANTO È AUMENTATA LA TEMPERATURA, P...) MA NON DI COME FORNIRE QUESTO LAVORO.
SE SI VUOLE TRASFERIRE IL LAVORO CON DELLE PALETTE, COME DEVONO ESSERE FATTE?
BISOGNA QUINDI TROVARE DELLE ALTRE ESPRESSIONI DEL LAVORO.
LE TURBOMACCHINE SONO MACCHINE DINAMICHE, CIOÈ TRASFERISCONO LAVORO CAMBIANDO LA VELOCITÀ DEL FLUIDO.

TEOREMA DEL MOMENTO DELLA QUANTITÀ DI MOTO

$$M = \frac{dL}{dt}$$ LA VARIAZIONE DEL MOMENTO ANGOLARE È DOVUTA AL MOMENTO APPLICATO

LO TRATTIAMO DA UN PUNTO DI VISTA EULERIANO
VOLUME DI CONTROLLO;
CORRENTE CHE ENTRA CON UN CERTO MOMENTO ANGOLARE ED ESCE CON UN MOMENTO ANGOLARE DIVERSO, IL DISCO PUÒ ESSERE SIA FISSO CHE ROTANTE



C: VELOCITÀ FLUIDO $\left\{ C_r \text{ RADIALE} \quad C_A \text{ ASSIALE} \quad C_u \text{ TANGENZIALE} \right\}$

HP: { - FLUSSO STAZIONARIO
- FLUSSO UNIFORME

$$\Rightarrow \quad C = \dot{m}\left(r_2 C_{u_2} - r_1 C_{u_1}\right)$$

COPPIA APPLICATA AL FLUSSO

$$C = \frac{dL}{dt}$$

VALE SIA PER LE PALETTATURE FISSE CHE PER QUELLE MOBILI. ES PALETTE FISSE POSSONO FORMARE (ANNULLARE LA ROTAZIONE) DI UN FLUIDO CHE ARRIVA E RUOTA.

PER TROVARE L'ESPRESSIONE DEL LAVORO SI FA RIFERIMENTO AD UNA PALETTATURA ROTANTE. SI TRASCURA LA COPPIA APPLICATA DAL CASE ESTERNO (PER ATTRITO)

HP: { C'È UNA SOLA PALETTATURA
LA COPPIA VIENE TRASMESSA AL FLUIDO SOLO DALLA PALETTATURA (NON SI COMMETTE UN GRANDE ERRORE TRASCURANDO L'ATTRITO)

SOTTO QUESTE IPOTESI SI HA CHE LA POTENZA FORNITA AL FLUIDO DAGLI ORGANI MOBILI È:
DOVE ω È LA VELOCITÀ ANGOLARE ~~.....~~ DELLA PALETTATURA.

$$[W] \quad P_i = C\omega = \dot{m}\left(\omega r_1 C_{u_2} - \omega r_1 C_{u_1}\right) = \dot{m}\left(U_2 C_{u_2} - U_1 C_{u_1}\right) = \dot{m} L_i \; \left[\frac{J}{kg}\right]$$

VELOCITÀ DI TRASCINAMENTO VELOCITÀ DI UN PUNTO DEL DISCO (PALETTATURA)

VELOCITÀ DEL FLUIDO ALL'USCITA (TANGENZIALE)

LAVORO TRASFERITO AL FLUIDO PER UNITÀ DI MASSA

LAVORO TRASFERITO AL FLUIDO PER UNITÀ DI MASSA $\frac{J}{kg}$

$$\boxed{L_i = U_2 C_{u_2} - U_1 C_{u_1}}$$

1 INGRESSO ROTORE
2 USCITA ROTORE

$L_i > 0 \longrightarrow$ COMPRESSORE (DO LAVORO AL FLUIDO)

$L_i < 0 \longrightarrow$ TURBINA (IL FLUIDO MI DÀ LAVORO)

CAMBIARE C_u E CAMBIARE U SONO 2 MODI DIVERSI DI FARE LAVORO SUL FLUSSO. CAMBIARE C_u È ESSENZIALMENTE LA SPINTA CHE LA PALETTA FORNISCE. CAMBIANDO U SONO LE FORZE CENTRIFUGHE CHE LAVORANO (STA CAMBIANDO IL RAGGIO). LE FORZE CENTRIFUGHE TRASFORMANO ENERGIA POTENZIALE CENTRIFUGA IN LAVORO.

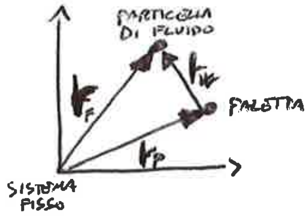
SE AD ESEMPIO SI VUOLE COMPIERE LAVORO POSITIVO SUL FLUIDO (COMPRESSORE), È POSSIBILE FARLO O AUMENTANDO LA SUA VELOCITÀ TANGENZIALE C_u, CIOÈ SPINGENDO NELLA DIREZIONE IN CUI STA RUOTANDO E/O AUMENTARE LA VELOCITÀ DELLA PALETTATURA.

LEZIONE 6

DALLA FORMULA $L_i = U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}$ VOGLIO RICAVARE UN'ALTRA FORMULA DEL LAVORO IN FUNZIONE DELLE VELOCITÀ

$$\boxed{\overline{C} = \overline{W} + \overline{U}}$$

$\overline{C}$ VELOCITÀ ASSOLUTA; $\overline{W}$ VELOCITÀ RELATIVA (ALLA PALETTA); $\overline{U}$ VELOCITÀ DELLA PALETTA



POSIZIONE DELLA PARTICELLA RELATIVA ALLA PALETTA $\vec{r}_W = \vec{r}_F - \vec{r}_P$

$$\vec{r}_W + \vec{r}_P = \vec{r}_F$$

$$\vec{v}_F = \frac{d\vec{r}_F}{dt} = \frac{d\vec{r}_W}{dt} + \frac{d\vec{r}_P}{dt} =$$

$$\vec{v}_F = \vec{v}_W + \vec{v}_P$$

1° PRINCIPIO APPLICATO AL FLUIDO NEL ROTORE TRA 1 e 2 (GAS ⟹ PESO TRASCURABILE) (SISTEMA RIF. FISSO)

$$L_i + \cancel{Q_e}^{\to 0} = c_p(T_2 - T_1) + \underbrace{\frac{C_2^2 - C_1^2}{2}}_{(\Delta E_c)} + \cancel{\Delta E_{grav}}^{\to 0}$$

IN UN RIFERIMENTO ROTANTE SI HA INVECE

$$\cancel{L_i}^{\to 0} + \cancel{Q_e}^{\to 0} = c_p(T_2 - T_1) + \underbrace{\frac{W_2^2 - W_1^2}{2}}_{(\Delta E_c)} - \underbrace{\frac{U_2^2 - U_1^2}{2}}_{\text{CONTRIBUTO FORZE CENTRIFUGHE } (\Delta E_{cf})}$$

IL LAVORO DIPENDE DAL SISTEMA DI RIF.

POICHÉ LA PALETTA RISULTA FISSA E QUINDI NON COMPIE LAVORO

$$\boxed{L_i = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2}}$$

DA QUESTA FORMULA SI NOTA CHE SE SI VUOLE REALIZZARE UN COMPRESSORE ($L_i > 0$) SI DEVE CERCARE DI AUMENTARE LA VELOCITÀ ASSOLUTA, DIMINUIRE QUELLA RELATIVA E REALIZZARE UNA MACCHINA CENTRIFUGA. SE INVECE SI VUOLE FARE UNA TURBINA ($L_i < 0$), IL FLUIDO DEVE ESSERE RALLENTATO (ASSOLUTAMENTE) MA ACCELERATO RELATIVAMENTE E CONVIENE FARE UNA MACCHINA CENTRIP.

MACCHINE
- ASSIALI: IL RAGGIO RESTA ~ COSTANTE. SONO USATE PER TRATTARE $\dot{m}$ GRANDI (> 5 kg/s)
- CENTRIFUGHE (RADIALI): IL RAGGIO VARIA (AUMENTA). CONSENTONO DI OTTENERE LAVORO CON UN NUMERO MINORE DI STADI, USATI PER $\dot{m}$ PICCOLE (MACCHINE PICCOLE, ANCHE ELICOTTERI)
- CENTRIPETE (RADIALI): IL RAGGIO DIMINUISCE. USATI ESEMPIO NEI GRUPPI DI SOVRALIMENTAZIONE DEI MOTORI AUTOMOBILISTICI (TURBINE A GAS DI SCARICO)

IN CAMPO INDUSTRIALE SI USANO TURBINE CENTRIFUGHE PER PROBLEMI DI SMALTIMENTO DELLA PORTATA, SONO TURBINE A VAPORE QUINDI IL VOLUME SPECIFICO ALL'USCITA È ELEVATO E NON SI RIESCE A FAR PASSARE UNA GRANDE PORTATA IN UNO SPAZIO RISTRETTO (ES. TURBINA ASSIALE)

A PARITÀ DI PORTATA (INDIVIDUATA ANCHE DALLA SEZIONE DI INGRESSO) LE MACCHINE CENTRIFUGHE ($r_2 > r_1$) SONO MOLTO PIÙ INGOMBRANTI DELLE MACCHINE ASSIALI, E A MAGGIOR RAGIONE DI QUELLE CENTRIPETE ($r_2 < r_1$)

PERCIÒ SI USANO MACCHINE ASSIALI PER PORTATE GRANDI; USANDO MACCHINE CENTRIFUGHE SI AVREBBE UN INGOMBRO ELEVATO

IN CAMPO AERONAUTICO SI UTILIZZANO COMPRESSORI SIA CENTRIFUGHI CHE ASSIALI, MENTRE PER LE TURBINE SI UTILIZZANO SOLO QUELLE ASSIALI

PER PORTATE PICCOLE PERÒ, I COMPRESSORI ASSIALI SONO POCO EFFICIENTI, CIÒ A CAUSA DEL FATTO CHE LE PALETTE DEGLI ULTIMI STADI SONO MOLTO PICCOLE (CORTE) E QUINDI LO STRATO LIMITE SULLE PARETI È IN PROPORZIONE ABBASTANZA GRANDE DA NON ESSERE PIÙ TRASCURABILE, POICHÉ DISTURBA MOLTO IL FLUSSO "PULITO".

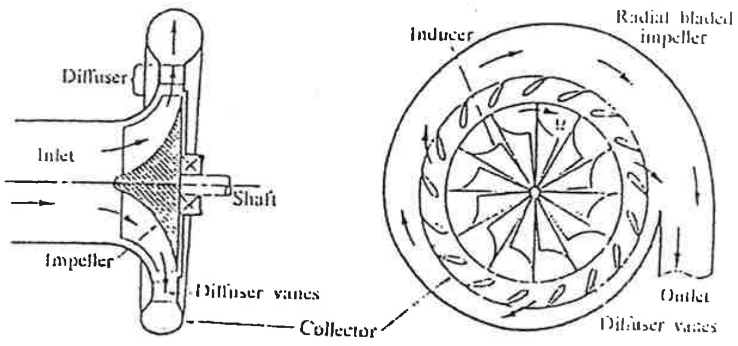


FIG. 9-1. Typical centrifugal compressor.

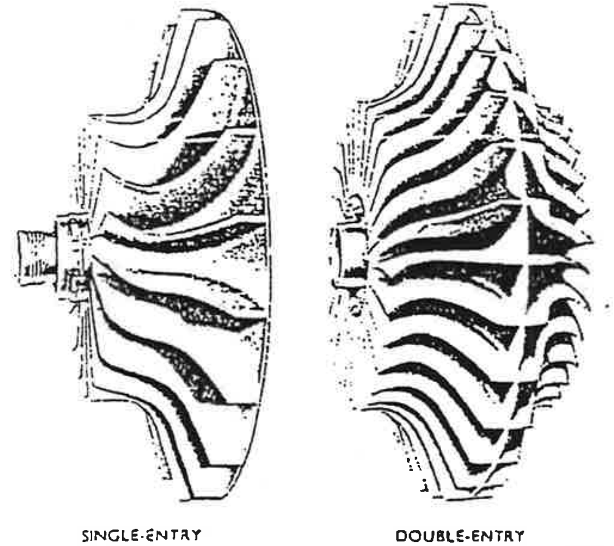
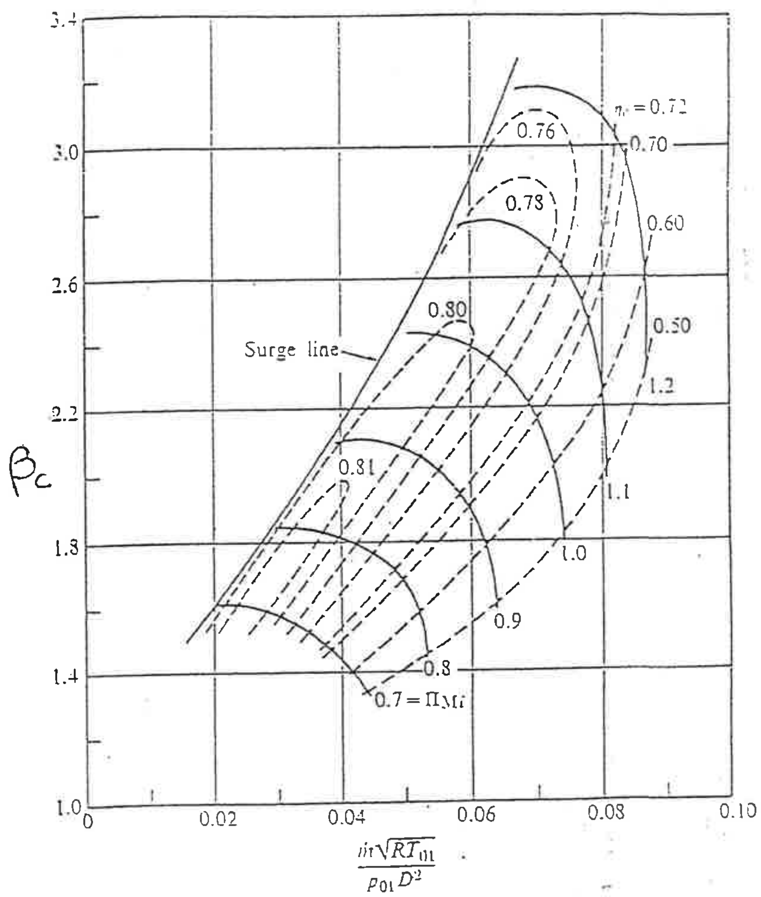


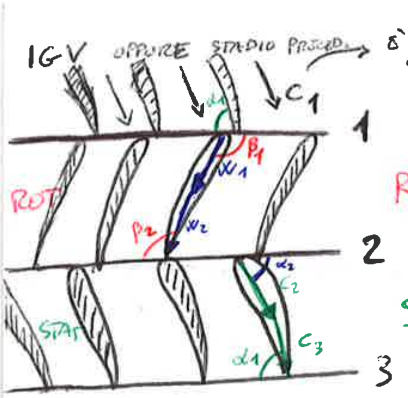
Figure 3-5 Typical impellers for centrifugal compressors



IG. 9-11. Typical centrifugal compressor characteristics. (Courtesy M.I.T. Gas bine Laboratory.)

$$\Pi_{M_i} = \frac{u''}{\sqrt{\gamma R T_{01}}} = \frac{\pi}{\sqrt{\gamma}} \frac{n D}{\sqrt{R T_{01}}}$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 53 di 166



È PARALLELA AL BORDO DI FUGA DELLO STADIO PRECEDENTE, È BENE CHE C_1 ABBIA UN CERTO ANGOLO PERCHÉ DIPENDE DALLE CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO

IL BORDO DI ATTACCO DOVRÀ ESSERE // ALLA W_1

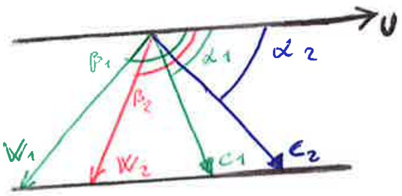
ROT IL BORDO DI FUGA È SEMPRE // ALLA W_2

IL BORDO DI ATTACCO DOVRÀ ESSERE // ALLA C_2

STAT IL BORDO DI FUGA È SEMPRE // ALLA C_3

PER OGNI TIPO DI PALETTATURA BISOGNA USARE IL PROPRIO SISTEMA DI RIFERIMENTO, QUELLO CHE CONTA È CHE SIANO RISPETTATI I 2 CRITERI, APPLICATI ALLA VELOCITÀ RELATIVA ALLA PALETTA (NOTA LA VELOCITÀ DEL FLUSSO RELATIVA ALLO STATORE È = ALLA C)

SE UN TRIANGOLO VA BENE PER UNO STADIO ⟹ VA BENE PER TUTTI E QUINDI SI FA IDENTICO



C'È L'ANGOLO DELLA PALETTA E L'ANGOLO DELLA VELOCITÀ
QUELLO DELLA PALETTA È UN ANGOLO COSTRUTTIVO (FISSO)
QUELLO DELLA VELOCITÀ DIPENDE DALLE CONDIZIONI DI FUNZIONAM.

α_2 e β_1 NON SONO COSTRUTTIVI → DIPENDONO DALLE CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO

α_1 e β_2 SONO COSTRUTTIVI → SONO GLI ANGOLI CHE I BORDI DI USCITA DELLE PALETTE FORMANO CON LA DIREZIONE TANGENZIALE.

SI VUOLE ORA SCRIVERE IL LAVORO L_i IN FUNZIONE DEGLI ANGOLI COSTRUTTIVI CIOÈ CHE SI CONOSCE È U e Ca.

$$C_{u1} = C_1 \cos \alpha_1$$

$$C_a = C_1 \sin \alpha_1$$

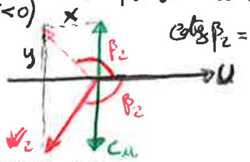
$$\boxed{C_{u_1} = C_a \operatorname{ctg} \alpha_1}$$

$$C_{u_2} = W_{u_2} + U$$

W_{u_2}: COMPONENTE DI W LUNGO U ($\ell^- < 0$)

NON SI PUÒ SCRIVERE C_{u_2} IN FUNZIONE DI α_2 PERCHÉ NON È UN ANGOLO COSTRUTTIVO, SE CAMBIANO LE CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO α_2 CAMBIA.

$$\boxed{W_{u_2} = C_a \operatorname{ctg} \beta_2}$$



$$\operatorname{ctg} \beta_2 = \frac{x}{y} = \frac{W_{u2}}{C_{u2}}$$

$= W_a$ (LE COMPONENTI ASSIALI SONO UGUALI, COSÌ COME QUELLE RADIALI)

Def. $\varphi = \dfrac{C_a}{U}$ coeff. DI PORTATA

$\psi = \dfrac{L_c}{U^2/2}$ coeff. DI PRESSIONE

$$L_c(\alpha_1, \beta_2) = U\left(U + C_a\left(-\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \beta_2\right)\right) =$$
$$= U^2\left(1 - \frac{C_a}{U}\left(\operatorname{ctg} \alpha_1 - \operatorname{ctg} \beta_2\right)\right)$$

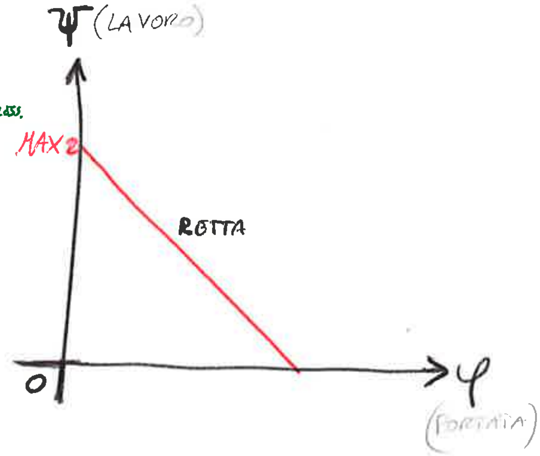
NOTA

IL VANTAGGIO DI USARE I COEFF. ADIMENSIONALI SI HA PERCHÉ SI PUÒ APPLICARE IL CONCETTO DI SIMILITUDINE 2 COMPRESSORI CON TRIANGOLI DI VELOCITÀ SIMILI HANNO PER DEFINIZIONE LO STESSO φ (RAPPORTO TRA VELOCITÀ) INOLTRE HANNO GLI STESSI ANGOLI COSTRUTTIVI, E QUINDI DALLA FORMULA DEL $\psi(\varphi, \alpha_1, \beta_2)$ SI VEDE CHE ANCHE IL COEFF ψ È LO STESSO.

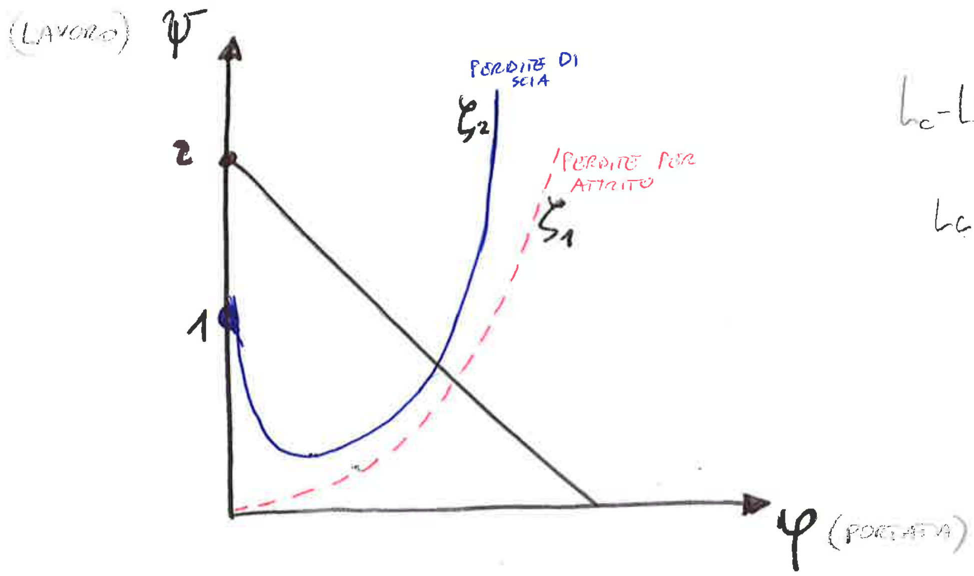
QUESTO È IL LAVORO FATTO (PAGATO), POI PARTE DI QUESTO LAVORO ANDRÀ PERSO (PERDITE), E SOLO LA RESTANTE PARTE SARÀ EFFETTIVAMENTE LAVORO UTILE ALLA COMPRESS.

SOSTITUENDO SI OTTIENE IL LAVORO IN FUNZIONE DELLA PORTATA

$$\psi = 2\left[1 - \varphi\left(\underbrace{\underbrace{\operatorname{ctg} \alpha_1}_{\text{POSITIVO PERCHÉ } \alpha_1 < 90^\circ} - \underbrace{\operatorname{ctg} \beta_2}_{\text{NEGATIVO PERCHÉ } \beta_2 > 90^\circ}}_{\text{POSITIVO}}\right)\right]$$



31

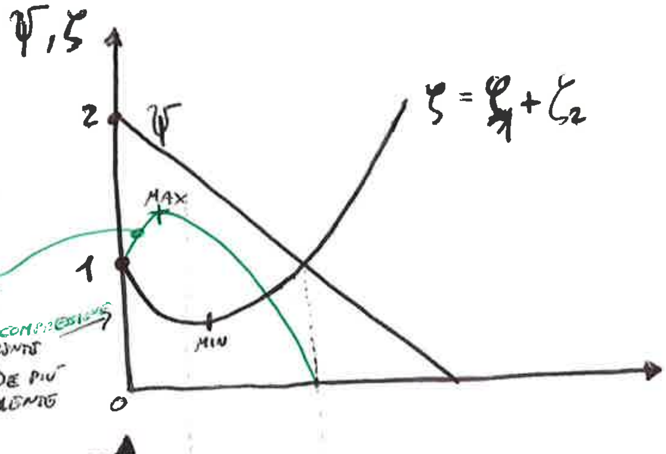


$$L_c - L_w = \int v\,dp + \Delta E_{cgef}$$

$$L_c = \int v\,dp + \Delta E_{cgef} + L_w$$

ΔS

S



IL MAX SI HA PER $\psi'(\varphi) = \zeta'(\varphi)$

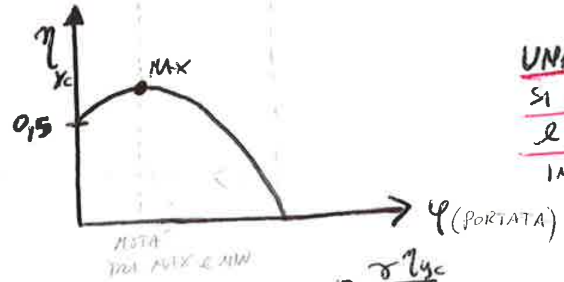
$\psi - \zeta \simeq L_c - L_w$ LAVORO − PERDITE
E' IL LAVORO UTILE ALLA COMPRESSIONE

INIZIALMENTE ζ SCENDE PIU' RAPIDAMENTE DI ψ

$$\eta_{y_c} = \frac{L_c - L_w}{L_c} = \frac{\psi - \zeta}{\psi} = 1 - \frac{\zeta}{\psi}$$

SE $\varphi = 0 \Rightarrow \zeta = 1$ e ANCHE $\psi - \zeta = 1$. CIO' SI PUO' SPIEGARE DICENDO CHE SE $\varphi = 0$ IL COMPRESSORE FA GIRARE ARIA SENZA PERO' EFFETTO UTILE; CIOE' SENZA FARLA PASSARE FORNISCE ENERGIA AL FLUIDO INIZIALMENTE FERMO CONFERENDOGLI L'ENERGIA $\frac{U^2}{2}$, CIOE' IL FLUIDO HA VELOCITA' $\underline{c_1} = 0$ e $\underline{c_2} = \underline{U}$

L'ENERGIA $\frac{U^2}{2}$ FORNITA VIENE PERSA PERCHE' IL FLUIDO E' ACCELERATO MA NON ESCE QUINDI $L_w = \frac{U^2}{2} \Rightarrow \zeta = \frac{L_w}{\frac{U^2}{2}} = 1$



UNA VOLTA FISSATO IL VALORE DI φ SI E' FISSATO IL RENDIMENTO e IL LAVORO UTILE.

INOLTRE SI E' QUASI FISSATO β_c

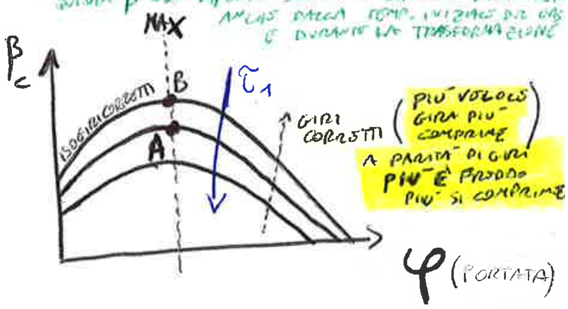
NOTA

LA TEMPERATURA HA INFLUENZA SUGLI EFFETTI DEL LAVORO, I COMPRESSORI SONO MACCHINE TERMICHE. COMPRIMENDO UN GAS, LO SI SCALDA QUINDI β NON DIPENDE SOLO DAL LAVORO FATTO MA ANCHE DALLA TEMP. INIZIALE DEL GAS E DURANTE LA TRASFORMAZIONE

$$\beta_c = \left[1 + \frac{(L_c - L_w)/(U^2/2)}{\eta_{y_c} c_p T_1^0/(U^2/2)}\right]^{\frac{\gamma \eta_{y_c}}{\gamma - 1}}$$

$$\beta_c = \left(1 + \frac{\psi - \zeta}{\eta_{y_c} \tau_1}\right)^{\frac{\gamma \eta_{y_c}}{\gamma - 1}}$$

coeff. TERMOMETRICO $= \frac{c_p T_1^0}{U^2/2}$



FISSATO IL COEFF TERMOMETRICO β DIPENDE SOLO DA φ QUINDI FISSATI φ e τ_1 C'E' UN PRECISO β.

SE 2 COMPRESSORI (es. UNO PICCOLO e UNO GRANDE) CON GLI STESSI ANGOLI COSTRUTTIVI α_1 e β_2 STANNO FUNZIONANDO CON LO STESSO VALORE DI φ (E HANNO LO STESSO τ_1), ESSI AVRANNO ESATTAMENTE LO STESSO RENDIMENTO e LO STESSO RAPPORTO DI COMPRESSIONE.

OPPURE, LO STESSO COMPRESSORE CHE STA FUNZIONANDO CON UNA PICCOLA PORTATA GIRANDO A GIRI BASSI e FUNZIONA CON UNA GRANDE PORTATA GIRANDO A GIRI ALTI, SE IL RAPPORTO φ E' COSTANTE, IN QUESTE 2 CONDIZIONI β E' LO STESSO e η ANCHE

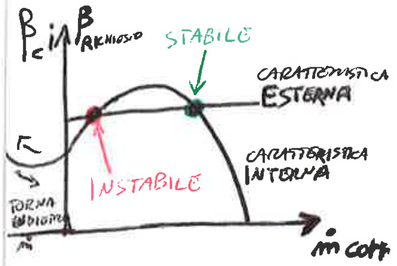
INSTABILITÀ (VARIAZIONI DI PRESSIONE, VELOCITÀ, PORTATA)

- POMPAGGIO
- STALLO PALETTE e STALLO ROTANTE $\Longrightarrow D < 0,5 \approx D_{max}$ $\Longrightarrow$ SCELGO NUMERO DI PALETTE OPPORTUNO
- STALLO SU CASSE e TAMBURO $\Longrightarrow C_{p\,(r,s)} < 0,5 \approx C_{p\,max}$ $\Longrightarrow$ PALETTE POCO INARCATE (W_2 NON PUÒ DIMINUIRE TROPPO)
- URTI $\Longrightarrow M_{rel} < 0,8 \approx M_{max}$

TRIANGOLI DI VELOCITÀ SIMMETRICI, STATORE e ROTORE DEVONO COMPRIMERE IN MODO UGUALE, E DEVONO COMPRIMERE AL MASSIMO.

IL FUNZIONAMENTO DI UN COMPRESSORE ABBINATO AD UN CERTO CIRCUITO ESTERNO PUÒ DIVENTARE INSTABILE

SI IPOTIZZI DI AVERE UN CIRCUITO FORMATO DA 2 SERBATOI A P_1 e P_2 e UN COMPRESSORE TRA I DUE.



β_c "RICHIESTO" $= \frac{P_2}{P_1}$

LA CARATTERISTICA ESTERNA È CIÒ CHE IL CIRCUITO "CHIEDE" AL COMPRESSORE

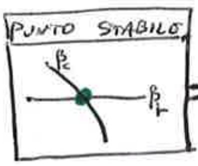
CI SONO 2 PUNTI DI POSSIBILE FUNZIONAMENTO, E SONO QUEI PUNTI IN CUI IL β_c FORNITO DAL COMPRESSORE È UGUALE AL β RICHIESTO DAL CIRCUITO.

IL COMPRESSORE PUÒ FORNIRE IL β RICHIESTO IN 2 MODI, UNO A BASSA PORTATA ED UNO A PORTATA PIÙ ALTA.

IL PRIMO PUNTO È INSTABILE, IL SECONDO È STABILE.

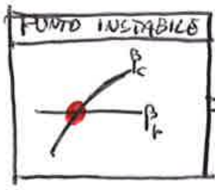
POSSONO NASCERE DELLE VARIAZIONI DI PORTATA A CAUSA DI VARIE PERTURBAZ. IN QUESTO CASO UNA DIMINUZIONE DI PORTATA NEL PUNTO INSTABILE GENERA IL CICLO DI POMPAGGIO. LA DIMINUZIONE DI PORTATA PUÒ ESSERE CAUSATA DA VARI FATTORI. ES. LO STALLO, OPPURE L'AUMENTO DI PORTATA DI COMBUSTIBILE NEL COMBUSTORE (IL QUALE CAUSA UN AUMENTO DI TEMP. DEI GAS A MONTE DELLA TURBINA CON CONSEGUENTE DIMINUZIONE DELLA LORO PORTATA).

PUNTO STABILE



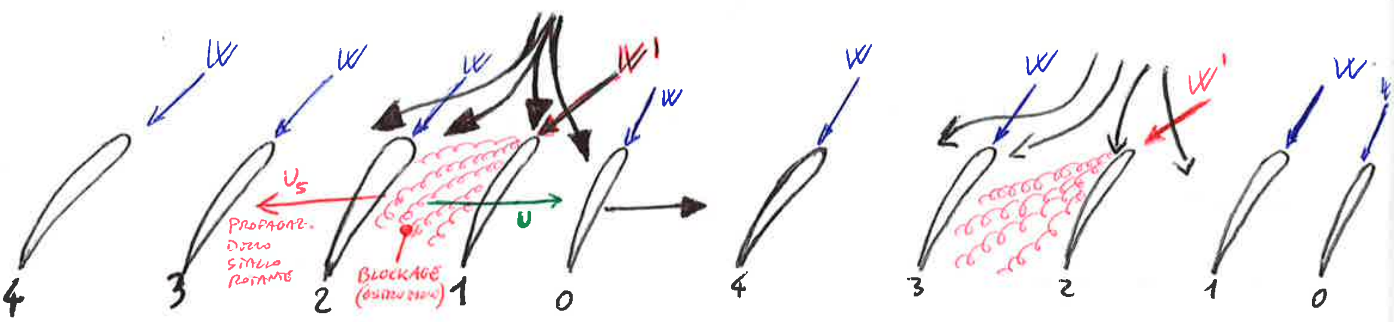
Se $\begin{cases} \dot{m}\uparrow \Rightarrow \beta_c < \beta_r \Rightarrow \dot{m}\downarrow \\ \dot{m}\downarrow \Rightarrow \beta_c > \beta_r \Rightarrow \dot{m}\uparrow \end{cases}$

PUNTO INSTABILE



Se $\begin{cases} \dot{m}\uparrow \Rightarrow \beta_c > \beta_r \Rightarrow \dot{m}\uparrow \Rightarrow \text{SI ARRIVA NEL PUNTO STABILE} \\ \dot{m}\downarrow \Rightarrow \beta_c < \beta_r \Rightarrow \dot{m}\downarrow \Rightarrow \text{CICLO DI POMPAGGIO} \end{cases}$

STALLO ROTANTE



LA SCIA CREA UNA SORTA DI BLOCCO ALL'ARIA CHE DOVREBBE PASSARE TRA LE PALETTE 1 e 2 QUINDI IL FLUSSO SI SEPARA E VA UN PO' TRA LE PALETTE 2 e 3, UN PO' TRA LE PALETTE 0 e 1. LA SOVRAPPOSIZIONE CON IL FLUSSO LOCALE FA IN MODO DA RIDURRE L'INCIDENZA SULLA PALETTA 1, CHE TORNA QUINDI LAMBITA DAL FLUSSO (NO STALLO), MA AUMENTA L'INCIDENZA SULLA PALETTA 2, LA QUALE VA IN STALLO. IL NUOVO BLOCCO TRA 2 e 3 SEPARA IL FLUSSO CHE VA UN PO' TRA 3 e 4 e UN PO' TRA 1 e 2, QUINDI LO STALLO SI TRASMETTE SULLA PALETTA 3, E COSÌ ALLA 4 ...

LA VELOCITÀ DELLO STALLO ROTANTE, CIOÈ LA VELOCITÀ CON CUI SI PROPAGA DA UNA PALETTA A UN'ALTRA, È CIRCA LA METÀ DELLA VELOCITÀ DEL ROTORE.

SOLITAMENTE A STALLARE NON È UNA SOLA PALETTA MA PIÙ DI UNA (4, 5 ...)

36 LO STALLO ROTANTE PUÒ SFOCIARE IN STALLO GLOBALE

LE LIMITAZIONI AERODINAMICHE (NO SEPARAZIONE SU CASSA e TAMBURO e NO URTI) DETERMINANO COME DEVONO ESSERE FATTI I TRIANGOLI DI VELOCITA'. INOLTRE DETERMINANO (LIMITANO) IL β

1° PRINCIPIO MISTO $(1 \rightarrow 2)$
AL ROTORE
(PER LO STATORE LE CONSIDERAZIONI SONO ANALOGHE)
RIFERIMENTO ROTANTE $(L_i = 0)$, $L_w = 0$ (TRASCURO LE PERDITE)
HP: $\rho = cost.$,
→ SE P VARIA DI POCO ⇒ ρ VARIA DI POCO

$$0 = \frac{P_2 - P_1}{\rho_1} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} - \cancel{\frac{U_2^2 - U_1^2}{2}} \qquad \boxed{U_2 = U_1}$$

COMPRESSORE ASSIALE

LIMITAZIONE SUL C_p

(PER NON AVERE SEPARAZIONE SUL CASSE E SUL TAMBURO)

SI OTTIENE ANCHE APPLICANDO BERNOULLI

$$C_p = 1 - \frac{W_2^2}{W_1^2} = 1 - \left(\frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_2}\right)^2$$

SE CRESCE $W_2 > 0{,}7\,W_1$ CIOE' W_2 NON PUO' DIMINUIRE TROPPO.

$$C_a = W_1 \sin\beta_1 = W_2 \sin\beta_2$$

IL FATTO CHE C_p DEBBA ESSERE PIU' PICCOLO DI UN CERTO VALORE MASSIMO SIGNIFICA CHE W_2 NON PUO' ESSERE TROPPO DIVERSA DA W_1. ALTRIMENTI SI HA STALLO. SI HA STALLO SE LA CURVATURA E' TROPPO ELEVATA.
SI RICORDA CHE NON SI PARLA DI STALLO SULLA PALETTA, MA SU CASSE e TAMBURO

LIMITAZIONE SUL MACH (PER NON AVERE URTI)

AGGIUNGO HP: $C_3 = C_1$ $\quad M_3 \approx M_1$ L'IPOTESI $C_3 = C_1$ E' LECITA PERCHE' NEI COMPR. MULTISTADIO LO STADIO SUCCESSIVO RIPETE IL PRECEDENTE
ANCHE LA VARIAZIONE DI TEMPERATURA E' PICCOLA (IN REALTA' C'E' PER LA COMPRESSIONE, MA QUESTA E' PICCOLA)

$$\Rightarrow \beta_c = \frac{P_3^0}{P_1^0} \approx \frac{P_3}{P_1} = \underbrace{\frac{P_3}{P_2}}_{\text{STATORE}} \cdot \underbrace{\frac{P_2}{P_1}}_{\text{ROTORE}}$$

SCRIVI IL $\beta_c = \beta_{ROT} \cdot \beta_{STAT}$ IN FUNZIONE DEL MACH

PER IL ROTORE SI HA:

$$P_2 - P_1 = \frac{1}{2}\rho_1 (W_1^2 - W_2^2) = \frac{1}{2}\rho_1 W_1^2 C_p$$

$$\beta_{ROTORE} = \frac{P_2}{P_1} = 1 + C_p \frac{1}{2} \frac{W_1^2}{\frac{P_1}{\rho}} \cdot \frac{\gamma}{\gamma} = 1 + \frac{\gamma}{2} C_{p_r} M_{rel}^2$$

$C_{S_1}^2$ = VELOCITA' DEL SUONO NEL PUNTO 1

SE SI VUOLE OTTENERE IL MASSIMO RAPPORTO DI COMPRESSIONE IL PRODOTTO $C_p M^2$ DEVE ESSERE MASSIMO

IN MODO ANALOGO SI RICAVA (PER LO STATORE)

$$\beta_{STATORE} = \frac{P_3}{P_2} = 1 + \frac{\gamma}{2} C_{p_s} M_2^2$$

SE SI VUOLE IL β_c PIU' GRANDE POSSIBILE, SI DOVRANNO METTERE C_{p_s} e $C_{p_r} = C_{p_{MAX}}$
E $M_{rel} = M_{MAX}$ ✱ VEDI NOTA

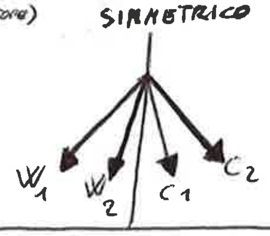
RAGIONANDO SUI C_p:
$$C_{p_r} = \frac{P_2 - P_1}{\frac{1}{2}\rho_1 W_1^2}$$
$$C_{p_s} = \frac{P_3 - P_2}{\frac{1}{2}\rho C_2^2}$$

SEMPRE TRASCURANDO LE VARIAZIONI DI TEMPERATURA, SI DOVRA' FARE IN MODO CHE W_1 SIA LA PIU' GRANDE POSSIBILE e CHE C_2 SIA LA PIU' GRANDE POSSIBILE, CIOE' GLI ANGOLI α UGUALI AGLI ANGOLI β (SIA DELLO STAT. CHE ROTORE)

CIO' E' GARANTITO DALLA CONDIZIONE $\alpha_1 + \beta_2 = \pi$

I TRIANGOLI DI VELOCITA' DEVONO ESSERE SIMMETRICI

SIMMETRICO



$$\beta_{C_{MAX}} = \left(1 + \frac{\gamma}{2} C_{p_{MAX}} M_{MAX}^2\right)^2$$

QUESTA CONDIZIONE DICE CHE STATORE E ROTORE DEVONO COMPRIMERE IN UGUAL MODO, E DEVONO COMPRIMERE AL MASSIMO

PER $M_{MAX} = 0{,}8$ e $C_{p_{MAX}} = 0{,}5$ e $\gamma = 1{,}4$
SI OTTIENE $\beta_{MAX} \simeq 1{,}5$

✱ POICHE' $C_{p_{MAX}}$ E' 0,5 SIA PER ROTORE CHE PER STATORE e POICHE' $M_{rel,max} = 0{,}8$ SIA PER ROTORE CHE PER STATORE, IL FATTO CHE PER AVERE β_{MAX} BISOGNA AVERE I MASSIMI VALORI DI M e C_p SIA NEL ROTORE CHE NELLO STATORE, IMPLICA CHE QUESTI DEVONO COMPRIMERE IN MODO UGUALE

TRIANGOLI SIMMETRICI PERCHE'

$$C_{p_R} = 1 - \frac{W_2^2}{W_1^2} = C_{p_S} = 1 - \frac{C_{1=3}^2}{C_2^2}$$

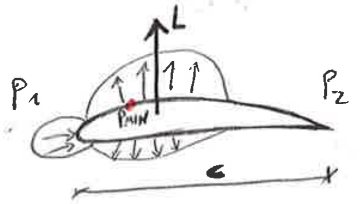
$$\Rightarrow |W_1 C_1| = |W_2 C_2| \quad \text{QUINDI SIMMETRICI}$$

LEZIONE 8

OLTRE AL C_p MAX (USATO PER EVITARE LA SEPARAZIONE A PARETE) BISOGNA ANCHE CONSIDERARE LA POSSIBILITÀ DI STALLO SULLE PALETTE.

POICHÉ SI VUOLE AUMENTARE LA PRESSIONE (NEL COMPRESSORE e IN PARTICOLARE NELLO STATORE) BISOGNA RALLENTARE IL FLUSSO. SUL DORSO LA PRESSIONE PARTE DA P_1, POI SCENDE FINO AD UN VALORE MINIMO e INIZIA A RISALIRE RAGGIUNGENDO $P_2 > P_1$

QUANTO POSSO RALLENTARE IL FLUSSO (PER AVERE $P_2 > P_1$) SENZA AVERE SEPARAZIONE?



NOTA UNA CORRENTE LIBERA A PRESSIONE P_∞ SI AVVOLGEREBBE SUL PROFILO RAGGIUNGENDO LE SEGUENTI PRESSIONI: $P_1 > P_\infty$ SUL BORDO DI ATTACCO, P_{MIN} SUL DORSO e $\sim P_\infty$ AL BORDO DI FUGA. IN QUESTO CASO PERÒ LA CORRENTE NON È LIBERA, C'È LA SCHIERA DI PALETTE CHE SEPARA MONTE DA VALLE; QUINDI SI PUÒ AVERE $P_2 > P_1$ (ANCHE IN ASSENZA DI LAVORO COMPIUTO) LA GEOMETRIA DELLA SCHIERA PUÒ RALLENTARE (e COMPRIMERE) COME UN VENTILO.

SI USA UN COEFF. SPERIMENTALE

FATTORE DI DIFFUSIONE

È UN INDICE DI QUANTO LA CORRENTE RALLENTA

$$D = \underbrace{1 - \frac{W_2}{W_1}}_{} + \underbrace{\frac{\overbrace{W_{u_2} - W_{u_1}}^{= C_{u_2} - C_{u_1}}}{\frac{c}{s} W_1}}_{}$$

c È LA CORDA

s È IL PASSO TRA 2 PALETTE

$D < 0{,}5$

TIENE CONTO DEL FATTO CHE $P_2 > P_1$ SIMILE AL $C_p = 1 - \left(\frac{W_2}{W_1}\right)^2$

TIENE CONTO DELLA DIFFERENZA DI PRESSIONE TRA VENTRE e DORSO

SPERIMENTALMENTE SI OSSERVA CHE SE D SUPERA ≈ 0,5 LE PALETTE STALLANO

DIFF. DI PRESS. TRA DORSO e VENTRE

$$\frac{W_{u_2} - W_{u_1}}{\frac{c}{s} W_1} = \frac{n^\circ_{PALETTE} \cdot F \cdot \cancel{r} / (\dot{m}\, \cancel{r})}{\frac{c}{s} W_1} = \frac{N_{palette}\, F}{\frac{c}{s} W_1 \underbrace{\rho \underbrace{W_1 \sin\beta_1}_{\approx C_a} \underbrace{2\pi r \cdot h}_{AREA}}_{\dot{m}}}$$

$n^\circ_{PALETTE} = \frac{2\pi r}{s}$

FORZA ESERCITATA SULLA PALETTA $= \Delta P \cdot c\, h$

QUESTO TERMINE DICE DI QUANTO LA CORRENTE PUÒ RALLENTARE

$= (C_{u_2} - C_{u_1}) \longrightarrow$ VEDI PAG. 28

COPPIA APPLICATA AL FLUIDO DALLA PALETTATURA $= C = \dot{m}\, r (C_{u_2} - C_{u_1})$

ESEMPIO

DATI

VALORI TIPICI

$W_1 = 250 \, m/s$

$W_2 = 200 \, m/s$

$W_{u_2} - W_{u_1} = 40 \, m/s$

$$D = 0{,}5 = 1 - 0{,}8 + \frac{0{,}16}{c/s} \Rightarrow \frac{c}{s} = 0{,}5$$

METTO IL MAX

c/s ⟶ SOLIDITÀ

SE AD ESEMPIO IL COMPRESSORE HA DIAMETRO DI UN metro e LA CORDA DELLE PALETTE è 3 cm (QUINDI $s = 6$ cm) $\Rightarrow N_p = \frac{2\pi \cdot 0{,}5}{0{,}06} \simeq 50$

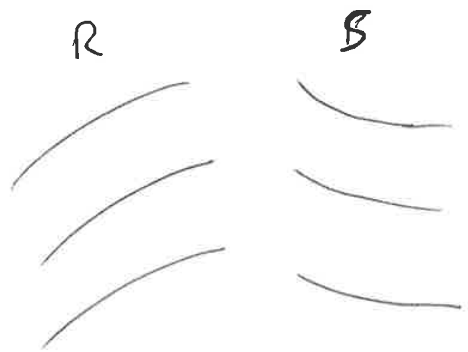
FISSATI I TRIANGOLI DI VELOCITÀ È POSSIBILE CALCOLARE IL NUMERO DI PALETTE NECESSARIO PER NON AVERE STALLO

SE SI AUMENTA IL n° PALETTE, A PARITÀ DI COPPIA APPLICATA, OGNI PALETTA DÀ UNA FORZA PIÙ PICCOLA (IL Δp DORSO – VENTRE è MINORE) e QUINDI MINORE SARÀ IL RALLENTAMENTO DEL FLUSSO e CIOÈ È MINORE IL RISCHIO DI STALLO

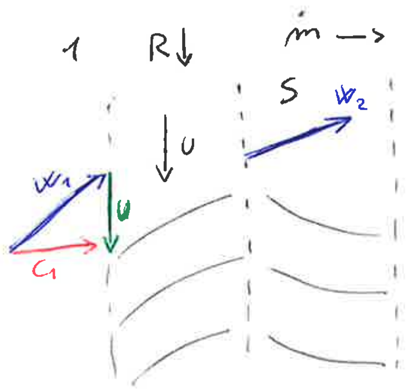
PIÙ LA SOLIDITÀ AUMENTA, MINORE è IL PERICOLO DI STALLO (CI SONO + PALETTE)

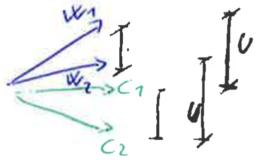
SI METTE UN NUMERO DI PALETTE TALE PER CUI $D < 0{,}5$

ESERCIZIO 1 — COMPRESSORI — ESERCITAZIONE 2



CASO 1



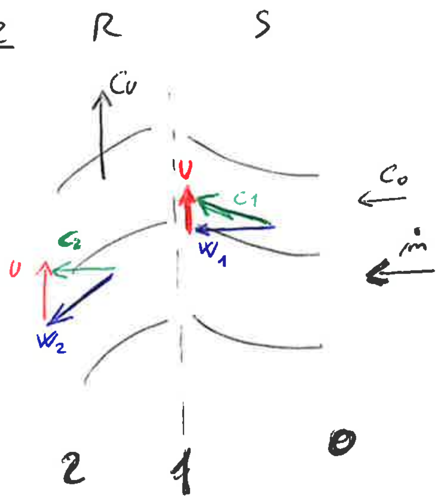


$C_{u_2} > C_{u_1} \Rightarrow$ COMPRESSORE

18:15

LA VARIAZIONE DI VELOCITÀ È CONCORDE CON U E QUINDI FA UN LAVORO POSITIVO

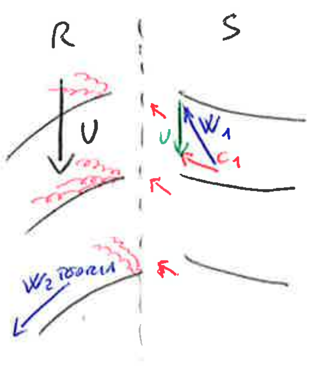
CASO 2



$C_{u_2} < C_{u_1} \Rightarrow$ TURBINA

LA VARIAZIONE DI VELOCITÀ È DISCORDE CON U E QUINDI IL LAVORO È NEGATIVO

CASO 3

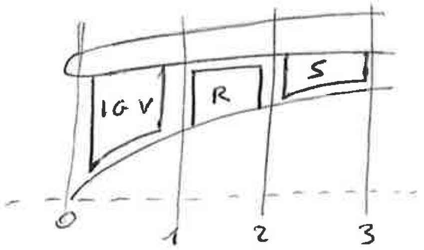


LA MACCHINA SAREBBE UN COMPRESSORE MA NON PUÒ FUNZIONARE PERCHÈ LE PALETTE STALLEREBBERO. È AD ESEMPIO UN COMPR. CON L'IGV SBAGLIATO

ESERCIZIO 2

ESERCITAZIONE 2

COMPRESSORE



I DATI SONO REALISTICI

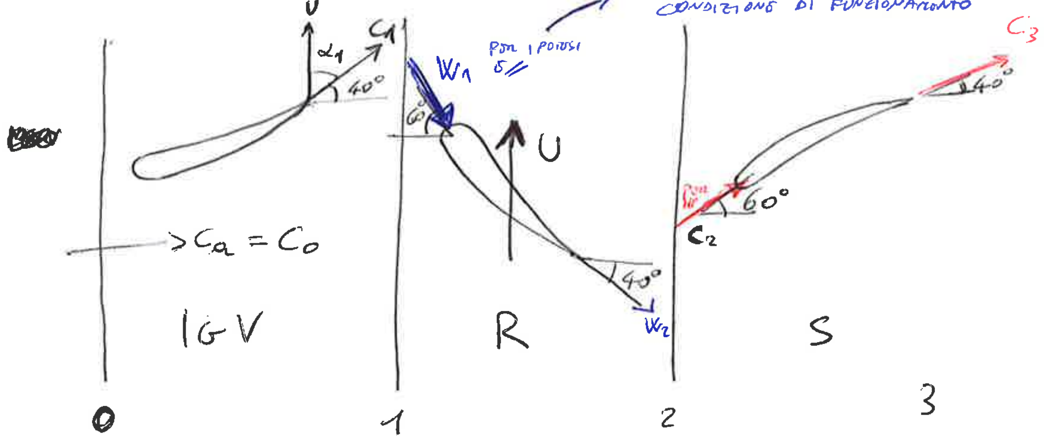
$r_m = 30\,cm \quad , \quad \frac{r_h}{r_t} = 0{,}8$

$\eta_c = 0{,}9$ TOTAL TO TOTAL $\quad , \quad C_a = 125\ \frac{m}{s}$

$P_0^0 = 1\ ATM \quad , \quad T_0^0 = 293\ K$

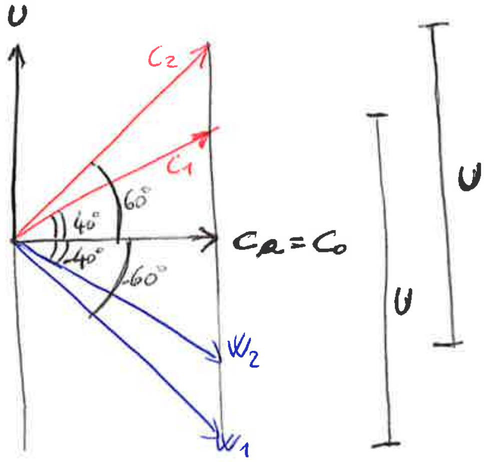
$\boxed{\text{CALCOLARE } \omega,\ \beta_c,\ L_i,\ \dot m}$

SI STA ~~[illegible]~~ STUDIANDO IL COMPRESSORE IN UNA BEN PRECISA CONDIZIONE DI FUNZIONAMENTO



NOTA

T, P AL PUNTO 0 SONO DIVERSE DA QUELLE DELL'AMBIENTE DI ASPIRAZIONE INFATTI IL FLUIDO FERMO VIENE ACCELERATO E GIUNGE NEL PUNTO 0 CON UNA CERTA VELOCITÀ ($\Rightarrow P < P_{AMBIENTE}$)



$$C_1 = \frac{C_a}{\cos 40°} \qquad C_{u_1} = C_1 \sin(40)$$

$$W_1 = \frac{C_a}{\cos(-60°)} \qquad W_{u_1} = W_1 \sin(-60°)$$

$$C_{u_1} = W_{u_1} + U \Rightarrow \boxed{U = 321{,}4\ \frac{m}{s}}$$

RISULTATO REALISTICO

$$\omega = \frac{U}{r_m} = 1071{,}3\ \frac{RAD}{s} = 170{,}5\ Hz = 10230\ RPM$$

IL VALORE DI U RICAVATO È . SI VUOLE IN GENERE AVERE U PIÙ GRANDE POSSIBILE (PER FARE PIÙ LAVORO), MA SE CRESCE $U \Rightarrow$ CRESCE $W \Rightarrow$ CRESCE M_{rel} E C'È UN LIMITE. SI PUÒ DIMINUIRE C_a, MA IN QUESTO MODO SI DEVE AUMENTARE L'AREA PER AVERE STESSA $\dot m$

$$\begin{cases} r_m = \dfrac{r_h + r_t}{2} = 0{,}3\,m \\[2mm] \dfrac{r_h}{r_t} = 0{,}8 \end{cases} \Longleftrightarrow \begin{array}{l} r_h = 0{,}267\,m \\ r_t = 0{,}333\,m \end{array}$$

$$\Rightarrow h = r_t - r_h = 0{,}067 \quad \text{ALTEZZA PALETTA}$$

$$A = 2\pi r_m \cdot h = \pi\left(r_t^2 - r_h^2\right)$$

$$\dot m = \frac{P_0^0 A}{\sqrt{R T_0^0}} f(M_0)$$

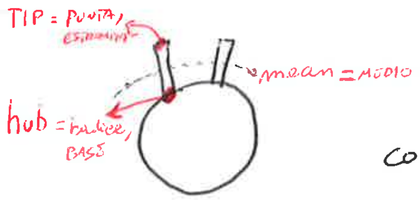
$\hookrightarrow ? \Rightarrow C_0 = C_a$

$$T_0 = T_0^0 - \frac{C_0^2}{2c_p}$$

$$\Rightarrow M_0 = \frac{C_0}{\sqrt{\gamma R T_0}} = 0{,}369$$

$$\Rightarrow \boxed{\dot m = 17{,}78\ \frac{Kg}{s}}$$

L'ANALISI DI COMPRESSORI ASSIALI FATTA FINO AD ORA SI RIFERISCE AD UN RAGGIO MEDIO.
IN REALTA' IL FLUSSO VARIA TRA UN RAGGIO MINIMO (r_{hub}) E UN RAGGIO MASSIMO (r_{TIP})
I TRIANGOLI DI VELOCITA' DESCRITTI SI RIFERISCONO AD UN RAGGIO MEDIO.



COME SI DEVE COSTRUIRE LA PALETTA?
CIOE' QUANTO DEVE VALERE $\frac{r_{TIP}}{r_{hub}}$?

SE $\frac{r_{hub}}{r_{TIP}} = 0,5$ ALLORA $U_{TIP} = 2U_{hub}$

COSA SUCCEDE A r_{TIP} e r_{hub}?

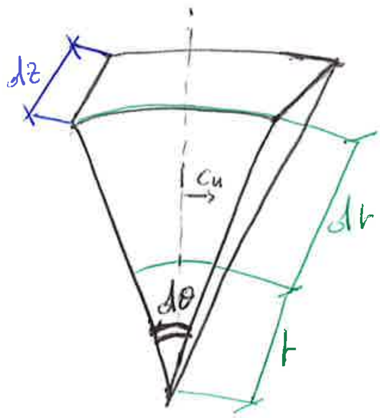
PER FUNZIONARE BENE BISOGNA GARANTIRE UN equilibrio RADIALE, ed ADOTTARE UNO SVERGOLAMENTO.

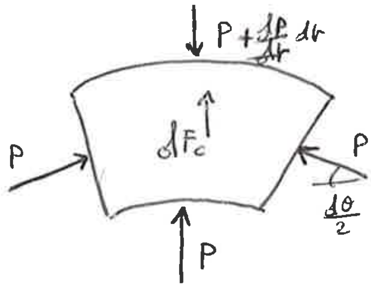
$\boxed{\text{EQUILIBRIO RADIALE}}$ $(C_r \equiv 0) \Longleftrightarrow$ LE PARTICELLE NON VENGONO ACCELERATE IN DIREZIONE RADIALE $\Longleftrightarrow$ $\boxed{\sum_i F_{ir} = 0}$

È UNA BUONA APPROSSIMAZIONE IN UN COMPRESSORE ASSIALE

FORZE IN DIREZIONE RADIALE

SI CONSIDERI UN VOLUME INFINITESIMO DI FLUIDO (IN COORDINATE POLARI)
POICHE' SI VOGLIONO SCRIVERE LE FORZE CHE AGISCONO e FARE UN EQUILIBRIO
IN UN SISTEMA DI RIFERIMENTO FISSO IL VOLUMETTO RUOTA GRAZIE AD UNA $F_{centripeta}$.
IL VOLUMETTO NON RUOTA CON LA STESSA VELOCITA' DELLE PALETTE ($C_u \neq U$). CI SI PONE IN UN SISTEMA DI RIFERIMENTO ROTANTE SOLIDALE CON IL GAS ROTANTE (NON CON IL ROTORE, CHE VA A VELOCITA' $U \neq$ DALLA VELOCITA' C_u DEL GAS)
NEL SISTEMA ROTANTE (NON INERZIALE) CI SARANNO DELLE FORZE CENTRIFUGHE





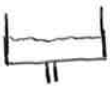
$$P r\, d\theta\, dz + P\, dr\, dz \underbrace{\sin\frac{d\theta}{2}}_{\sim\frac{d\theta}{2}} \cdot 2 - \left(P + \frac{dP}{dr} dr\right)(r + dr)\, d\theta\, dz + \frac{C_u^2}{r}\rho r\, d\theta\, dr\, dz = 0$$

TUTTO QUESTO VALE SIA PER IL ROTORE CHE PER LO STATORE.

IN UN FLUIDO IN ROTAZIONE NASCE UN GRADIENTE DI PRESSIONE RADIALE

$$\boxed{\frac{dP}{dr} = \rho\frac{C_u^2}{r}} \qquad \nabla P = \rho f$$

EQUAZ. DI EQUILIBRIO RADIALE

METTENDO IN ROTAZIONE UN FLUIDO, SI GENERA UN ACCUMULO DI PARTICELLE VICINO AL BORDO. QUESTO ACCUMULO SI TRADUCE IN UN AUMENTO DI PRESSIONE.
L'ORIGINE DELLA FORZA CENTRIPETA NECESSARIA ALLA ROTAZIONE E' NELLA VARIAZIONE RADIALE DELLA PRESSIONE.
NEL CASO DI PELO LIBERO DEL FLUIDO , LA ROTAZIONE E QUINDI L'ACCUMULO VERSO IL BORDO CORRISPONDE AD UN AUMENTO DI ALTEZZA E QUINDI DI PRESSIONE

PER RISOLVERE IL SISTEMA SI FA: LA PRIMA − LA SECONDA − LA TERZA.

SI OTTIENE: $$\underbrace{\frac{1}{2}\frac{dC_u^2}{dr}+\frac{1}{2}\frac{dC_a^2}{dr}+\frac{C_u^2}{r}}_{\text{LI METTO INSIEME}}=0$$

MOLTIPLICO TUTTO PER 2

$$\boxed{\frac{1}{r^2}\frac{d}{dr}(C_u r)^2 = -\frac{dC_a^2}{dr}}$$

$$\frac{1}{r^2}\frac{d}{dr}(C_u^2 r^2)=\frac{1}{r^2}\left(r^2\frac{dC_u^2}{dr}+C_u^2\frac{dr^2}{dr}\right)=\frac{1}{r^2}\left(r^2\frac{dC_u^2}{dr}+2r\,C_u^2\right)=\frac{dC_u^2}{dr}+\frac{2C_u^2}{r}$$

A SECONDA DELL'ANDAMENTO DI C_u CHE SCELGO
SE $C_u r$ CRESCE ⇒ C_a DIMINUISCE

SVERGOLAMENTO A VORTICE LIBERO (SI CHIAMA COSÌ PERCHÉ IL MOMENTO ANGOLARE È COSTANTE)

$$\underbrace{rC_{u2}}_{\text{MOMENTO ANGOLARE}} = \Omega_2 \qquad rC_{u1} = \Omega_1 \qquad rC_u = cost.$$

$$\frac{dC_a^2}{dr}=0 \rightarrow 2C_a\frac{dC_a}{dr}=0 \rightarrow \frac{dC_a}{dr}=0$$

LE COSTANTI Ω_1, Ω_2 SI RICAVANO DALL'ANALISI A RAGGIO MEDIO E OVVIAMENTE DEVONO ESSERE DIVERSE AFFINCHÉ SI ABBIA LAVORO

NOTA
IL RENDIMENTO η NON VIENE INTACCATO DAL TIPO DI SVERGOLAMENTO (IN PRIMA APPROSSIMAZIONE, IN REALTÀ PIÙ SI TENDE A CURVARE IL FLUSSO PIÙ SI SENTE LA VISCOSITÀ)

LEZIONE 9

NEI COMPRESSORI NON SI USA IL CRITERIO DI SVERGOLAMENTO A VORTICE LIBERO, PERCHÉ SEGUENDO QUESTO CRITERIO SI AVREBBERO PALETTE MOLTO SVERGOLATE E QUESTO COMPORTEREBBE PROBLEMI STRUTTURALI.

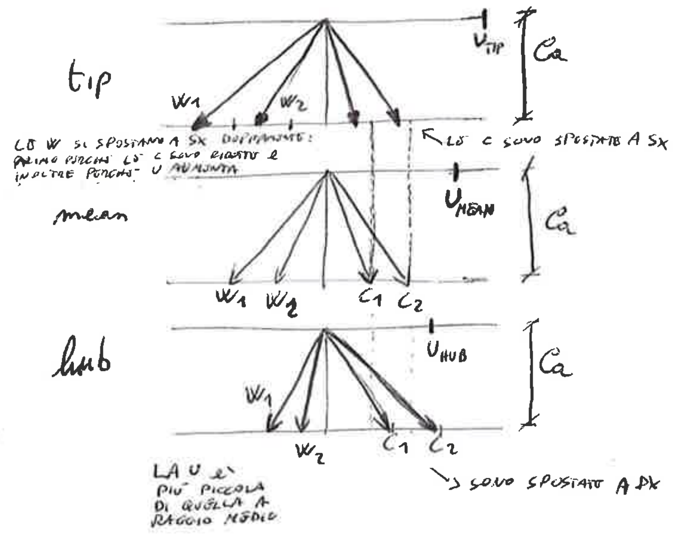
SI PARTE SCEGLIENDO I TRIANGOLI DI VELOCITÀ CONSIDERANDO UN RAGGIO MEDIO. SCELTO IL MIGLIOR TRIANGOLO DI VELOCITÀ A RAGGIO MEDIO (es. SIMMETRICO) SI PUÒ VARIARE

	p^o	p	M, c
RAGGI ALTI	=	>	<
RAGGI BASSI	=	<	>

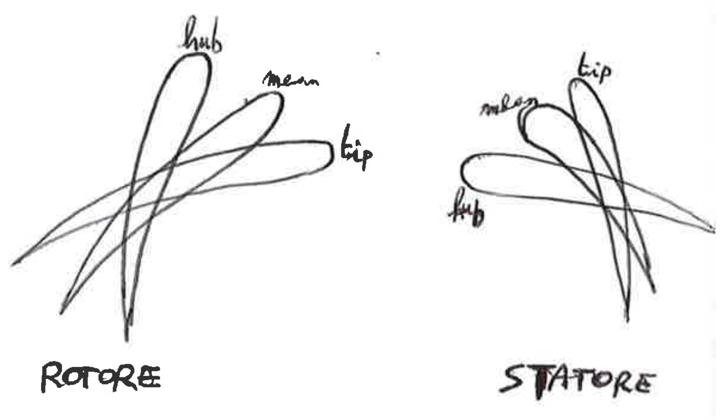
- SCEGLIERE I TRIANGOLI DI VELOCITÀ A RAGGIO MEDIO (es. SIMMETRICO)
- SCEGLIERE L'ANDAMENTO DI rC_{u1} (es. COSTANTE)
- NOTO IL LAVORO CHE SI VUOLE, ⇒ TROVARE DI CONSEGUENZA rC_{u2}
- RICAVARE $C_a(r)$, CHE NEL CASO DI VORTICE LIBERO È COSTANTE

ANALISI A RAGGIO MEDIO: NOTO r_m E C_{u1} SI RICAVA LA COSTANTE Ω_1, POI SI SCEGLIE C_{u2} IN BASE AL LAVORO CHE SI VUOLE E QUINDI SI RICAVA LA COSTANTE $\Omega_2 = r_m C_{u2}$. NOTE LE COSTANTI SI PROCEDE CON L'ANALISI DI SVERGOLAMENTO

PER IL VORTICE LIBERO VALE:



VORTICE LIBERO
$$\begin{cases} C_a = cost. \\ C_{u1} = \dfrac{C_{u1m}\cdot r_m}{r} & (C_u r = cost.) \\ U = U_m\cdot\dfrac{r}{r_m} & (\omega = cost) \end{cases}$$



AVVIAMENTO DI COMPRESSORI ASSIALI MULTISTADIO

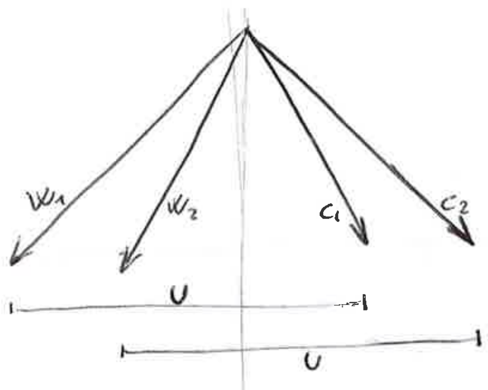
SI IPOTIZZA CHE L'AVVIAMENTO MECCANICO SIA GIÀ AVVENUTO, CIOÈ PORTATO GIÀ AL NUMERO DI GIRI DI PROGETTO.

SI VUOLE STUDIARE L'AVVIAMENTO FLUIDODINAMICO, IL CUI TRANSITORIO È MOLTO PIÙ LENTO.

QUANDO SI ACCENDE IL COMPRESSORE, LA PORTATA È NULLA E LA PRESSIONE ALL'USCITA È $= P_{amb}$.

$\Rightarrow U = U_{progetto}$

LA PORTATA $\dot{m}$, ALL'AVVIAMENTO MECCANICO AVVENUTO, È MINORE DI $\dot{m}$ DI PROGETTO.



IL DISCORSO CAMBIA SE SI CONSIDERANO I PRIMI O GLI ULTIMI STADI

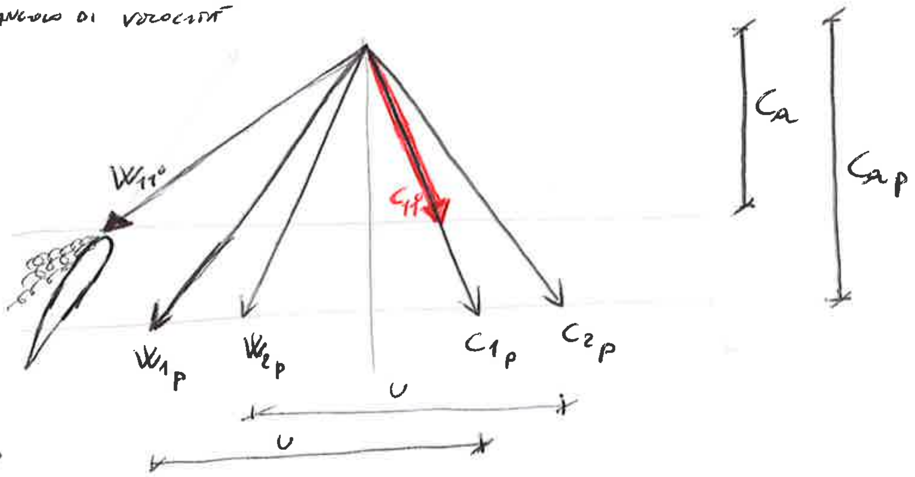
IL 1° STADIO ASPIRA ARIA ALLA PRESSIONE AMBIENTE, CHE È LA STESSA DI PROGETTO

$\Rightarrow \dot{m} = \rho C_a A < \dot{m}_p = \rho_p C_{a_p} A$ NEL 1° STADIO $\rho = \rho_p$

L'AREA A È LA STESSA $\Rightarrow \boxed{C_{a_p} < C_{a_p}}$

COSTRUISCO IL TRIANGOLO DI VELOCITÀ ALL'AVVIAMENTO

1° STADIO ALL'AVVIAMENTO



L'ANGOLO α_1 È COSTRUTTIVO QUINDI LA VELOCITÀ C_1 ARRIVA CON LA STESSA DIREZIONE DI PROGETTO, ANCHE SE RIDOTTA IN MODULO

LE PALETTE DEL 1° STADIO ERANO PROGETTATE PER RICEVERE LA W_1, NON LA $W_{1 1°}$ DELL'AVVIAMENTO
QUANDO LA PORTATA È PICCOLA IL 1° STADIO VA IN STALLO (SUL DORSO)
QUINDI IL 1° STADIO FA LAVORO, MA CON RENDIMENTO PESSIMO.
CIÒ CAPITA ANCHE NEL 2° STADIO MA IN MISURA RIDOTTA (E COSÌ PER IL 3°.)

METODI PER OTTIMIZZARE L'AVVIAMENTO

1) PALE (DELLO STATORE) A CALETTAMENTO VARIABILE

SI SCEGLIE L'ANGOLO α_1, AL FINE DI FAR COINCIDERE LA W_1 ALL'AVVIAMENTO CON LA W_1 DI PROGETTO
NON SI FA CON LE PALE DEI ROTORI POICHÉ SONO COLLEGATE AD UN TAMBURO ROTANTE E IL CONTROLLO NON SAREBBE FACILE.

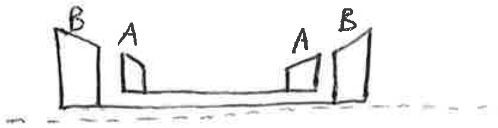
2) SPILLAMENTO DI PORTATA A METÀ COMPRESSORE.

SI APRE UNA VALVOLA A METÀ COMPRESSORE, IN QUESTO MODO SI RIDUCE LA PORTATA NEGLI ULTIMI STADI ($C_a \downarrow$), RIDUCENDO LA C_a SI RADDRIZZANO I TRIANGOLI DI VELOCITÀ DEGLI ULTIMI STADI.

3) COMPRESSORE MULTIALBERO

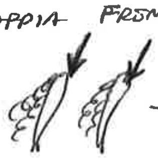
INVECE DI COLLEGARE GLI STADI TUTTI ALLO STESSO ALBERO, SI POSSONO COLLEGARE ALCUNI STADI AD UN ALBERO, ALTRI AD UN ALTRO (CHE PUÒ ESSERE COASSIALE AL 1°)

SI POSSONO USARE ANCHE PIÙ ALBERI, E A VOLTE CONTROROTANTI.



SI IPOTIZZI CHE A PROGETTO TUTTI GLI STADI HANNO GLI STESSI TRIANGOLI DI VELOCITÀ

ALL'AVVIAMENTO
L'ALBERO DI BASSA PRESSIONE RALLENTA, QUELLO DI ALTA PRESSIONE ACCELERA.
TUTTO CIÒ AVVIENE NATURALMENTE, SENZA INTERVENIRE.
CIÒ È CAUSATO DAL FATTO CHE LE PALETTE DEI PRIMI STADI SONO STALLATE E QUINDI LA COPPIA FRENANTE È MAGGIORE (RESISTENZA DI SCIA)

BASSA PRESSIONE  $\longrightarrow U < U_p$ $\Rightarrow$ GRAZIE ALLA DIMINUZIONE DI U LA W_{11} SULLE PALE DEL 1° STADIO TENDE A RUOTARE ALLINEANDOSI CON LA W_{1p}

IL COMPRESSORE DI ALTA PRESSIONE ACCELERA PERCHÉ L'INCIDENZA SULLE PALETTE È TALE DA ACCELERARLE; CIOÈ IL COMPRESSORE FUNZIONA COME TURBINA

ALTA PRESSIONE  $\longrightarrow U > U_p$ $\Rightarrow$ GRAZIE ALL'AUMENTO DI U LA W_{11} SULLE PALE DEGLI ULTIMI STADI TENDE A RUOTARE ALLINEANDOSI CON LA W_{1p}

QUINDI IN UN COMPRESSORE BIALBERO (O TRIALBERO) SI HA NATURALMENTE UN AVVIAMENTO PIÙ RAPIDO. INOLTRE CON 2 ALBERI SI HA LA POSSIBILITÀ DI AVERE 2 VELOCITÀ ANGOLARI DIVERSE, E QUINDI AVERE LA U MASSIMA SIA NELLE PARTI DI ALTA PRESSIONE CHE IN QUELLE DI BASSA PRESSIONE (INFATTI PIÙ LA MACCHINA È GRANDE PIÙ DEVE GIRARE LENTAMENTE)

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 77 di 166

COMPRESSORI CENTRIFUGHI

I COMPRESSORI CENTRIFUGHI PRECEDONO TEMPORALMENTE I COMPRESSORI ASSIALI.

NEL COMPRESSORE CENTRIFUGO LA PRESSIONE AUMENTA GRAZIE AL LAVORO DELLE FORZE CENTRIFUGHE

NEL COMPRESSORE ASSIALE LA COMPRESSIONE AVVIENE PER RALLENTAMENTO DEL FLUSSO E QUESTO CAUSA LIMITAZIONE (STALLO $\Rightarrow C_p < 0{,}5$)

NEL COMPRESSORE CENTRIFUGO LA W È $\approx$ cost. E LA COMPRESSIONE NON È DATA DAL RALLENTAMENTO DEL FLUSSO, MA DALLE FORZE CENTRIFUGHE, CIOÈ DALL'AUMENTO DI PRESSIONE CON IL RAGGIO, INDOTTO DALLA ROTAZIONE DEL FLUIDO

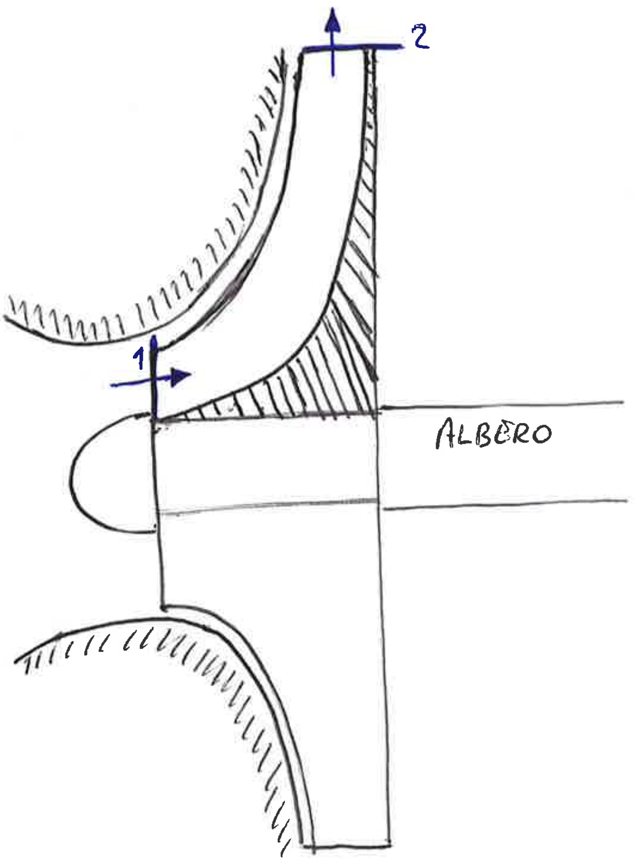
1° PRINCIPIO (MISTO) APPLICATO AL ROTORE, IN UN RIFERIMENTO ROTANTE

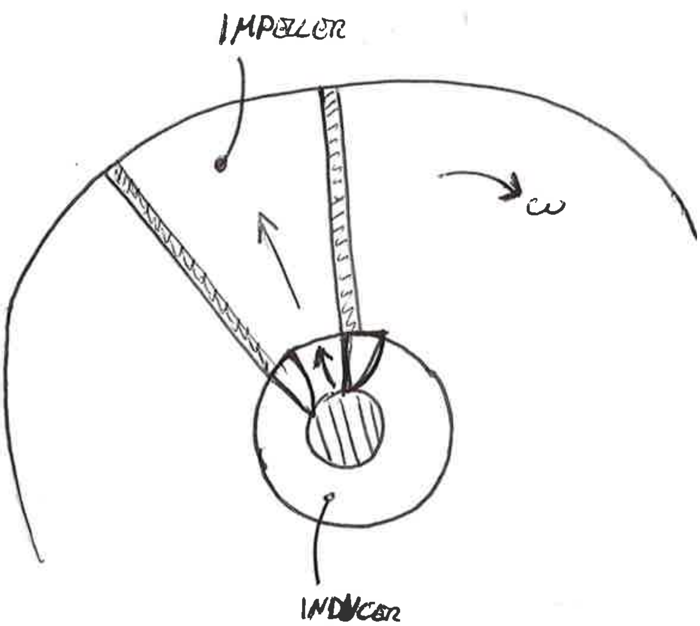
$$L_i = 0 = \int_1^2 v\,dP + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} - \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + L_w$$

ANCHE CON $W_1 = W_2$, $\int_1^2 v\,dP = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} - L_w$

IL FLUSSO SI MUOVE IN DIREZIONE RADIALE. L'EQUAZIONE DELL'EQUILIBRIO RADIALE VALE ANCORA LA PRESSIONE AUMENTA CON IL RAGGIO PERCHÉ LE FORZE CENTRIFUGHE LO SPINGONO VERSO L'ESTERNO.

COMPRESSORE CENTRIFUGO = $\overset{\text{PUÒ ESSERCI UNA PRERUOTANTE}}{\downarrow}$ ROTORE (GIRANTE) + DIFFUSORE





LEZIONE 10

SE SPECIFICO QUALE PORTATA VOGLIO SMALTIRE CON IL COMPRESSORE, POSSO DETERMINARE IL DIAMETRO DELL'INDUCER.

SE RIESCO A MIGLIORARE L'AERODINAMICA, POSSO AVERE M_{rel} e C_p MAGGIORI, QUINDI UN COMPR. PIU' PICCOLO CHE SMALTISCE LA STESSA PORTATA.

FISSO M_{rel} e C_p $\xRightarrow{\text{OTTENGO}}$ $\underbrace{C_1, U_1, W_1}$

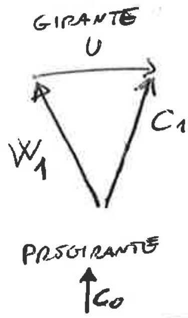
DATA $\dot{m} = \rho_1 C_1 A_1$, $A_1 = \pi \left(\frac{D}{2}\right)^2$ $\longrightarrow D_1$

$$U_1 = \omega \frac{D_1}{2}$$

$$\begin{cases} L \propto U_2^2 \longrightarrow \text{VEDI LAVORO IN FUNZIONE DI } \beta_2 \text{ (PAG. SEGUENTE)} \\ U_2 = \omega \frac{D_2}{2} \end{cases}$$

PREGIRANTE

COME NEI COMPRESSORI ASSIALI SI PUO' METTERE UNA PREGIRANTE PER FAR GIRARE PIU' VELOCEMENTE IL COMPRESSORE => PIU' PICCOLO A PARITA' DI PORTATA. NOTA LA PREGIRANTE PESA
IN REALTA' CON LA PREGIRANTE $L \propto U_2^2$ NON VALE PIU' PERCHE' LA ψ CAMBIA (CAMBIANO GLI ANGOLI)



$$U = C_{u1} + |W_{u1}|$$

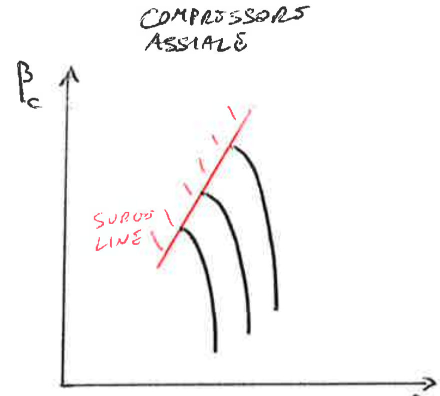
LA PREGIRANTE FORNISCE UNA COMPONENTE C_u AL FLUSSO.
A PARITA' DI W_1, SE C'E' UNA C_{u1} => RIESCO AD AVERE U PIU' GRANDE. QUINDI CON U PIU' GRANDE IL COMPRESSORE GIRA PIU' VELOCEMENTE E QUINDI AVRO' UN DIAMETRO PIU' PICCOLO (A PARITA' DI $M_{1,rel}$ e C_p)

IMPELLER

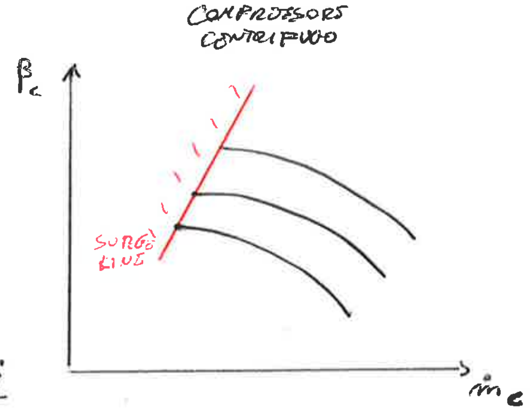
$$L_c = U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}$$

TRA TUTTI I POSSIBILI COMPRESSORI STUDIAMO QUELLO SENZA PREGIRANTE => $C_{u1} = 0$
QUELLO CON PREGIRANTE SAREBBE PIU' COMPLESSO PERCHE' IL FLUSSO IN INGRESSO NON SAREBBE UNIFORME

SENZA PREGIRANTE $L_c = U_2 C_{u2}$



PORTATA CORRETTA $\dot{m}_c = \dfrac{\dot{m}\sqrt{RT_1^0}}{P_1^0 D^2}$

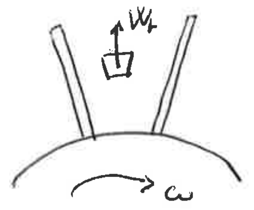


IN UN COMPRESSORE CENTRIFUGO IL β SCENDE PIU' LENTAMENTE AL CRESCERE DELLA PORTATA.

GRADIENTE DI PRESSIONE e SUE CONSEGUENZE (→ STALLO e SLIP FACTOR)

PER SEMPLICITA' STUDIAMO UN COMPRESSORE CENTRIFUGO CON PALE RADIALI

SISTEMA DI RIF. ROTANTE

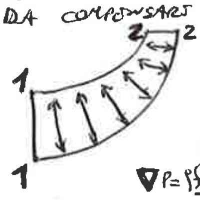


$W_u = 0$ (POICHE' PALE RADIALI)

$C_u = U = \omega r$

SCRIVIAMO EQ. EQUILIBRIO RADIALE, IMPONENDO CHE W_r RESTI COSTANTE.

NEL COMPRESSORE CENTRIFUGO L'ALTEZZA DELLE PALETTE VA RIDUCENDOSI CON IL RAGGIO IN MODO DA COMPENSARE L'AUMENTO DI DENSITA' (AL FINE DI MANTENERE COSTANTE W_r)



VOGLIO CHE IL FLUIDO NON RALLENTI, NE' ACCELERI.

PERCHE' SE RALLENTA C'E' PERICOLO DI STALLO, SE ACCELERA VUOL DIRE CHE PRIMA ANDAVA TROPPO PIANO (e QUINDI POTEVO ACCELERARLO PRIMA e FARE L'INGRESSO PIU' PICCOLO)

NELLA DIREZIONE RADIALE NON CI SONO ACCELERAZIONI (NEL SISTEMA ROTANTE) $\Rightarrow \sum_i F_i = 0$

$\nabla P = \rho f$

$$\frac{1}{\rho}\frac{dP}{dr} = \frac{C_u^2}{r} = \omega^2 r$$

→ FORZE CENTRIFUGHE: FANNO AUMENTARE LA PRESSIONE

NOTA: $\nabla P = \rho f$ e' L'EQ. DI NAVIER-STOKES DEL BILANCIO DI QDM, VALIDA PER UN FLUIDO IN QUIETE O IN MOTO CON VELOCITA' COSTANTE. IN QUESTO CASO e' STATA APPLICATA IN UN SISTEMA ROTANTE (e L'UNICA VELOCITA' (W_r) e' COST.)

SCRIVIAMO L'EQUILIBRIO DELLE FORZE IN DIREZIONE TANGENZIALE

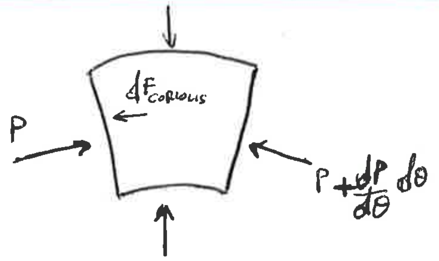
NEL SISTEMA ROTANTE NON CI SONO ACCELERAZIONI (LA W_r e' cost. = 0)
QUINDI ANCHE IN QUESTO CASO $\sum_i F_i = 0$

$\underline{a}_e = -2\,\underline{\omega} \times \underline{W_r}$

$\nabla P = \rho \underline{f} = \rho \underline{a}_e$

IN COORDINATE POLARI $\frac{1}{r}\frac{dP}{d\theta}$

SOMMANDO TUTTE LE FORZE SI OTTIENE

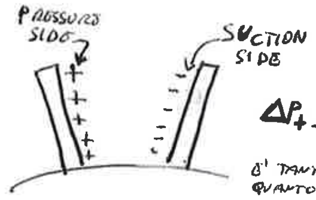


IN UN SISTEMA ROTANTE C'E' LA FORZA DI CORIOLIS

$$|F_{COR}| = 2\omega W_r \underbrace{\rho\, dV}_{m}$$

EQUILIBRIO TANGENZIALE

$$\frac{1}{\rho}\frac{dP}{d\theta} = -2\omega W_r r = -2UW_r$$

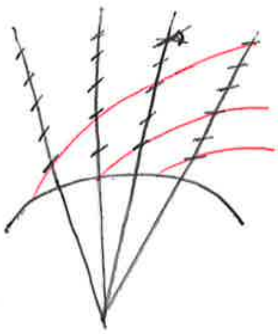


$$\Delta P_{+-} = \int_0^{2\pi/N_{PALE}} \frac{dP}{d\theta}\, d\theta$$

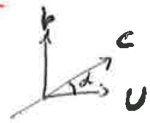
E' TANTO PIU' PICCOLO QUANTO PIU' PALE CI SONO

QUINDI SI HA CHE LA PRESSIONE E' PIU' ALTA A SINISTRA E VA DIMINUENDO VERSO DESTRA
LA PARTICELLA, MENTRE AUMENTA DI RAGGIO RISULTA AUMENTARE DI PRESSIONE A CAUSA DELLE FORZE CENTRIFUGHE, e SI SENTE SPINTA VERSO DESTRA DALLA PALETTA

SE SI SEGUE UNA PARTICELLA, QUESTA DESCRIVE UNA SPIRALE LOGARITMICA



SPIRALE LOGARITMICA: $r_{(\theta)} = r_2 e^{(\theta - \theta_0)}$



DIFFUSORE PALETTATO → SI USA PER FAR DIMINUIRE LA VELOCITÀ C PIÙ VELOCEMENTE RISPETTO AD UN VORTICE LIBERO, E QUINDI MENO INGOMBRO.

LO SCOPO È QUELLO DI AUMENTARE α

$$\frac{r_4}{r_3} = \frac{C_3}{C_4} \frac{\sin\alpha_3}{\sin\alpha_4}$$

FACCIO IN MODO CHE SIA < 1, QUINDI POSSO RALLENTARE DI PIÙ A PARITÀ DI RAGGIO

VALE ANCORA L'EQUAZIONE DELLA COSTRUZ. DI PORTATA, MA NON VALE PIÙ L'EQUAZ. DI CONSERVAZIONE DEL MOMENTO ANGOLARE, PERCHÉ LE PALETTE ESERCITANO UNA FORZA (COPPIA) SULLE PARTICELLE (FLUIDO)

VA BENE ANCHE USARE PALE DRITTE

IN TERMINI DI PRESTAZIONI IL COMPRESSORE CENTRIFUGO È PIÙ PERFORMANTE DEL COMPRESSORE ASSIALE

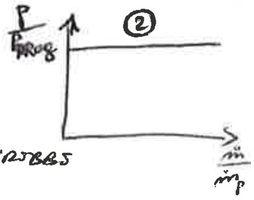
UNO STADIO DI COMPRESSORE CENTRIFUGO RIESCE A FARE IL LAVORO DI 5-6 STADI ASSIALI.

MA UN C. CENTRIFUGO HA CIRCA IL DOPPIO-TRIPLO DI DIAMETRO. QUINDI SE IL PROBLEMA È L'INGOMBRO IL CENTRIFUGO CERTAMENTE NON VA BENE. SE SI VUOLE RISPARMIARE SI USA IL CENTRIFUGO (PIÙ FACILE DA REALIZZARE)

ES. CON $\psi = 2 \Rightarrow L_c = U^2$, ASSUMENDO $U = 500 \frac{m}{s}$ SI HA $L_c = 250 \frac{KJ}{Kg}$

CHE È ~ 7 VOLTE MAGGIORE DI QUELLO OTTENUTO PER ~~UNO~~ STADIO DI COMPRESSORE ASSIALE $\left(\sim 35 \frac{KJ}{Kg}\right)$

② RIFLUSSO (o BYPASS) È IL PEGGIORE

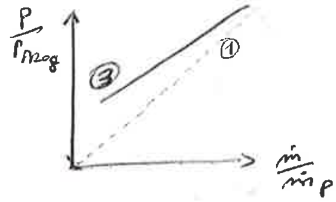


SI PRODUCE SEMPRE LA STESSA PORTATA; QUELLA IN PIÙ VIENE BUTTATA. QUESTO SI PUÒ FARE SOLO IN CASO DI AMBIENTE APERTO, IN UNO CHIUSO SI AVREBBE RISCALDAMENTO (PERCHÉ IL FLUIDO COMPRESSO È CALDO)

LA POTENZA È LA STESSA MA SI È BUTTATA UNA PARTE => PEGGIOR METODO

③ PALE A CALETTAMENTO VARIABILE

RIDUCO LA PORTATA MODIFICANDO GLI ANGOLI DELLE PALE.
È COME AVERE UN COMPRESSORE DIVERSO PER OGNI PORTATA
RICHIEDE TUTTO UN SISTEMA PER MODIFICARE GLI ANGOLI



I 3 METODI ① ② ③ SONO COMPLESSI o RICHIEDONO ACCESSORI, QUELLI ④ ⑤ ⑥ SONO PIÙ SEMPLICI

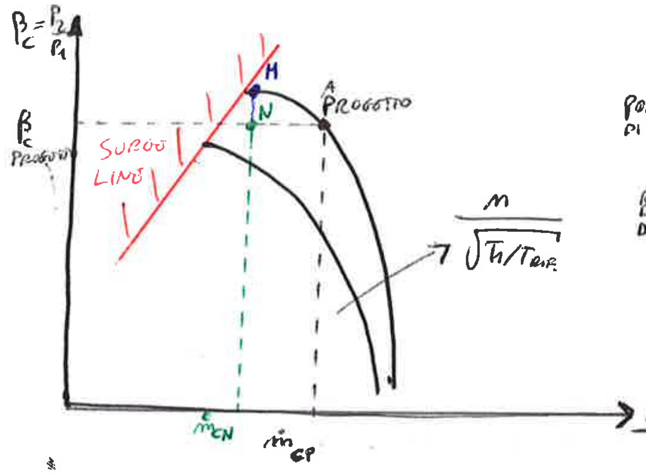
④ VARIAZIONE DEL NUMERO DI GIRI n

⑤ LAMINAZIONE MANDATA

SI ESEGUE CON UNA VALVOLA A FARFALLA (DI STROZZATURA)
SI USA ANCHE PER LA REGOLAZIONE DEI MOTORI ALTERNATIVI

⑥ LAMINAZIONE ASPIRAZIONE

I METODI ④, ⑤, ⑥ CAMBIANO LE CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO, QUINDI VANNO STUDIATI SULLA MAPPA DEL COMPRESSORE.



PORTATA DI PROGETTO $\dot{m}_{CP} = \dfrac{\dot{m}_p \sqrt{T_a/T_{RIF}}}{P_a/P_{RIF}}$

a = ASPIRAZIONE
m = MANDATA

RAPPORTO DI COMPR. DI PROGETTO $\beta_{CP} = \dfrac{P_m}{P_a}$

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_1^\circ/T_{RIF}}}{P_1^\circ/P_{1RIF}}$$

R NON LA METTO (POICHÉ CONSIDERO UN DETERMINATO FLUIDO ARIA AD ES.)

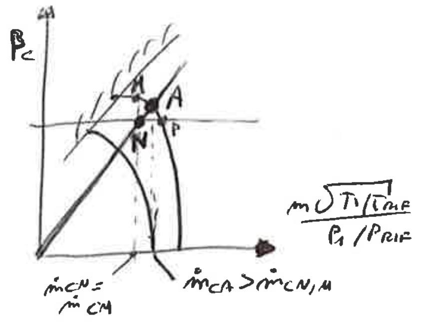
ADIMENSIONALIZZO T° e P° RISPETTO A DUE GRANDEZZE DI RIFERIMENTO. IN QUESTO MODO NON HO PIÙ LA PORTATA CORRETTA MA UNA VERA PORTATA (IN Kg/s)

TOTALE = STATICO POICHÉ IL FLUIDO È FERMO (SI ASPIRA DA CONDIZIONI STATICHE)

NON METTO IL DIAMETRO POICHÉ CONSIDERO UN DETERMINATO COMPRESSORE

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 87 di 166

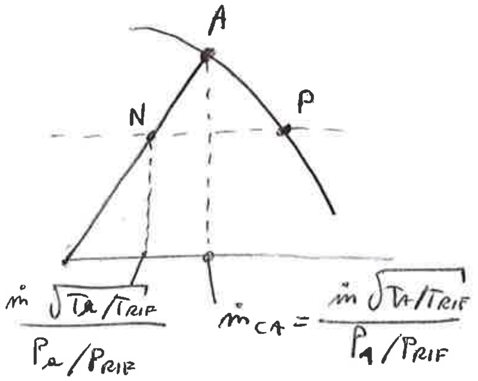
CON UN PROCEDIMENTO GRAFICO SI TROVA IL NUOVO PUNTO DI FUNZIONAMENTO



UNA VOLTA TROVATO IL β_{CA} È POSSIBILE CALCOLARE LA $P_1 = P_m/\beta_{CA}$ (CHE È LA PRESSIONE DI REGOLAZIONE) INDICA DI QUANTO BISOGNA CHIUDERE LA VALVOLA; LA CADUTA DI PRESSIONE SULLA VALVOLA DEVE ESSERE $(P_a - P_1)$

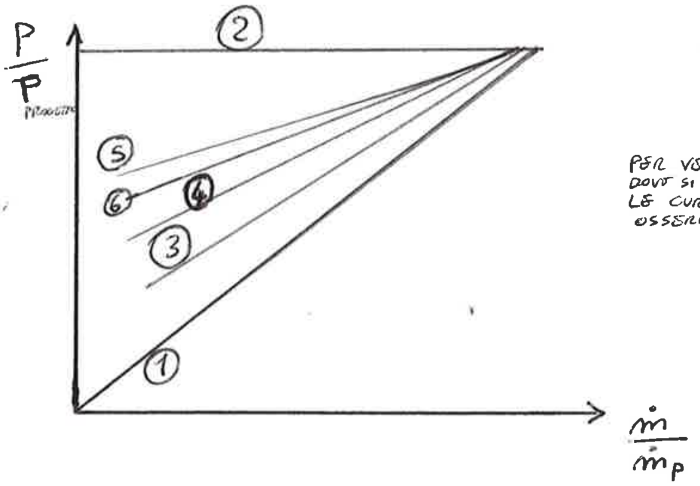
SULLA VERTICALE DI A LEGGO LA PORTATA CORRETTA DI A, NON LA PORTATA. (CHE INVECE È UGUALE ALLE ALTRE REGOLAZIONI)

LA PORTATA CORRETTA DEL PUNTO A È PIÙ GRANDE DI QUELLA DEGLI ALTRI 2 PUNTI (N & M) PERCHÉ A PARITÀ DI PORTATA (GUARDANDO L'ESPRESSIONE DI $\dot m_c$) E A PARITÀ DI T_a, NELLA LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE SI HA UNA P_1 PIÙ PICCOLA.
CIOÈ A PARITÀ DI DIMINUZIONE DI PORTATA (NON CORRETTA), NELLA LAMINAZ. ALLA MANDATA IL PUNTO DI FUNZIONAMENTO SI SPOSTA MENO A SINISTRA RISPETTO AGLI ALTRI METODI DI REGOLAZIONE. (QUESTO È UN VANTAGGIO POICHÉ PIÙ LONTANI DAL POMPAGGIO)
LAMINANDO ALL'ASPIRAZIONE CI SONO 2 EFFETTI CHE RIDUCONO LA PORTATA.
ALL'ASPIRAZIONE LA PORTATA SCENDE SIA PERCHÉ SI È ALZATO IL β, SIA PERCHÉ SI È ABBASSATA LA PRESSIONE IN INGRESSO (E QUINDI LA DENSITÀ). STA AGENDO SU UN FLUIDO MENO DENSO
ALLA MANDATA LA PORTATA CORRETTA SCENDE SOLO PERCHÉ SI È ALZATO IL β (IL COMPR. COMPRIME DI PIÙ)



QUINDI NELLA LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE BASTA UNA CADUTA DI PRESSIONE MINORE SULLA VALVOLA RISPETTO ALLA LAMINAZ. ALLA MANDATA.

CONFRONTO TRA I VARI METODI



$$\frac{P}{\dot m} = L = \frac{1}{\eta_c} c_p T_a \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

PER VEDERE DOVE SI COLLOCANO LE CURVE BASTA OSSERVARE CHE

SI IPOTIZZA CHE IL RENDIMENTO CAMBI POCO

HA UNA GRANDE INFLUENZA

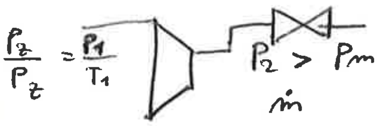
QUINDI SE β_c CRESCE LA POTENZA RICHIESTA CRESCE. CIÒ SOTTO L'IPOTESI DI η_c COSTANTE

LO SCOSTAMENTO DELLA (4) DALLA (1) È SOLO PERCHÉ IL RENDIMENTO SCENDE UN PO'

LA REGOLAZIONE MIGLIORE È QUELLA PER VARIAZIONE DEI GIRI, PERCHÉ NON FA AUMENTARE β. PERÒ PER CAMBIARE I GIRI CI VUOLE UN SISTEMA DI CAMBIO, MENTRE PER LA REGOLAZIONE A LAMINAZIONE BASTA UNA VALVOLA.

60 IN TUTTI E 3 I CASI (4) (5) (6) C'È PERICOLO DI POMPAGGIO SE SI RIDUCE TROPPO LA PORTATA

REGOLAZIONE PER LAMINAZIONE ALLA MANDATA



SERVONO COME SEMPRE 2 CONDIZIONI PER TROVARE IL NUOVO PUNTO DI FUNZIONAMENTO (NUOVA PORTATA CORRETTA E NUOVO NUMERO DI GIRI CORRETTI)

LA PORTATA CORRETTA DIMINUISCE

$$\dot{m}_{CM} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_z/T_{RIF}}}{P_z/P_{RIF}} = \dot{m}_{CN}$$

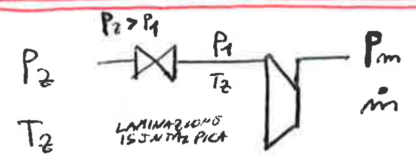
$$n_{CM} = \frac{n}{\sqrt{T_z/T_{RIF}}} = n_{CP}\sqrt{\frac{T_{za}}{T_z}}$$

I GIRI SONO GLI STESSI → DEI GIRI DI PROGETTO MA È CAMBIATA LA TEMPERATURA QUINDI I GIRI CORRETTI SCENDONO (POCO)

IL β_{CM} PUÒ ESSERE MAGGIORE DEL β_P CIÒ DIPENDE DALLA PENDENZA DELLE CURVE, E IN TAL CASO È UNO SVANTAGGIO (DEVO PAGARE PIÙ LAVORO).

SCENDENDO DI QUOTA DEVO LAMINARE TANTISSIMO E ALLA FINE IL COMPRESSORE (SPESSO, MA NON SEMPRE) DEVE COMPRIMERE DI PIÙ. INOLTRE SI SI AVVICINA AL POMPAGGIO. QUESTA REGOLAZIONE NON SI USA. PRESENTA TUTTI I DIFETTI

REGOLAZIONE PER LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE



SI DEVONO TROVARE 2 CONDIZIONI (I GIRI (NON CORRETTI) SONO UGUALI, L'ALTRA CONDIZIONE SI DETERMINA RICAVANDO LA $tg\alpha$ NEL PUNTO A ...)

$$\begin{cases} n_{CA} = n_{CM} = n_{CP}\sqrt{\frac{T_{ZR}}{T_z}} \\ tg\alpha_A = tg\alpha_N \end{cases}$$

IL PUNTO DI FUNZIONAMENTO SI TROVA CONSIDERANDO I NUOVI GIRI CORRETTI n_{cA}, E CONSIDERANDO CHE LA PORTATA È LA STESSA $\dot{m}_A = \dot{m}_P$ QUINDI

$$tg\alpha_A = \frac{\beta_A \leftarrow \frac{P_m}{P_1}}{\frac{\dot{m}_A\sqrt{T_z/T_{RIF}}}{P_1/P_{RIF}}} = \frac{P_m}{P_{RIF}\,\dot{m}\sqrt{T_z/T_{RIF}}} \; ; \quad tg\alpha_P = \frac{\beta_P \leftarrow \frac{P_m}{P_{zd}}}{\frac{\dot{m}_P\sqrt{T_{zd}/T_{RIF}}}{P_{zd}/P_{RIF}}} = \frac{P_m}{P_{RIF}\,\dot{m}\sqrt{\frac{T_{zd}}{T_{RIF}}}}$$

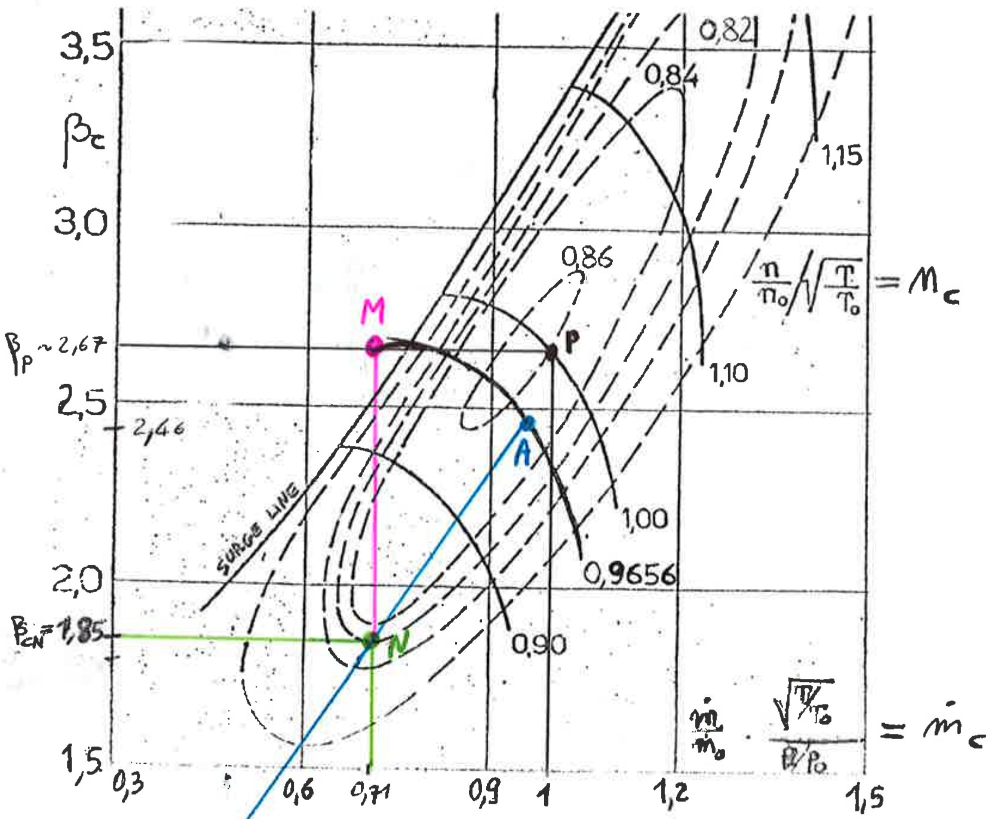
$$\Rightarrow \boxed{\frac{tg\alpha_A}{tg\alpha_N} = \sqrt{\frac{T_{zd}}{T_z}}}$$

SI UNISCE O CON N E SI ARRIVA FINO ALLA CARATTERISTICA CORRISPONDENTE AI GIRI n_{cA}

GLI ASPETTI POSITIVI DI QUESTA REGOLAZIONE SONO 2: CI SI ALLONTANA DAL POMPAGGIO, E IL β DIMINUISCE (QUINDI IL LAVORO È MINORE) INOLTRE η È PRATICAMENTE QUELLO DI PROGETTO

CI PUÒ ESSERE QUALCHE PROBLEMA ALL'ASPIRAZIONE SE L'ARIA È GIÀ MISCELATA CON IL COMBUSTIBILE

 : REGOLAZIONE AERONAUTICA



1. Regolazione "industriale"

   Il compressore la cui caratteristica è riportata in figura funziona in condizioni di progetto con $n = n_0$, aspirando aria da un ambiente con $T_a = T_0 = 288$ K e $p_a = p_0 = 1$ bar. In queste condizioni la portata vale $\dot{m} = \dot{m}_0 = 0.35$ kg/s. Determinare il lavoro massico L_c e la potenza assorbita P assumendo un rendimento meccanico $\eta_m = 0.95$. Determinare inoltre il punto di funzionamento sulla caratteristica, il lavoro massico e la potenza assorbita quando la portata viene ridotta a $\dot{m} = 0.28$ kg/s per variazione del numero di giri, laminazione alla mandata e laminazione all'aspirazione (ammesso che il compressore non cada in pompaggio).

2. Regolazione "aeronautica"

   Lo stesso compressore del caso precedente è utilizzato per sovralimentare un motore aeronautico adattato per una quota di 3000 m ($T_{za}/T_0 = 0.9323$, $p_{za}/p_0 = 0.6919$); il compressore funziona a $n = 0.9656\ n_0$ con $\beta = 2.67$ (il punto di funzionamento è quindi lo stesso del caso precedente "a progetto"). Determinare la portata smaltita $\dot{m}$, il lavoro massico L_c e la potenza assorbita P (stesso η_m). Scendendo a quota 0 determinare il punto di funzionamento e la potenza assorbita regolando il compressore per variazione del numero di giri, laminazione alla mandata e laminazione all'aspirazione in modo da mantenere la portata e la pressione di mandata costanti.

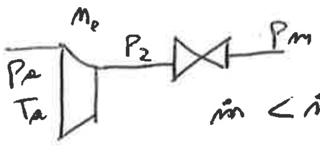
O

ORIGINE ASSI

$\dot{m}_0 = 0,35\ \frac{kg}{s}$

LAMINAZIONE ALLA MANDATA

(M)



$\dot{m} < \dot{m}_0$

$$n_{corr\,M} = n_{corr\,P}$$

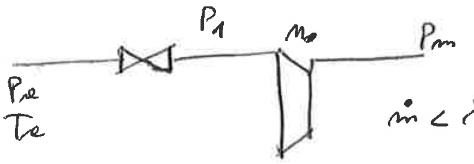
$$\dot{m}_{corr\,M} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = 0,8$$

SI SCOPRE CHE LAMINANDO ALLA MANDATA IN QUESTO MODO SI FINISCE IN POMPAGGIO (MENTRE SI CHIUDE LA VALVOLA IL COMPR. VA IN POMPAGGIO)

DATO CHE SI VA IN POMPAGGIO NON FACCIAMO I CONTI

LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE

(A)



$\dot{m} < \dot{m}_0$

$$P_m = \beta_{cp} \cdot P_a = 2,67 \text{ BAR}$$

COSTRUZIONE GRAFICA (CON LA tg)
CONGIUNGERE L'ORIGINE O CON IL PUNTO N E PROLUNGARE FINO ALLA CURVA ISOGIRI 1,00

$$\eta_{yc} = 0,78$$

$$\beta_c = 2,81 \rightarrow P_1 = \frac{P_{2=m}}{\beta_c}$$

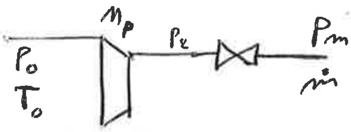
$$L_c = 133,1 \ \frac{kJ}{kg}$$

$$P = 39,2 \text{ kW}$$

RISPETTO ALLA REGOLAZIONE PER GIRI, QUI SI HA UN LAVORO MAGGIORE E UNA POTENZA MAGGIORE. QUINDI MEGLIO REGOLARE PER GIRI (QUI SI PAGA IL β)

LAMINAZIONE ALLA MANDATA

(M)



$T_{2a} = 268,5\ K$ $\frac{M_{cM}}{M_{cP}} = \sqrt{\frac{T_{2a}}{T_0}} = 0,9656$

POICHÉ $M_{cP} = 1 \Rightarrow M_{cM} = 0,9656$

$\dot m_{corr_M} = \frac{\dot m}{\dot m_0} = 0,714$

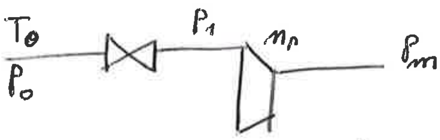
LA PORTATA È UGUALE A QUELLA DEL PUNTO N

IL PUNTO DI FUNZIONAMENTO SI TROVA SALENDO IN VERTICALE FINO AD INTERCETTARE LA CURVA ISOGIRI 0,9656. SI FINISCE IN POMPAGGIO

QUESTA REGOLAZIONE NON ANDREBBE BENE NEANCHE SE NON CI FOSSE POMPAGGIO, PERCHÉ SI AVREBBERO TANTE PERDITE (β TROPPO ALTO...)

LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE

(A)



TEMPERATURA PIÙ ALTA SIGNIFICA GIRI CORRETTI LEGGERMENTE PIÙ BASSI

$\dot m_{corr\ A} = \dot m_{corr\ M}$

PER TROVARE IL PUNTO DI FUNZIONAMENTO SI UNISCE IL PUNTO O (ORIGINE) CON IL PUNTO N, E SI PROLUNGA LA RETTA FINO AD INTERSECARE LA CURVA ISOGIRI 0,9656. $\frac{tg\,\alpha_A}{tg\,\alpha_P} = \sqrt{\frac{T_{2a}}{T_0}} = 0,9656$, $tg\,\alpha_P = \frac{\beta_P}{\dot m_{cP}} = 2,67$

$\Rightarrow \alpha_A \cong 69°$

$\beta_{CA} = 2,46$ $\eta_{yc} = 0,85$

$P_1 = 0,75$ BAR $= \frac{P_m}{\beta_c}$

$L_c = 102,2\ \frac{kJ}{kg}$ $P = 26,9\ kW$

LA POTENZA È QUASI UGUALE A QUELLA DI PRODOTTO.
SI PAGA L'AUMENTO DI TEMPERATURA, PUR COMPRIMENDO DI MENO
QUI NON SI RISPARMIA QUASI NULLA.

QUINDI QUANDO SI SCENDE A QUOTA ZERO, PER AVERE LA STESSA