NUMERO: 1120

DATA: 22/09/2014

A P P U N T I

STUDENTE: Sobrino

MATERIA: Fondamenti di Macchine + Eserc., Prof.Poggio

Prof. Poggio

Prima lezione 01-10-2013

Alberto Poggio

Carbone ha superato il petrolio in Italia, 1° gas naturale

Cina, India, Sudest Asiatico maggiori consumatori di energia

Prezzo dell' Energia

il Petrolio è in crisi perché non è più a buon mercato ma ce n'è ancora molto

in 100 anni +4 °C con aumento di persone e consumi

+3 °C con aumento rinnovabili

+2 °C con meno consumi e più rinnovabili

con emissioni nulle => +0,5 °C

-20% consumi energetici e emissioni gas serra

+20% fonti rinnovabili sul totale

Esame scritto esercizi + teoria in forma aperta

due parti prima la teoria 40 min e poi gli esercizi, nello stesso giorno

Macchine

Insieme di organi meccanici fissi o mobili, almeno una parte scambia lavoro, compiendo o ~~meglio~~ subendo lavoro.

Macchine a Fluido

lo scambio di energia con le parti mobili avviene per mezzo di un fluido

energia disponibile è quella necessaria a ottenere quella utile finale.

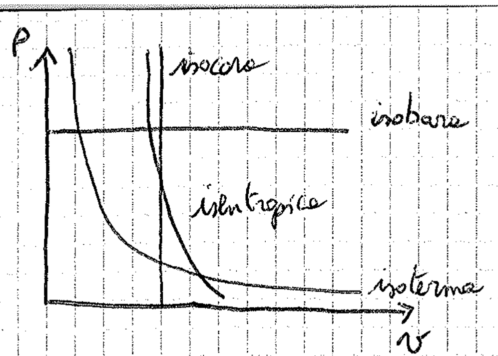
$$\text{rendimento} = \frac{\text{effetto utile}}{\text{ciò che si spende}}$$

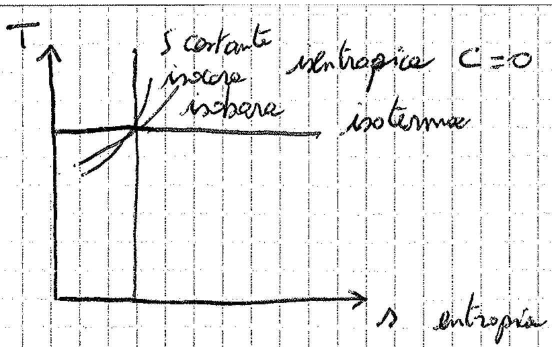
Macchine a Fluido

comprimibili (gas) macchine termiche

ρ può variare in funzione della pressione

incomprimibile macchine idrauliche (acqua)





Legge di Evoluzione Politropica

$pv^m = K$ costante

$\delta Q = c\,dT$ se c è costante nell'intorno del punto in esame

$J/Kg \cdot K$

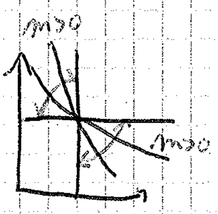
isobare	p costante	$m=0$	$c=c_p$
isocore	v costante	$m=\pm\infty$	$c=c_v$
isoterme	T costante	$m=$ ~~costante~~ 1	$c=\pm\infty$
	$pv=$ costante		

$R = c_p - c_v$

$K = c_p / c_v$

isentropica $s=$ costante $m=K$ $c=0$

$c_p > c_v$ $K = c_p/c_v > 1$



$pv^m =$ costante

$$\frac{T}{p^{\frac{m-1}{m}}} = \text{costante}$$

$Tv^{m-1} =$ costante

$$\boxed{c = c_v \frac{m-K}{m-1}}$$ in generale

$$\boxed{m = \frac{c_p - c}{c_v - c}}$$

isobare meno ripido
isocore più ripido

politropica $pv^m =$ cost m cost c cost

Energetica dell' Edificio

02-10-2013 Bonville

Prima Lezione

Ricevimento mercoledì 17,30 - 19,00 in ufficio

collaboratore Caparroli

bisogna consegnare le relazioni, -0,5 crediti per ogni relazioni fuori scadenza, consegnare relazioni come file pdf

sintassi file: Cognome_Nome_matricola

entro un mese 11 ottobre -> 11 novembre

1° appello 27-1-2014 2° appello 24-2-2014

teoria + esercizio voto massimo 27/30

42 vero o falso +1 V, -1 F, 0 non data

30/60 ammesso a quella seconda parte

4 domande sintetiche

20/42 corretti } sufficienza
15/30 teoria

- tre esercizi
- orale facoltativo

si può avere il testo di teoria e il formulario

1 tep = 1000 Kg di petrolio

2010 185 mln tep di energia primaria consumata in Italia

130 Mtep per usi finale

5866 Kg/s di petrolio equivalente consumato

35 % di energia per usi civili

31% trasporti 23% industria

45% consumo degli edifici

1/6 per processo di costruzione

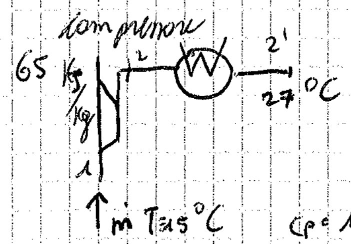
5/6 per l'esercizio del costruito

In UK, D, FR il consumo per il riscaldamento è andato diminuendo

In Italia è diminuito il consumo elettrico

Una climatizzazione può portare a un rumore inaccettabile

· T uscita dal compressore ?
· calore massico sottratto nello scambiatore ?
· portata d'acqua per raffreddare a $T=10°C$?



È un sistema aperto

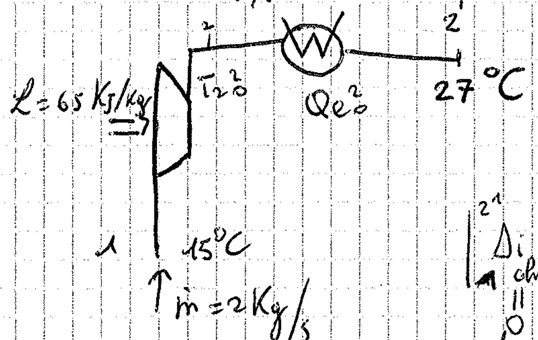
$c_p = 1004,5 \; J/Kg \cdot K$

$\dot m = 2 \; Kg/s$ $\quad K = 1,4$

$$\Big|_1^{2'} Q_e + L_e = \Delta i^* + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_{cf}$$

il lavoro è quello scambiato dalle parti in movimento

Ipotesi



· compressore adiabatico, non è vero a rigore

$$\Big|_1^{2'} \Delta i_{chim} + \Big|_1^{2'} \Delta i = \Big|_1^{2'} \Delta i^*$$
$\Delta i_{chim} = 0$

perché siamo in un sistema non reagente

$$\Big|_1^{2'} \Delta i = c_p \Delta T = c_p (T_2' - T_1)$$

$$\Big|_1^{2'} \Delta E_c = \frac{c_{2'}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}$$ chi ha detto che è trascurabile?

· assumiamo che $c_2' = c_1$ perché la macchina non deve accelerare il fluido

$$\Big|_1^{2'} \Delta E_g = g (z_2' - z_1)$$

$1000 \; Kg/m^3 = \rho_{acqua}$

trascurabile negli aeriformi $\quad 1 \; Kg/m^3 = \rho_{aria}$

perché cambia ρ, molto bassa

$$\Big|_1^{2'} \Delta E_{cf} = -\frac{\mu_{2'}^2}{2} + \frac{\mu_1^2}{2}$$ non varia perché entra ed esce linearmente,

$$\Big|_1^{2'} Q_e + L_i = \Delta i = c_p (T_2' - T_1)$$

$$65 + Q_e = 1{,}0045 \, (27 - 15)$$

$$Q_e = -L_i + c_p (T_2' - T_1) =$$

$$= -65 + 1{,}0045 \, (27 - 15) = -52{,}9 \; KJ/Kg$$

$$L_i = \int_a^b v\,dp + L_W + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_q$$

per macchine idrauliche

$\int_a^b v\,dp$ il fluido è incompressibile

$v = 1/\rho =$ $\qquad \int_a^b v\,dp = v(p_b - p_a) = 0$ perché $p_b = p_a = p_{atm}$

$$L_i = L_W + \Delta E_c + \Delta E_g$$

$$L_i = L_W + Cb^2/2 + g\Delta z$$

a) $L_{W\,TOT} = 0$

$$L_i = Cb^2/2 + g\Delta z = 2^2/2 + 9{,}8 \cdot 20 = 198{,}2 \ J/Kg$$

il lavoro degli aeriformi vanno in KJ/Kg perché sono maggiori dei liquidi, che sono espressi in J/Kg

b) $L_{W,\,TOT} = 15\%\ L_i$

$$L_i = \frac{1}{0{,}85}\left[\frac{Cb^2}{2} + g\Delta z\right] = \frac{1}{0{,}85}\left[198{,}2\right] = 233{,}2 \ J/Kg$$

$P_i = \dot{m} L_i$ Potenza Interna perché calcolata dal lavoro interno

L_i: Lavoro Interno

P_a potenza assorbita all'albero $>$ P_i potenza interna

$$P_a = \frac{\dot{m} L_i}{\eta_m}$$

η_m rendimento meccanico $= \dfrac{P_i}{P_a}$

$\dot{m} = \rho \underbrace{Av}_{\dot{V}}$ $\qquad \rho$ costante

$\dot{V}$ portata volumetrica $\dot{V}\ [m^3/s]$

$$\dot{m} = \rho A v = 1000\ Kg/m^3 \cdot 2\ m/s \cdot \frac{0{,}10^2}{4}\pi\ \cancel{m^2} =$$

a) $P_a = \dfrac{\dot{m} L_i}{\eta_m} = 3{,}21\ KW$

b) $P_a = 3{,}77\ KW$

Quarta lezione 07/10/2013

Secondo Principio della Termodinamica

ogni volta che si ha un passaggio nell'equazione del primo principio, ci sono delle perdite che danno luogo all'irreversibilità.

primo principio

$$Q_e + L_i \overset{<=>}{=} \Delta i + \Delta E_{c,g,cf}$$

l'energia si conserva

Enunciato: $\delta Q_e + \delta L_w = T\,dS$

l'entropia è il contatore dell'irreversibilità

in un sistema, si può avere calore trasferito dall'esterno o generato dall'attrito interno

$$T\,dS = \delta Q_e + \delta L_w = \delta Q = c\,dT$$

evoluzione adiabatica $\delta Q_e = 0$

evoluzione reversibile $\delta L_w = 0$

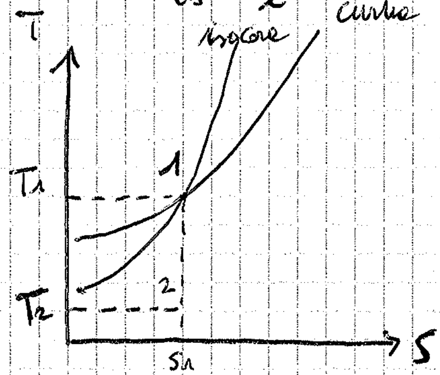
$$T\,dS = 0 = \delta Q$$

$$\Downarrow$$

$dS = 0$ isentropica

$$\delta Q = c\,dT = \delta Q_e + \delta L_w = T\,dS$$

$$\frac{dT}{dS} = \frac{T}{c} \quad \text{curva isobara}$$



$$\left.\frac{dT}{dS}\right|_1 = \frac{T_1}{c_p}$$

c_p a pressione costante

isocora $\dfrac{dT}{dS} = \dfrac{T_1}{c_v}$ ha pendenza maggiore perché $c_v < c_p$

$c_p - c_v = R > 0$

$$\left.\frac{dT}{dS}\right|_2 = \frac{T_2}{c_p} \quad \text{isobara}$$

$T_2 < T_1$ pendenza minore

le isobare sono divergenti

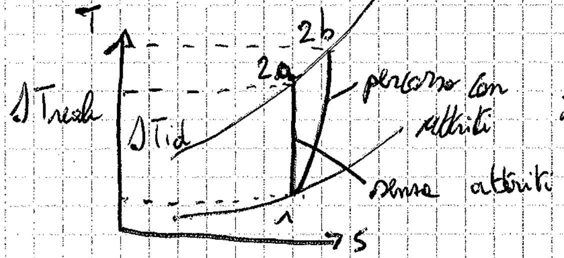
$$T_2 = (17+273)\left(\frac{2}{1}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 353,5\ K = 80,5\ °C$$

lavoro isentropico $\quad L_i = c\,(T_2 - T_1) = 1,0045\,(80,5-17) = 63,8\ KJ/Kg$

$$Q_e = 0 \quad L_W = 0$$

(2) adiabatica con attriti $\quad m = 1,55 \quad Q_e = 0$

$L_W > 0$



$L_i = \left|\int_1^2 \Delta i = c_p(T_2 - T_1)\right.$

nella trasformazione reale l'entropia aumenta

i compressori in genere sono considerati adiabatici

$\Delta T_{reale} \nearrow$ lavoro $\nearrow$

$$\frac{T}{p^{\frac{m-1}{m}}} = \text{costante}$$

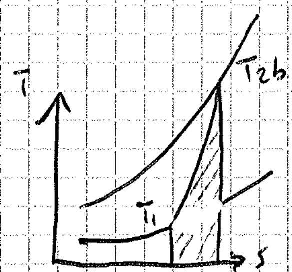
$$T_{2b} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} = 370,8\ K = 97,8\ °C$$

$$L_{i_b} = c_p(T_{2b} - T_1) = 1,0045\,(97,8-17) = 81,3\ KJ/Kg$$

$$L_{i_a} = 63,8\ KJ/Kg$$

$L_{ib} - L_{ia} = 17,5\ KJ/Kg$ perdite per attriti

$$\underset{\substack{\parallel\\0}}{Q_e} + \boxed{L_W = \int_1^{2b} T\,dS}$$



$$L_i = \int_1^{2b} v\,dp + L_W + \underbrace{\Delta E_{c,g,cf}}_{\approx 0}$$

$$L_W = -\int_1^{2b} v\,dp + L_i$$

$$p v^m = \text{cost} = p_1 v_1^m$$

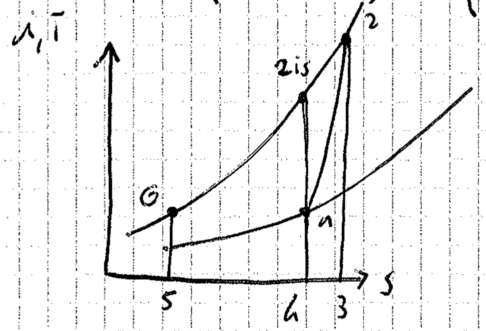
$$T/p^{\frac{m-1}{m}} = \text{cost} = \frac{T_1}{p_1^{\frac{m-1}{m}}}$$

$$\int_1^{2b} v\,dp = \frac{m}{m-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1\right]$$

$Q_e + L_i = \int_6^{2i} \Delta i + \Delta \theta_{c,g,cf}$ (con $Q_e \approx 0$ e $\Delta \theta_{c,g,cf} \approx 0$) ricalbanato isobaro

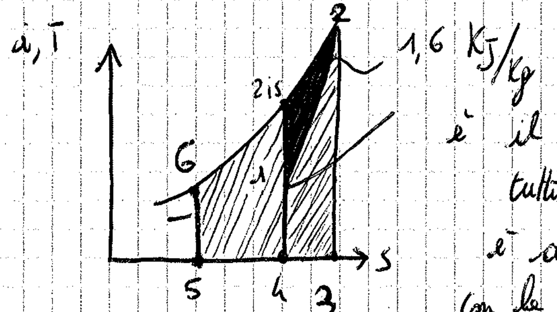
$= c_p (T_{2is} - T_6)$.

$$L_{is} = c_p (T_{2is} - T_4) = c_p (T_{2is} - T_6) = \int_6^{2is} T\,dS$$



$L_{i,is} = 2is/4/5/6 = L_{i,\ 2is-4-5-6}$

$L_{i,reale} =$ Area $_{2-3-5-6}$



$L_i - L_i =$ Area $2is, 2, 3, 4$

è il lavoro di Controrecupero e compare tutte le volte che c'è una compressione reale è dovuto al fatto che il fluido è comprimibile con la compressione il fluido si scalda e tende di dilatarsi. Gli attriti hanno due effetti:

reazione alla compressione => Controrecupero

Rendimento Isentropico di Compressione

$$\eta_{is\_COMPRESSIONE} = \frac{L_{i,\,isentropico}}{L_{i,\,reale}} = \frac{\cancel{c_p}(T_{2,is} - T_1)}{\cancel{c_p}(T_2 - T_1)} = \frac{T_{2,is} - T_1}{T_2 - T_1} =$$

$T_{2,is} = T_1 \beta_c^{\,K-1/K}$

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

$$= \frac{c_p \cancel{T_1}\left(\beta_c^{\frac{K-1}{K}} - 1\right)}{\cancel{T_1}\left(\beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)} = \frac{\beta_c^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1} = \frac{\beta_c^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1}$$

$$\eta_{is,c} = \frac{\beta_c^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1} = \frac{63,8}{81,3} = 0,785$$

Rendimento Politropico di Compressione o Idraulico come se il fluido fosse un liquido

$$\eta_{y,c} = \frac{L_i - L_w}{L_i} =$$

$$= \frac{\frac{m}{m-1} R \cancel{T_1} \cancel{\left[\beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1\right]}}{\frac{c_p}{R} \cancel{T_1} \cancel{\left[\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right]}} = \frac{\frac{m}{m-1}}{K/_{K-1}}$$

$$\eta_{y,c} = \frac{m/_{m-1}}{K/_{K-1}}$$

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

1) Sesta Lezione 11/10/2013

Compressione

rendimento isentropico

$$\eta_{is,c} = \frac{L_{is}}{L_i} = \frac{\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1}$$

rendimento politropico o idraulico

si trascura il controrecupero

$$\eta_{y,c} = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{\frac{m}{m-1}}{\frac{k}{k-1}}$$

$$L_i = c_p T_1 \left[\beta_c^{\frac{1}{\eta_{y_c}} \cdot \frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

oppure con il rendimento isentropico

$$L_i = \frac{c_p T_1}{\eta_{is,c}} \left[\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

il rendimento idraulico è maggiore di quello isentropico perché ~~il~~ il primo non considera il lavoro di controrecupero in una compressione.

In una espansione

$$\eta_{is,e} = \frac{L_i}{L_{i,is}} = \frac{1 - \beta_t^{\frac{m-1}{m}}}{1 - \beta_t^{\frac{k-1}{k}}}$$

rendimento politropico o idraulico

$$\eta_{y,e} = \frac{L_i}{L_i + L_w} = \frac{k/_{k-1}}{m/_{m-1}}$$

$$\frac{m-1}{m} = \eta_{y,e} \cdot \frac{k-1}{k}$$

$$T_2 = T_1 \frac{1}{\beta^{\eta k-1/k}}$$

$$L_i = c_p T_1 \left[1 - \frac{1}{\beta^{\eta\, k-1/k}} \right] = \eta\, c_p T_1 \left[1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} \right]$$

nell'espansione $\eta_{is} > \eta_y$
perché il recupero
si sente

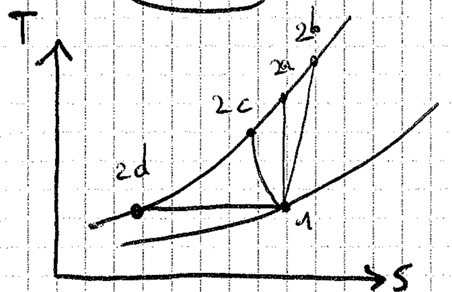
d) Raffreddamento isotermo senza attriti

$L_w = 0$

per i gas isotermico significa isentalpico

$$\underset{0}{\Delta i} = c_p(\underset{0}{T_{2d} - T_1})$$

$\boxed{T_{2d} = T_1}$



c'è scambio di calore anche la temperatura resta costante

$$Q_e + L_i = \Delta i = c_p \Delta T = 0$$

$$Q_e = -L_i$$

$$L_i = \int_1^{2d} v\,dp + \underset{0}{L_w} + \int_{\approx 0} =$$

$pv = R\,T$ costante

$v = \frac{RT_1}{p}$

$$= RT_1 \int_1^{2d} \frac{dp}{p} = RT_1 \ln p \Big|_1^{2d} = RT_1 \ln\left(\frac{p_{2d}}{p_1}\right) = 57{,}7 \ \text{KJ/Kg}$$

$\beta = 2$

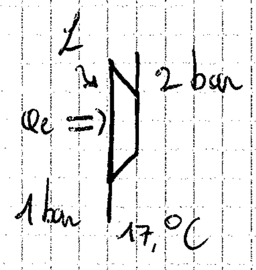
(a) isentropico (compressione ideale) spendo minor lavoro possibile

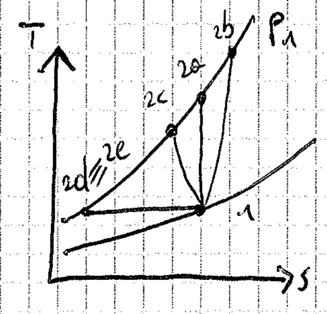
$$L_{ia} = 63{,}8 \ \text{KJ/Kg}$$

per comprimere si usa fare tanti compressioni e raffreddamenti per avvicinarsi ad una trasformazione isoterma, che richiede meno lavoro

<u>esercizio quattro</u>

e) raffreddamento isoterma con attriti $\left(L_w = 15{,}9 \ \text{KJ/Kg}\right)$





$$L_i = \int_1^{2e} v\,dp + L_w = 57{,}7 + 15{,}9 = $$
$$= 73{,}6 \ \text{KJ/Kg}$$

$Q_e = -73{,}6$ KJ/Kg calore da sottrarre

gli scambi termici sono assunti trascurabili (unica parte)
nelle ... di il volume della camera cilindro - stantuffo

$$-L_e = \Big|_i^f \Delta U$$ se il sistema fa lavoro esterno, lo fa a spese della sua energia interna

$$-L_e = \Delta U = U_f - U_i = m_a C_v (T_f - T_i) = m_a C_v \Delta T$$

massa del sistema

$$L_e = L_{e_{int}} + \underbrace{L_{e_{ext}}}_{\text{contro la pressione esterna}}$$

$$-L_e = -\int p\,dv + L_w + \Delta E_{c,g,c} \overset{\approx 0}{}$$

int) $$-L_{e_{int}} = -\int_i^f p\,dv + \overset{\approx 0}{L_w} = -p(V_f - V_i) = p_r V_a$$

sforzi tangenziali al moto del fluido sono responsabili dell'attrito ed essendo il pistone ⊥ non si ha L_w

esterno $$-L_{est} = -\int_i^f p\,dV_{est} + L_w + \approx 0$$

$$-L_{est} = -p_{est}(V_{est} - \underset{0}{V_{i\,est}}) + L_w = -p_{est} V_f$$

$$L_e = L_{e_{int}} + L_{e_{est}} = -p_r V_a + p_{est} V_f =$$

$$V_a = \frac{m_a R T_a}{p_a}$$

$$L_e = -p_r \frac{m_a R T_a}{p_a} + m_a R T_f$$

$$p_r V_a - p_{est} V_f = m_a c_v (T_f - T_a)$$

$$-p_r \frac{m_a R T_a}{p_a} + m_a R T_f = m_a c_v (T_f - T_a)$$

$$-\frac{p_r}{p_a} T_a + T_f = \frac{T_f - T_a}{K-1}$$

$$T_a = 1500\ K$$

$$T_f = \frac{1 + (K-1)\frac{p_r}{p_a}}{K} = \frac{1 + (1{,}4-1)\frac{110}{400}}{1{,}4} \cdot 1500 = 1189\ K$$

916 °C

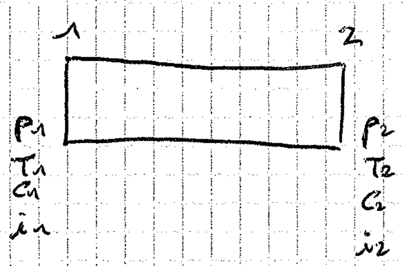
l'energia cinetica non varia perché il tubo non scambia lavoro
il tubo è assunto adiabatico

$$\overset{\approx 0}{Q_e} + \underset{\approx 0}{L_i} = \Delta i + \underset{\approx 0}{\Delta E_{c,\,cf,\,g}}$$

$$0 = \Delta i = i_2 - i_1 + \left(\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}\right) = 0$$

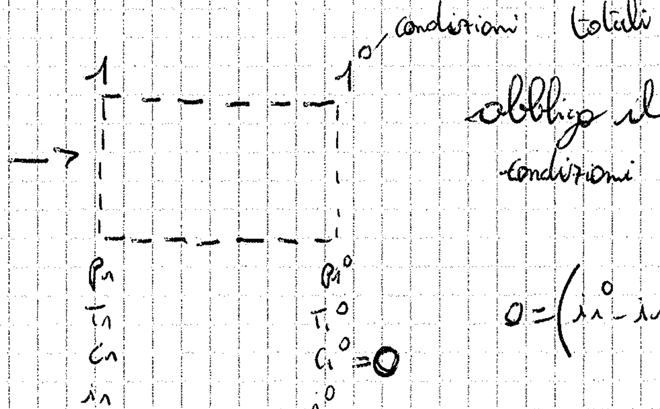
cosa diventa se la sezione varia => l'energia cinetica varia.
se aumento la velocità lo faccio a spese dell'entalpia e viceversa.
che forma deve avere il tubo per avere la variazione di energia cinetica desiderata?
si riporta le condizioni d'ingresso a quelle totali

condizioni totali o di arresto o di ristagno



$$0 = i_2 - i_1 + \left(\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}\right)$$

$$0 = \left(i_2 + \frac{c_2^2}{2}\right) - \left(i_1 + \frac{c_1^2}{2}\right)$$



obbligo il fluido ad arrestarsi in condizioni isentropiche

$$0 = \left(i_1^0 - i_1\right) + \left(\frac{(c_1^0)^2}{2} - \frac{(c_1)^2}{2}\right)$$

$$i_1^0 = i_1 + \frac{c_1^2}{2}$$ entalpia totale

entalpia che si acquisirebbe se il gas si fermerebbe

riconduciamo le due grandezze all'entalpia totale

1) $T^0 = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p}$

1°) $T^0 = T_1^0 = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p}$

2) $T^0 = T_2 + \frac{c_2^2}{c_p}$

velocità di uscita (di efflusso) dal condotto

$$\Big|_{1^0}^{2} \quad 0 = \Delta i^0 = \Delta i + \Delta E_c$$

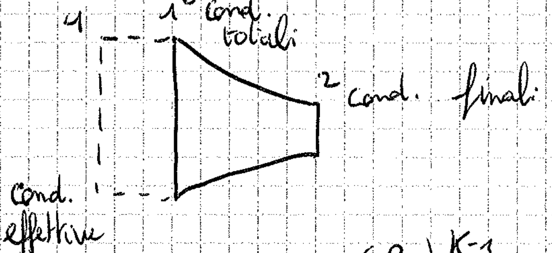
$$0 - (i_2 - i_1^0) + \frac{c_2^2}{2}$$

$$c_2 = \sqrt{2(i_1^0 - i_2)}$$

gas ideali

$$c_2 = \sqrt{2(i_1^0 - i_2)}$$

per ipotesi l' evoluzione nei condotti è isentropica



faccio riferimento solo alle condizioni totali

$$T_2 = T_1^0 \left(\frac{p_2}{p_1^0}\right)^{\frac{K-1}{K}}$$

$$c_2 = \sqrt{2c_p T_1^0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1^0}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]} \qquad c_p = \frac{K}{K-1} R$$

$$\Downarrow$$

$$c_2 = \sqrt{2 \frac{K}{K-1} \underbrace{R T_1^0}_{p_1^0 v_1^0} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1^0}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]}$$

$$c_2 = \sqrt{2 \frac{K}{K-1} p_1^0 v_1^0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]}$$

tubo isentropico e adiabatico

$L_W = 0$

$$0 = v\,dp + dE_c$$

$$E_c = \frac{c^2}{2} \qquad dE_c = c\,dc$$

$$0 = v\,dp + c\,dc$$

$$0 = \frac{1}{\rho}\,dp + c\,dc$$

$$\frac{c\,dc}{c^2} = -\frac{\frac{1}{\rho}\,dp}{c^2}$$

$$\frac{dc}{c} = \qquad = -\frac{1}{\rho c^2}\,dp$$

$$\frac{dA}{A} - \frac{1}{\rho c^2}\,dp + \frac{d\rho}{\rho} = 0$$

l'espansione è una diminuzione di pressione

divido per dp

$$\frac{1}{A}\cdot\frac{dA}{dp} - \frac{1}{\rho c^2} + \frac{1}{\rho}\cdot\frac{1}{\frac{dp}{d\rho}} = 0$$

$\frac{dp}{d\rho} \rightarrow c_s^2$ espressione della velocità del suono

$\Downarrow$ moltiplico per ρ

$$\frac{\rho}{A}\cdot\frac{dA}{dp} = \frac{1}{c^2} - \frac{1}{c_s^2}$$

$$\frac{\rho}{A}\cdot\frac{dA}{dp} = \frac{1}{c^2} - \frac{1}{c_s^2}$$

$\frac{dA}{dp}$ non ha un segno predefinito

$Ma = \frac{c}{c_s}$ numero di Mach

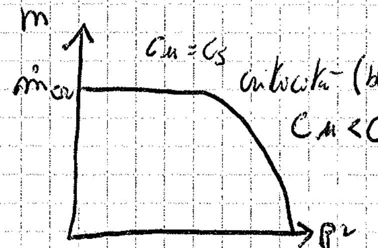
flusso	Ma	c	$\left(dA/dp\right)$
subsonico	<1	$<c_s$	>0
supersonico	>1	$>c_s$	<0

per il moto subsonico $dA/dp > 0$

le variazione di area è concorde alla variazione di pressione

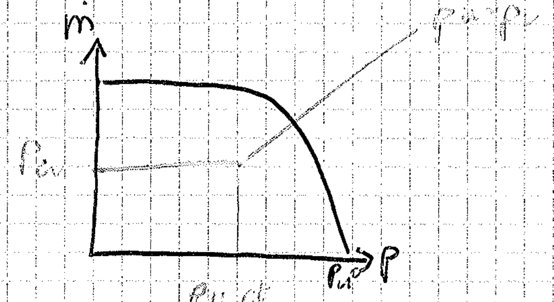
per il moto supersonico no

alla velocità del suono l'informazione non riesce a risalire il tubo $\Rightarrow$ il salmone è più lento dell'acqua



criticità (blocco sonico) l'onda di pressione ha la velocità del suono

il flusso raggiunge la velocità del suono e la $\vec{v}_{re}$ fra portata di fluido e onda di pressione è nullo



Condizione di Criticità o Blocco Sonico

$C_u = C_s$

aeriforme (R, K) $\quad C_s = \sqrt{KRT}$

$$\Big|_{1^\circ}^{u} \quad 0 = \Delta i + \Delta E_c$$

$$0 = c_p\left(T_u - T_1^\circ\right) + \frac{C_u^2}{2}$$

$$C_u = \sqrt{2 c_p\left(T_1^\circ - T_u\right)}$$

$$\sqrt{KRT_u} = \sqrt{2c_p\left(T_1^\circ - T_u\right)}$$

$$2c_p\left(T_1^\circ - T_u\right) = KRT_u$$

$$c_p = R\frac{K}{K-1} \qquad KR = c_p(K-1)$$

$$2\left(T_1^\circ - T_u\right) = (K-1)T_u$$

$$2T_1^\circ - 2T_u = (K-1)T_u$$

$$2T_1^\circ = (K+1)T_u$$

$$\left(\frac{T_u}{T_1^\circ}\right) = \left(\frac{2}{K+1}\right)$$ rapporto fisso fra T all'uscita e quella totale

Ugello critico $p_2 \le p_{u,\,critica}$

$\dot m_{cr} = \rho_u c_u A_u$ nelle condizioni critiche

$$c = c_s = \sqrt{kRT_u} = \sqrt{kRT_1^0\left(\frac{2}{k+1}\right)}$$

$$\rho_{u,cr} = \frac{p_{u,cr}}{R\,T_{u,cr}}$$

$$p_{u,cr} = p_1^0\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$T_{u,cr} = T_1^0\left(\frac{2}{k+1}\right)$$

$$\rho_{u,cr} = \frac{p_1^0\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}}{R\,T_1^0\left(\frac{2}{k+1}\right)}$$

$$\dot m_{cr} = \frac{p_1^0}{p_1^0 v_1^0}\cdot\sqrt{p_1^0 v_1^0}\;\frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}}{\left(\frac{2}{k+1}\right)}\sqrt{\frac{2}{k+1}}\cdot\sqrt{k}\cdot A_u$$

$$\dot m_{cr} = \frac{p_1^0}{\sqrt{p_1^0 v_1^0}}\,A_u\,f(k)$$ la portata critica dipende dalla sezione di passaggio

$$\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\left[\frac{k}{k-1}-1+\frac{1}{2}\right]} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{2}\cdot\frac{k+1}{k-1}}$$

$$\dot m_{cr} = \frac{p_1^0}{\sqrt{p_1^0 v_1^0}}\,A_u\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$ portata critica

Ugello sottocritico $p_2 > p_{u,cr}$

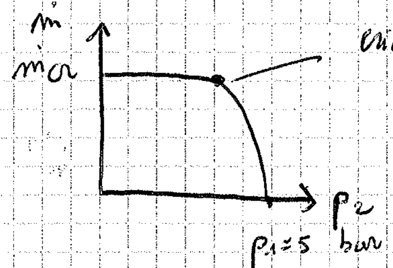
$p_u = p_2$

$\dot m = \rho_u c_u A_u$

$$\rho_u = \rho_1\left(\frac{p_u}{p_1^0}\right)^{1/k}$$

$$\dot m = \frac{p_1^0}{\sqrt{p_1^0 v_1^0}}\,A_u\sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_u}{p_1^0}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_u}{p^0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

$p_1^0 \simeq p_0$ $\qquad T_0^0 = T_u^0 = T_u + \frac{c_u^2}{2c_p} = T_0$



$p_u = p_2$ ipotesi iniziale

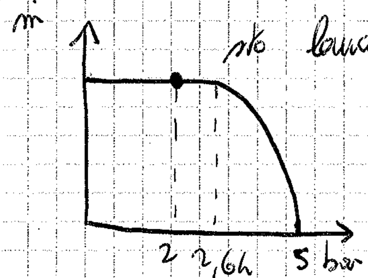
$\frac{p_2}{p_1^0} = \frac{2 \text{ bar}}{5 \text{ bar}} = 0,4$ sottocritico

2° ipotesi $p_u = p_{u,cr}$

condizioni critiche

$p_{u,cr} = p_1^0 \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 5 \left(\frac{2}{1,4+1}\right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 2,64$ bar

$\frac{p_{u,cr}}{p_1^0} = \frac{2,64}{5} = 0,528$ critico



sto lavorando con la portata critica

Temperatura d'uscita sarà quella critica perché siamo in condizioni critiche

$T_{u,cr} = T_1^0 \left(\frac{2}{k+1}\right) = (150+273)\left(\frac{2}{1,4+1}\right) = 352,5 \text{ K} = 79,5 \text{ °C}$

$T^0 = T_1^0 = T_u^0 + \frac{c_u^2}{2c_p}$

$c_u = c_{u,cr}$ l'ugello è in condizioni critiche

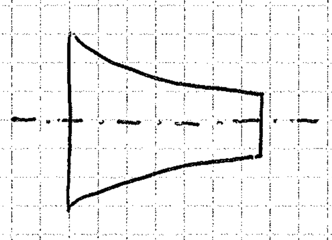
$c_u = c_{u,cr} = \sqrt{kRT_{u,cr}} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 352,5} = 376,34 \text{ m/s}$

<u>nuove condizioni</u>

$T_0' = 300$ °C

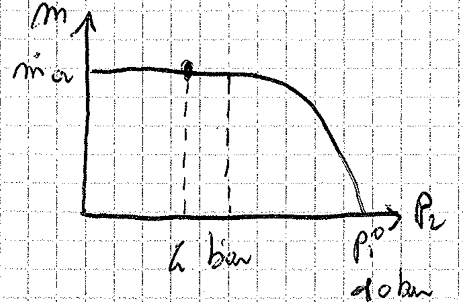
$p_0' = 10$ bar

$c_0 \approx 0$



$p_2' = 4$ bar

l'ugello è sempre lo stesso



0,4 rapporto di pressione

$\dot m_{cr} = \frac{p_0^0}{\sqrt{p_0^0 v_0^0}} \cdot A_u f(k)$ dipende dalle condizioni a monte

$di = c_p dT$ per gas perfetti ⇒ isoterma
T costante

NON VALE NEL VAPORE

$$\dot{m}_{cr} = \dot{m}_{cr} \cdot \frac{P_0^{0'}}{P_0^0}$$

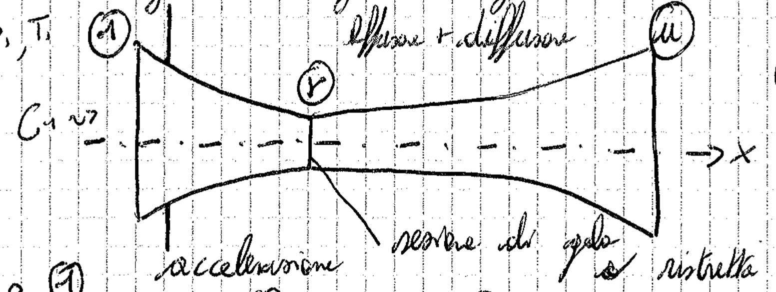
T costante nella valvola di laminazione

Ugelli semplicemente convergenti

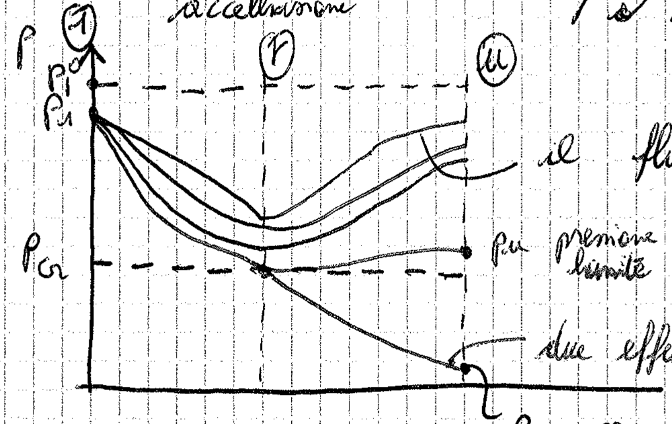
questo ugello non va oltre la velocità del suono

Ugello Convergente - Divergente

effusore + diffusore



tre posizioni notevoli



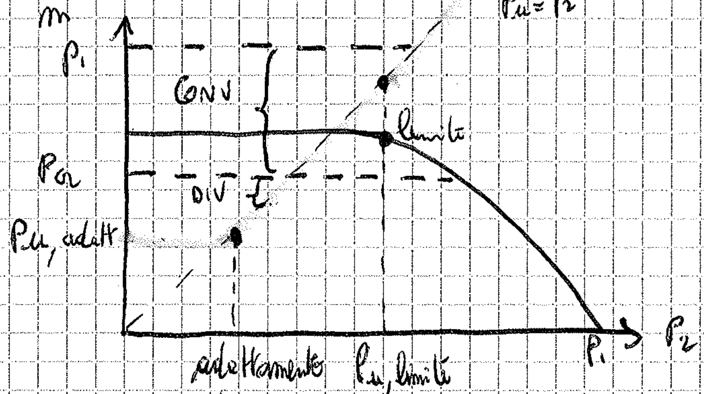
quando ho raggiunto la condizione di criticità, il tratto divergente porta un fluido ipersonico e l'espansione prosegue è valido anche adesso ma cambia il concetto di pressione d'uscita

$$\dot{m} = A_u \frac{p_i^0}{\sqrt{p_i^0 v_i^0}} f\left[K, \left(\frac{p_u}{p_i^0}\right)\right]$$

Ugello critico $p_u \leq p_{lim}$

$$\dot{m}_{cr} = A_r \frac{p_i^0}{\sqrt{p_i^0 v_i^0}} \sqrt{K\left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K+1}{K-1}}} = A_r \frac{p_i^0}{\sqrt{p_i^0 v_i^0}} f(K)$$

A_r ↓ ristretto



andamento pressione d'uscita

adattamento ⇓ al di sotto c'è l'urto

Ugello Convergente Divergente

$$A_r \sqrt{K\left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K+1}{K-1}}} = A_u \sqrt{2\frac{K}{K-1}\left[\left(\frac{p_u}{p_i^0}\right)^{2/K} - \left(\frac{p_u}{p_i^0}\right)^{\frac{K+1}{K}}\right]}$$

incognita $\left(\frac{p_u}{p_i^0}\right) \rightarrow$ 2 soluzioni

$p_{u,limite}$ $p_{u,adattamento}$

approssimazione ellittica

$$\left(\frac{\dot{m} \cdot A_r}{\dot{m}_{cr} \cdot A_u}\right)^2 + \left(\frac{p_u - p_a}{p_i^0 - p_a}\right)^2 = 1$$

$\rho_u = \frac{P_u}{R T_u}$ l'espansione è isentropica

$p v^K$ = costante

$$\frac{T_u}{T_r} = \left(\frac{p_u}{p_r}\right)^{\frac{K-1}{K}} \quad T_u = T_r \left(\frac{p_u}{p_r}\right)^{\frac{K-1}{K}} = 388,2 \left(\frac{0,1 \text{ bar}}{1 \text{ bar}}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} =$$

$= 206,2$ K $\approx -67,2$ °C temperatura bassa perché l'entalpia si è convertita in energia cinetica, la pressione d'altronde è molto bassa.

$$\rho_u = \frac{0,1 \cdot 10^5}{287 \cdot 206,2} = 0,169 \ Kg/m^3$$

Cu dovrà essere supersonica

Calcolo di Cu

$$\underbrace{c_p (T_u - T_r)}_{\Delta i} = -\Delta E_c = -\frac{C_u^2}{2} + \frac{C_r^2}{2}$$

$$0 = \Delta i + \Delta E_c \Big|_r^u \quad \text{per un ugello}$$

$$C_u = \sqrt{2 c_p (T_r - T_u) + C_r^2}$$

i^0 costante

T^0 costante

$$r)\ T^0_r = T_r + \frac{C_r^2}{2 c_p} = 388,2 + \frac{400^2}{2 \cdot 1004,5} = \qquad c_p = R\frac{K}{K-1} = 1004 \ J/_{Kg \cdot K}$$

$$T^0_r = 477,84 \ K \quad T^0_r = 204,84 \ °C$$

si conserva

$$u)\ T^0 = T_u + \frac{C_u^2}{2 c_p} \qquad C_u = \sqrt{2 c_p (T^0 - T_u)} =$$

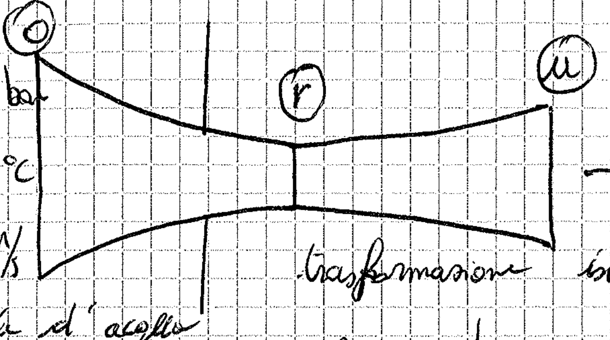
$$= \sqrt{2 \cdot 1004,5 \,(477,84 - 206,2)} = 738,7 \ m/s$$

l'ugello accelera da 400 m/s a 738 m/s

quasi il doppio

$$A_u = \frac{\dot{m}_a}{\rho_u C_u} = \frac{3,5 \ \cancel{Kg}/\cancel{s}}{0,169 \ \cancel{Kg}/m^{\cancel{3}2} \ 738,7 \ \cancel{m}/\cancel{s}} = 0,028 \ m^2 = 280 \ Cm^2$$

Esercizio Numero Tre



$p_0 = 30$ bar

$T_0 = 500$ °C

$c_0 \simeq 0$ m/s

portata d'acqua

① $p_1 = 10$ bar

$\rightarrow \dot m = 3{,}5$ Kg/s

trasformazione isentropica

$p_u = 10$ bar

A_r ?

A_u ?

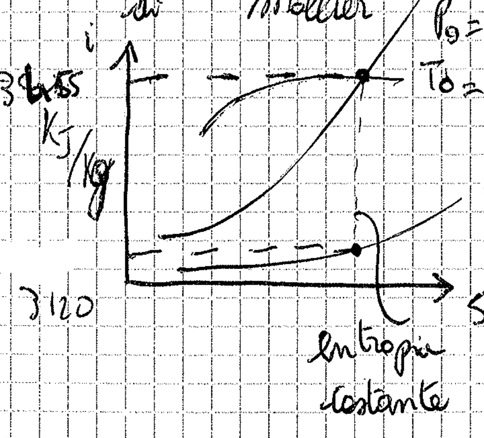
$$\frac{p_u}{p_0} = \frac{10}{30} = 0{,}333$$

perché $c_0 \simeq 0$

$$\dot m = \rho_u c_u A_u$$

$$\Big|_0^u = \Delta i + \Delta E_c \qquad c_u = \sqrt{2\left(i_0^0 - i_u\right)} \qquad \Delta E_c = \frac{c_u^2}{2}$$

per sapere l'entalpia del vapor d'acqua serve il diagramma di Mollier



$0 \left\{ \begin{array}{l} p_0 = 30 \text{ bar} \\ T_0 = 500 \text{ °C} \end{array} \right.$ isobare, isoterme

trovo l'incrocio delle due curve

$u \left\{ \begin{array}{l} p_u \\ S_0 \end{array} \right\}$

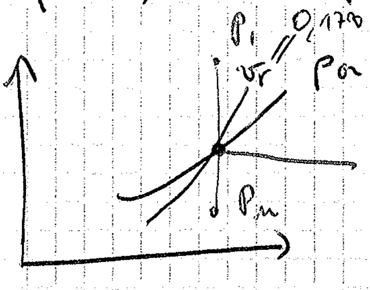
$$\Delta i = 335 \text{ KJ/Kg}$$

$$c_u = \sqrt{2\left(i_0^0 - i_u\right)} = 825 \text{ m/s}$$

guardo le curve isocore sul diagramma di Mollier per la densità ρ

$v_u = 0{,}260$ m³/Kg

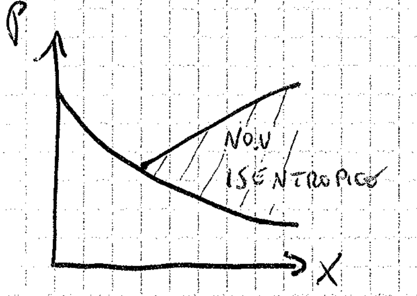
$$C_r = \sqrt{2\left(i^0 - i_r\right)} = \sqrt{2(3460-3200)\cdot 10^3} = 600\ m/s$$



$$C_r = \sqrt{k R T_r} = \sqrt{1{,}304 \cdot 16{,}35 \cdot 10^3 \cdot 0{,}170} = 615\ m/s$$

$RT_r = p_r v_r$

$$A_r = \frac{\dot m v_r}{C_r} = \frac{35 \cdot 0{,}178}{600} = 10{,}4\ cm^2$$



Esercizio ~~Numerico~~ ~~Qualitativo~~

(0)

$p_0 = 10$ bar

$T_0 = 300\ °C$

$C_0 \simeq 0$

O_2

(u)

$p_u = p_1 = 1$ bar condizioni di adattamento

$\dot m = 10\ kg/s$

$\mathcal{R} = 8314\ J/(kmol\,K)$

$C_s = \sqrt{KRT}$ $K = 1{,}4$ gas biatomico

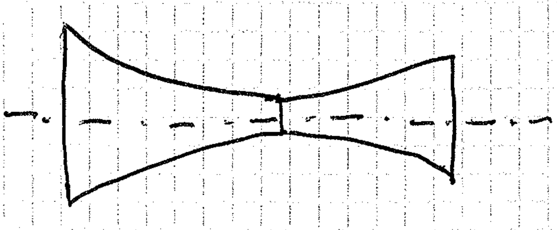
$R = \frac{\mathcal{R}}{\mu}$

$R = \frac{8314}{32} = 260\ J/(kg\,K)$ $\mu_{O_2} = 32\ kg/kmole$

$$\frac{p_{cr}}{p_0^0} = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K-1}} = 0{,}528$$

$p_r = 10 \cdot 0{,}528 = 5{,}28$ bar

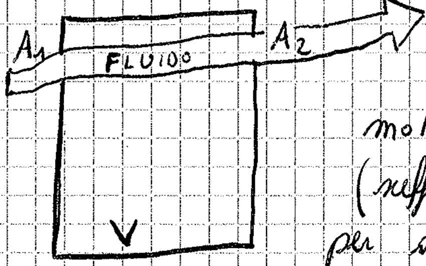
è un ugello convergente divergente



Dodicesima Lezione 28-10-2017

Turbomacchine : introduzione

Richiami di Fluidodinamica



Ipotesi di massima sul fluido => continuo, omogeneo, isotropo.
moto stazionario unidimensionale
(sufficiente una sola dimensione spaziale per descrivere il moto)

Conservazione della massa => tanto fluido entra quanto fluido esce

$$\dot m_1 = \dot m_2$$

$\dot m_1 = \rho_1 c_{1n} A_1$ → sezione di passaggio $\quad \dot m_2 = \rho_2 c_{2n} A_2$

c_{1n} lungo il versore n_1 — di solito il versore è rivolto verso l'esterno

Conservazione della quantità di moto

$$\vec R = \frac{d\vec q}{dt}$$

$\vec R$ risultante delle forze esterne $\vec R = \vec F - p_1 A_1 \vec n_1 - p_2 A_2 \vec n_2$
applicate non nelle sezioni di passaggio del fluido

$$\vec R = \dot m \left(\vec c_2 - \vec c_1\right)$$

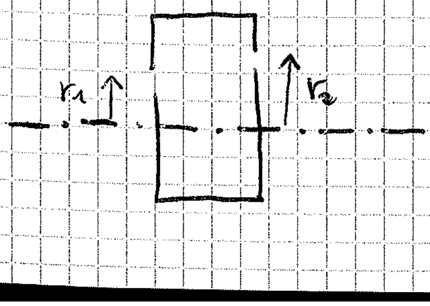
Conservazione del momento della quantità di moto

$$\vec M_0 = \frac{d\vec K_0}{dt}$$ momento risultante delle forze esterne

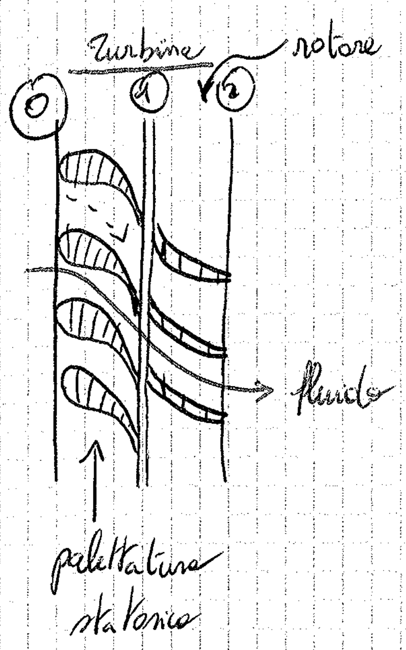
$$M_a = \dot m \left(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}\right)$$

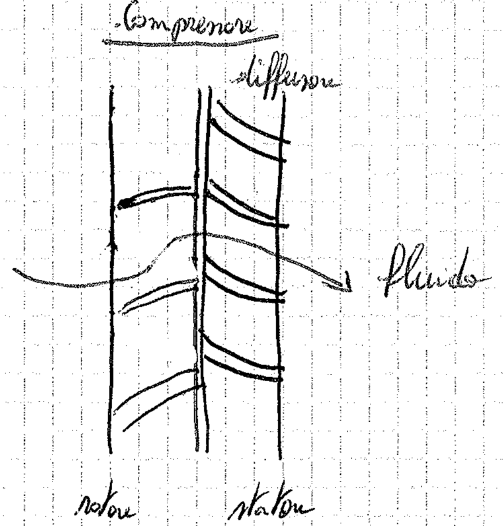
Componenti periferiche di velocità

raggi rispetto alle sezioni di entrata e di uscita



la palettatura fine svolge la funzione di ugello
la caduta di pressione fa da tappo

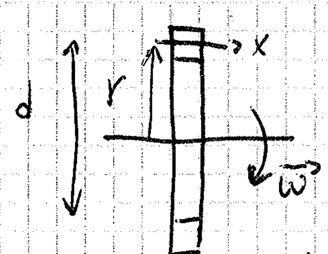




Analisi Fluidodinamica
Funzionamento Turbomacchine

Ipotesi: flusso unidimensionale

1) l'altezza delle palette è sufficientemente piccola rispetto al diametro medio della macchina



$\frac{l}{d} << 1$ trascuro la variazione della velocità periferica

2) lo spessore delle palette è trascurabile, perché lo spessore delle palette

3) numero di palette elevato per avere pareti delle palette il più possibile parallele fra di loro

$\varepsilon = \alpha_1 - \alpha_2$ angolo di deflessione della vena fluida nella palettatura, di quanto varia la direzione fra ingresso e uscita

Triangoli di Velocità

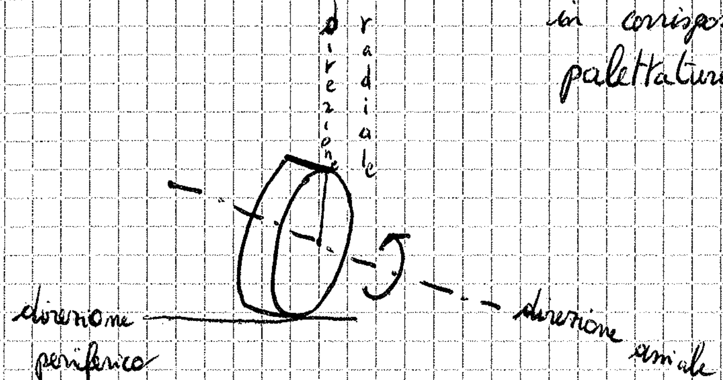
evoluzione della velocità del fluido in relazione al moto della palettatura.

Velocità Assoluta **C** rispetto a un sistema di riferimento fisso (quello dello statore)

Sistema di Riferimento in Rotazione solidale con la girante, Velocità relativa W

$\vec{C} = \vec{W} + \vec{u}$

$\vec{u}$ è la velocità periferica o tangenziale in corrispondenza del punto medio della palettatura



serve un sistema di riferimento in coordinate cilindriche

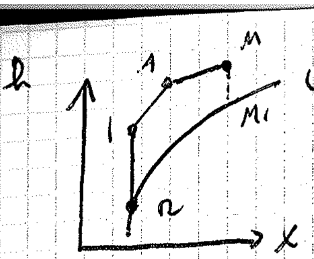
$u_a = 0$

assiale -> $C_a = W_a$

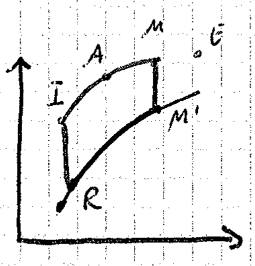
radiale -> $C_r = W_r$

tangenziale ->

$C_u = W_u + u$

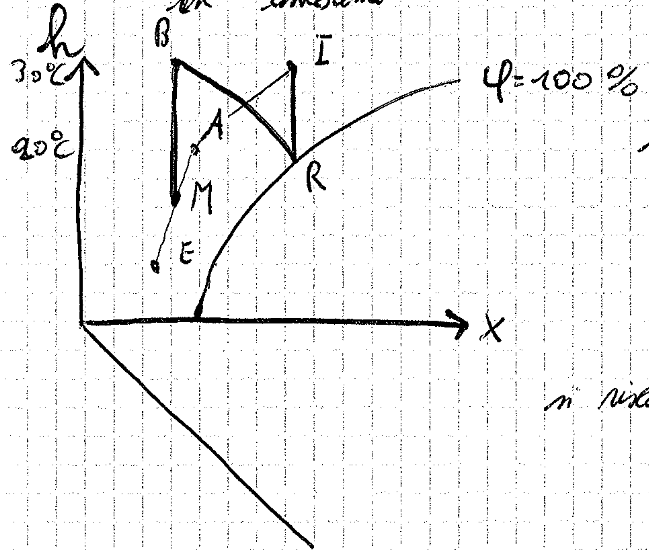


Si miscela l'aria esterna con quella di ricircolo, lo scambiatore di calore la raffredda a isotitolo, condensazione fino a R, isotitolo con I.



il fattore di bypass indica la quantità di liquido che non condensa nello scambiatore di calore, più è basso meglio è (se non condensa non c'è calore)

Caso Invernale
riscaldata e umidificata prima di essere introdotta in ambiente



da M a I nell'unità di trattamento aria

più si scalda l'acqua, più si sente odore fastidioso
si riscalda fino a quando con un'isentalpica si arriva alla T di rugiada corrispondente a quella del punto di immissione

due riscaldamenti = pre e post riscaldamento

$$M \quad \boxed{+} \quad B \quad \nwarrow \quad R \quad \boxed{+} \quad I$$

espansione isentalpica

per aumentare il titolo bisogna scaldare l'aria, l'aria fredda non assorbe molto l'acqua

$$\dot{Q}_{pre} = \dot{m}\,(h_b - h_M)$$

$$\dot{Q}_{post} = \dot{m}\,(h_I - h_R)$$

$$\begin{cases} \dot m_a = \dot m_{a1} + \dot m_{a2} \\ \dot m_a h_a = \dot m_{a1} h_1 + \dot m_{a2} h_2 \\ \dot m_a x_a = \dot m_{a1} x_1 + \dot m_{a2} x_2 \end{cases}$$

$$\dot m_a = \frac{p}{R^* T} \cdot \dot V \qquad p - \varphi p_{vs}$$

$p = 101\,325$ Pa $\quad p_{vs_1}(10^\circ C) = 1\,228$ Pa $\quad p_{vs_2}(25^\circ C) = 3\,168$ Pa

$$\dot m_{a1} = 3{,}44 \ Kg/s$$

$$\dot m_{a2} = \frac{101\,325 - 0{,}75(3169)}{287(25+273)} \cdot \frac{15000}{3600} = 4{,}42 \ Kg/s$$

$$x = 0{,}622 \frac{\varphi p_{vs}}{p - \varphi p_{vs}} \Rightarrow x_1 = 0{,}622 \frac{0{,}5 \cdot 1228}{101\,325 - 0{,}5 \cdot 1228} = 3{,}79 \cdot 10^{-3} \ Kg_{H_2O}/Kg_{aria}$$

$$x_2 = 0{,}622 \cdot \frac{0{,}75 \cdot 3169}{101\,325 - 0{,}75 \cdot 3169} = 14{,}94 \ g_v/Kg_{aria}$$

$$h_{1+x} = 1{,}01 T + x(2500 + 1{,}8 T) = 19{,}45 \ KJ/Kg \qquad T = 10^\circ C$$

$$h_2 = 63{,}31 \ KJ/Kg$$

$$\dot m_a = 3{,}44 + 4{,}42 = 8{,}26 \ Kg/s$$

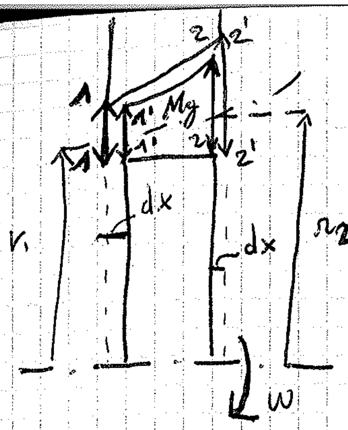
$$h = \frac{\dot m_{a1} h_1 + \dot m_{a2} h_2}{\dot m_a} = \frac{3{,}44 \cdot 19{,}45 + 4{,}42 \cdot 63{,}31}{8{,}26} = 45{,}13 \ KJ/Kg$$

$$x = \frac{\dot m_{a1} x_1 + \dot m_{a2} x_2}{\dot m_a} = \frac{3{,}44 \cdot 3{,}79 + 4{,}42 \cdot 14{,}94}{8{,}26} = 10{,}3 \ g/Kg_{aria}$$

$$T_f = \frac{h_f - x_f \cdot 2500}{1{,}01 + 1{,}8 \cdot x_f} = \frac{45{,}13 - 10{,}3 \cdot 10^{-3} \cdot 2500}{1{,}01 + 1{,}8 \cdot 10{,}3 \cdot 10^{-3}} = 19{,}8 \ ^\circ C$$

x $p_{vs} = 2\,171$ Pa dalle tabelle

$$\varphi_f = \frac{x_f p}{p_{vs}(0{,}622}$$



asse

Moto stazionario => legge di conservazione della massa

$$M = dM_1 + M_g =$$
$$= M_g + dM_2$$
$$dM_1 = dM_2$$

$$d\vec{K} = dM_2 \cdot C_{u_2} r_2 - dM_1 C_{u_1} r_1 =$$
$$= dM \left(C_{u_2} r_2 - C_{u_1} r_1 \right)$$

$$C_{p \to f} = \frac{d\vec{K}}{dt}$$

risultante dei momenti sul fluido, momenti della palettatura sul fluido

$C_{p \to f} = \dot{m} \left(C_{u_2} r_2 - C_{u_1} r_1 \right)$ coppia applicata dalla palettatura sul fluido

C coppia che il fluido applica sulla palettatura
$$C = -C_{p \to f}$$

$P_i = C \cdot \omega$ => Potenza

$$u_1 = \omega \cdot r_1 \quad u_2 = \omega r_2$$

$$P_i = \dot{m} \left(C_{u_1} u_1 - C_{u_2} u_2 \right) = \dot{m} L_i$$ lavoro massico

$$\boxed{L_i = \frac{P_i}{\dot{m}} = C_{u_1} u_1 - C_{u_2} u_2}$$ vale anche in presenza di attriti

equazione di Eulero

non considera gli attriti legati alle forze trasversali

$L_i > 0$ => macchina motrice
$L_i < 0$ => macchina operatrice

$L_i = C_{u_2} u_2 - C_{u_1} u_1$ operatrice

Quindicesima Lezione 06-11-2013

Distributore + Girante $\quad Qe - Li = i_2 - i_0 + \frac{c_2^2 - c_0^2}{2}$ SdR fisso

$Qe = 0$

fisso

$Li = i_0^0 - i_2 - \frac{c_2^2}{2}$

$i_0^0 = i_0 + c_0^2/2$

Turbine

macchine motrici

fluido → aeriforme (gas o vapore) Turbine a gas o vapori

↘ liquido ⇒ turbine idrauliche

stadio ↓ distributore paletta fissa

girante palettatura rotante

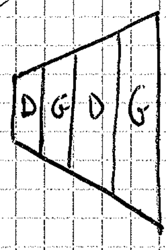
Turbine ↗ ad azione espansione solo nel distributore

↘ a reazione sia nel distributore sia nel girante

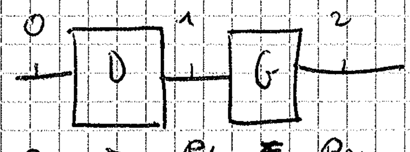
Turbine → monostadio, semplici

↘ multistadio

↙ monocorpi ↘ più corpi



Turbine assiale semplice ad azione (monostadio)

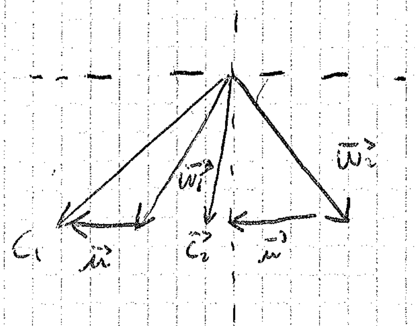


non c'è Δp sulla girante

$p_0 > p_1 = p_2$

funzionamento ideale ⇒ le perdite fluidodinamiche sono nulle (distributore, girante)

β_1 è angolo di funzionamento, dipende dalla velocità



$\beta_2 = \pi - \beta_1$

β_2 angolo costruttivo

α_2 angolo di funzionamento, dipende dalla velocità

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

$= u(c_{u1} - c_{u2}) = u(c_1 \cos\alpha_1 - c_2 \cos\alpha_2)$

$c_{u2} = w_{u2} + u =$ $\quad |\vec{w_{u1}}| = |\vec{w_{u2}}|$ $\quad |\vec{w_2}| = |\vec{w_1}|$

$= -w_{u1} + u$ $\quad \overset{c_{u2}}{\longleftarrow} \longrightarrow \vec{w_{u2}}$

$\overset{\longleftarrow}{\vec{u}}$

$c_{u2} = -(c_{u1} - u) + u = -c_{u1} + 2u$

$L_i = u[c_{u1} - (-c_{u1} + 2u)] = u(2c_{u1} - 2u)$

$L_i = 2u(c_1\cos\alpha_1 - u) = 2u^2\left[\frac{\cos\alpha}{u/c_1} - 1\right]$

lavoro interno dello stadio

u/c_1 rapporto caratteristico di funzionamento

Rendimento dello stadio o termodinamico interno

$\eta_{\theta i} = \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_$ < 1 anche se ideale

perdita per en. cin. di scarico

$\dot{m} = \rho A v$ $\quad c = \sqrt{kRT_v}$

$T = \frac{c^2}{kR} = 398,2\ K$

$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{1 \cdot 10^5}{287 \cdot 398,2} =$

$= 0,875\ \text{Kg/m}^3$

$\dot{m} = 0,875 \cdot 0,01 \cdot 400 = 3,5\ \text{Kg/s}$

Sedicesima Lezione 08-11-2013

lavoro massimo $L_i = 2u(c_1 \cos\alpha_1 - u) =$

$= 2u^2 \left[\frac{\cos\alpha_1}{(u/c_1)} - 1 \right]$

rapporto caratteristico di funzionamento

rendimento dello stadio termodinamico interno

$\eta_{\theta i} = \frac{\text{lavoro massimo}}{\text{quanto avremmo potuto ricavare}}$

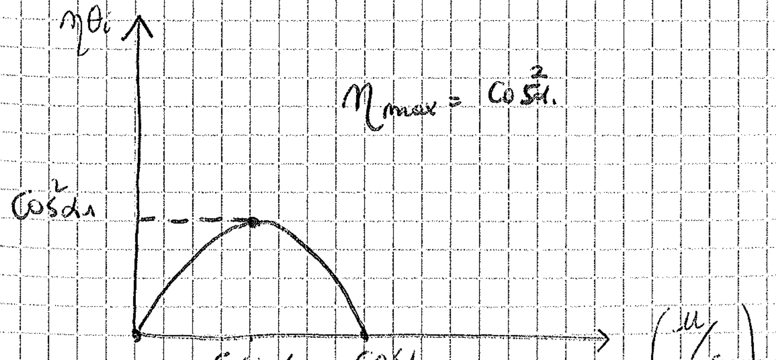
$\eta_{\theta i} = \frac{L_i}{i_0^0 - i_{1_{1s}}} = \frac{L_i}{c_1^2/2}$

entalpia d'uscita dal distributore

il denominatore è anche $c_1 = \sqrt{2(i_0^0 - i_{1_{1s}})}$ detto "lavoro limite"

$\eta_{\theta i} = \frac{2u(c_1\cos\alpha_1 - u)}{c_1^2/2} = 4\left(\frac{u}{c_1}\right)\left[\cos\alpha_1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)\right]$

andamento del rendimento



$\eta_{max} = \cos^2\alpha_1$

zeri $\eta_{\theta i}$ $\begin{cases} u/c_1 = 0 \\ u/c_1 = \cos\alpha_1 \end{cases}$

parabola il massimo $u/c_1 = \cos\alpha_1/2$

$$\eta_{0i} = \frac{L_i}{i_0^0 - i_{2is}}$$

$$L_i = i_0^0 - i_2 - \boxed{\frac{c_2^2}{2}}$$

$i_2 = i_{2is}$

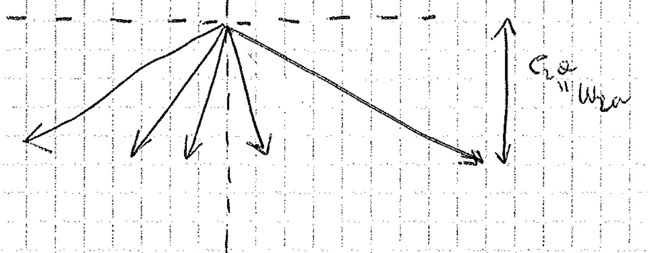
perdita per energia cinetica di scarico

c'è anche nel caso ideale => non ci sono attriti ma per passare deve uscire con una velocità determinata

in stazionario

$\dot{m} = \rho_2 A_2 c_{2\,assiale}$

A_2 = fissata



la minima c_2 è quella assiale

α_1	η_{0i} ottimale
10^0	86 %
20^0	0,80
30^0	0,75
40^0	50 %

da 10 a 25°, il rendimento diminuisce troppo specie in relazione al rendimento contenuto del ciclo termodinamico associato

Turbina Monostadio Assiale ad Azione, funzionamento Reale

perdite fluidodinamiche → distributore, girante

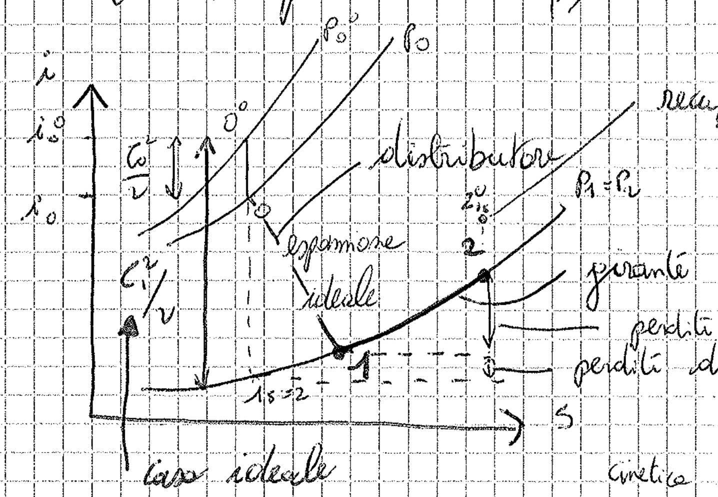
perdita fluidodinamica nel distributore

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

$c_{1,is}$ — isentropica

- scabrezza delle superfici interne
- numero di Reynolds
- lunghezza assiale delle palette

$\alpha \downarrow$ $\eta \uparrow$ ma per contro $\Delta\beta \uparrow$ e le perdite aumentano



$1 \to 2$ i sale perchè l'en. cinetica si depaupera per attrito

nel caso reale si registrano delle perdite

$$\left.\begin{aligned} \frac{c_{1is}^2}{2} &= i_0^0 - i_{1is} \\ c_1 &= \sqrt{2\left(i_0^0 - i_{1is}\right)} \end{aligned}\right\} \text{ideale}$$

$$c_1 = \sqrt{2(i_0 - i_1)} = \varphi \, c_{1is} \quad \text{reale}$$

il termine delle perdita è ciò che cambia dal caso isentropico

la perdita vale in termini di energia cinetica persa

$$\frac{c_{1is}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right)\frac{c_1^2}{2}$$

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

perdite sulla girante

$$\frac{w_{2is}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right)\frac{w_2^2}{2}$$

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

caso ideale

$$L_i = 2u^2\left[\frac{\cos\alpha_1}{\left(u/c_1\right)} - 1\right]$$

c_1, isentropico

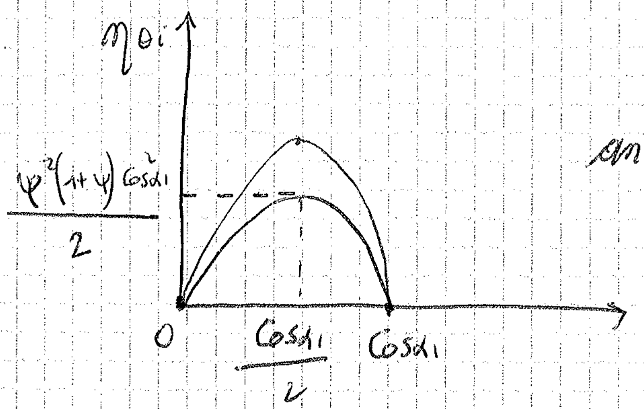
$2 > 1+\psi$

$c_{1is} > c_{1R}$

$$\eta_{\theta i} = \frac{L_i}{(i_0^0 - i_{1,is})} = \frac{L_i}{\frac{c_{1,is}^2}{2}} = \frac{L_i}{\frac{c_1^2}{2\psi^2}}$$

$$\eta_{\theta i} = \frac{(1+\psi)\,u\,(c_1\cos\alpha_1 - u)}{c_1^2/2\psi^2}$$

$$\eta_{\theta i} = 2\psi^2(1+\psi)\left(\frac{u}{c_1}\right)\left[\cos\alpha_1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)\right]$$



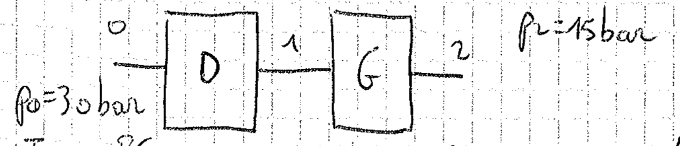
andamento simile a quello precedente

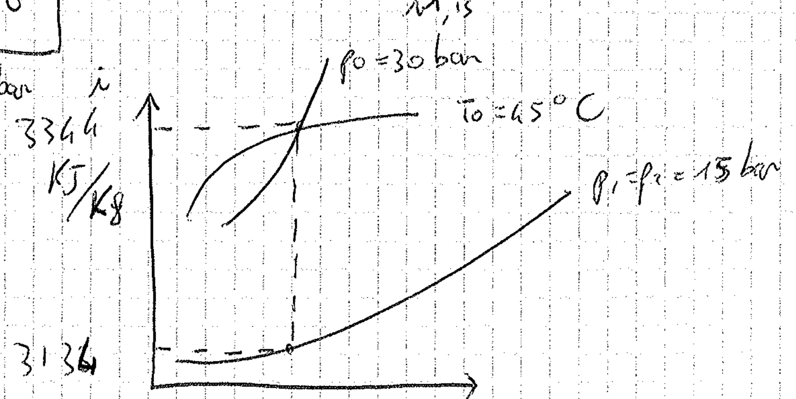
il valore di $\eta_{\theta i}$ ideale è sempre a $u/c_1 = \cos\alpha_1/2$ ma ha un valore più alto

Esercitazione
Turbine

Esercizio numero uno

turbina simile ad azione

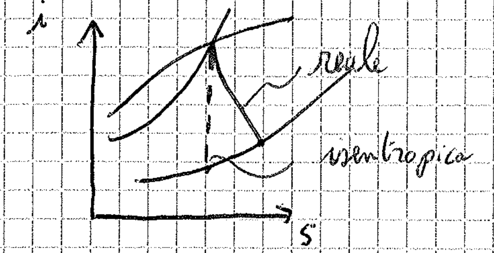




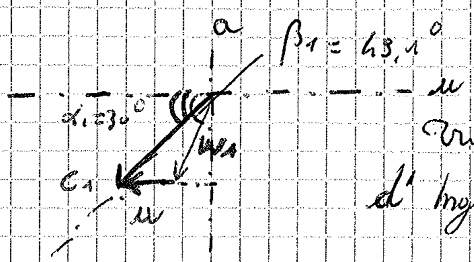
$$C_{1,is} = \sqrt{2\left(i_0^0 - i_{1,is}\right)} = \sqrt{2(3400-3188)\cdot 10^3} = 645 \ m/s$$ velocità ideale

$$C_1 = \varphi \cdot C_{1,is} = 0{,}95 \cdot 645 = 612{,}7 \ m/s$$ velocità reale

$$i_1 = i_{1,is} + \frac{C_1^2}{2}\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) = i_0^0 - \frac{C_1^2}{2} = 3400 - \frac{612{,}7^2}{2} \cdot \frac{1}{1000} = 3212 \ KJ/Kg \cdot K$$



Triangoli di Velocità



$$u = \omega r = \pi d n$$
raggio medio

d è il diametro

n è noto

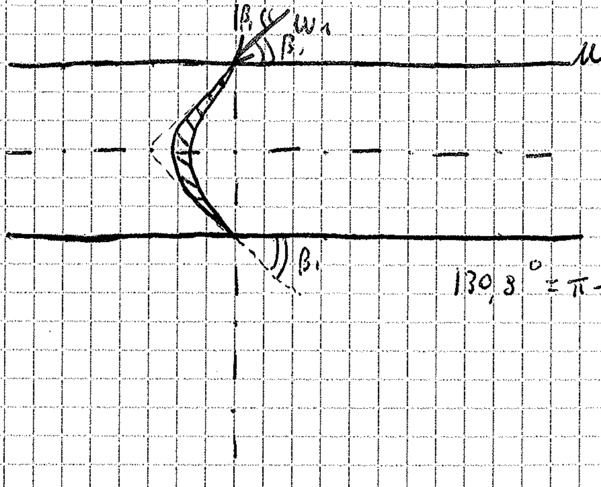
$$u = \frac{C_1 \cos\alpha_1}{2} = 612{,}7 \cdot \cos 30^0 / 2 = 265{,}3 \ m/s$$

$$W_1 = \sqrt{W_{u1}^2 + W_{a1}^2} = \sqrt{265{,}3^2 + 612{,}7^2 \cdot \sin^2 30^0} = 405{,}3 \ m/s$$

$$\beta_1 = \arcsin\frac{W_{a1}}{W_{u1}} = \arcsin\frac{612{,}7 \cdot \sin 30^0}{405{,}3} = 49{,}1^0$$

$W_{2,is} = W_1$ per uno stadio di funzionamento ideale

$$W_2 = \psi W_{2,is} = \psi W_1 = 0{,}90 \cdot 405{,}3 = 364{,}8 \ m/s$$



Rendimento dello Stadio

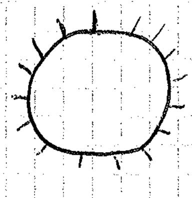
$$\eta_{0i} = \frac{L_i}{\Delta i_{is} = \frac{c_1^2}{2\varphi^2}} = \frac{133{,}7}{\frac{612{,}7^2}{2 \cdot 0{,}85^2} \cdot \frac{1}{1000}} = 0{,}643 \quad \boxed{64{,}3\ \%}$$

lunghezza dello spigolo d'ingresso della paletta

$l_1 \geq 10$ mm

$\frac{l_1}{d} \geq 0{,}01$

$\updownarrow l_1$



$$\dot{m} = \underset{\underset{1/v_1}{\Downarrow}}{\rho_1} \left(\xi \pi d l_1\right) c_{a1}$$

$c_1 \sin\alpha_1$

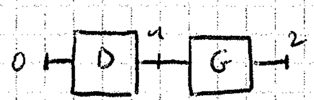
ξ coefficiente che tiene conto dello spessore delle palette => Solidità

$u = \pi d n$

Diciottesima Lezione 15-11-2013

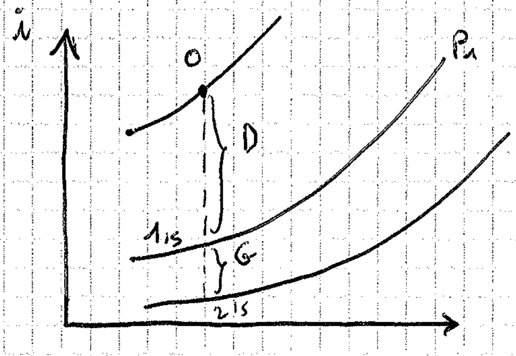
Turbine Assiali a Reazione Monostadio

nelle macchine ad azione c'è espansione solo nel distributore
nelle a reazione anche nella girante.



$|w_1| < |w_2|$

$p_0 > p_1 > p_2$

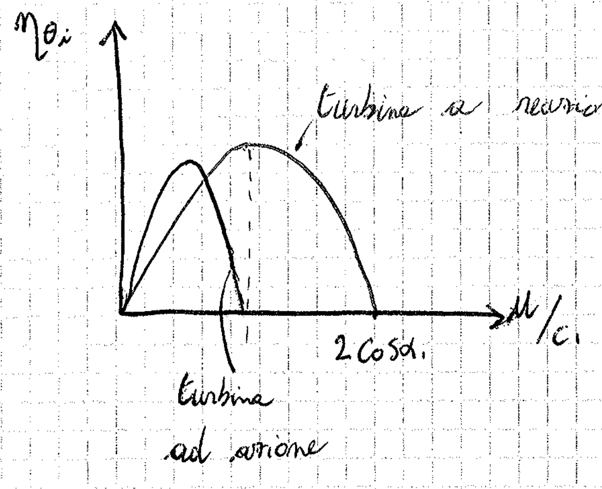


assumo c_0 trascurabile

si definisce, per le macchine a reazione, il Grado di Reazione

si guarda la Δp nella girante rispetto alla Δp complessiva

$$\chi = \frac{\Delta i_{is,G}}{\Delta i_{is\,D} + \Delta i_{is\,G}}$$



$$\eta_{\theta i} = 2\,\frac{\cos^2\alpha_1}{\cos^2\alpha_1 + 1}$$

massimo

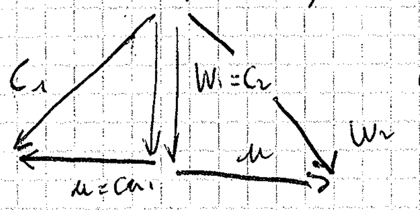
il rendimento per una turbina ad azione è $\eta_{\theta i} = \cos^2\alpha_1$, minore del rendimento di quello a reazione

$$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{ottimale}} = \cos\alpha_1$$

$$\eta_{\theta i\,\text{massimo}} = 2\,\frac{\cos^2\alpha_1}{\cos^2\alpha_1 + 1}$$

$$L_{i,\text{massimo}} = u\left(c_{u1} - c_{u2}\right) =$$

$$= u\left(u - 0\right) = u^2$$



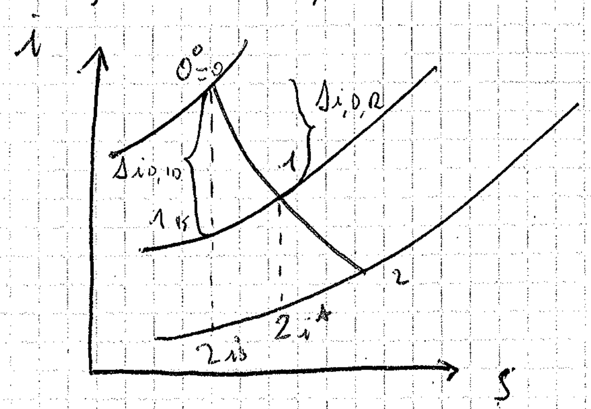
$c_{u2} = 0$

$c_{u1} = u$

Funzionamento Reale
con perdite fluidodinamiche

D) $c_1 = \varphi\, c_{1,is}$

G) $w_2 = \psi\, w_{2,is}$



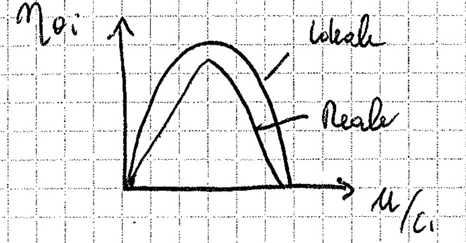
$$\eta_{\theta i} = 2\,\frac{\left[2\cos\alpha_1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)\right]\left(\frac{u}{c_1}\right)}{\left[2\cos\alpha_1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)\right]\left(\frac{u}{c_1}\right) + \left(\frac{1}{\varphi^2} + \frac{1}{\psi^2} - 1\right)}$$

la curva sarà modulata verso il basso

$$\left.\frac{u}{c_1}\right|_{\text{ottimale}} = \cos\alpha_1$$

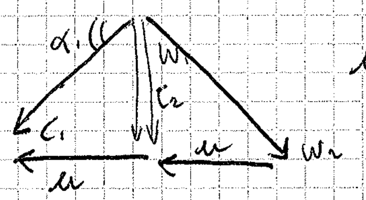
$$\Downarrow$$

$$\eta_{\theta i} = \frac{2}{\left(\frac{1}{\varphi^2} + \frac{1}{\psi^2} - 1\right) + \cos^2\alpha_1} \cdot \cos^2\alpha_1$$



per il lavoro in caso di massimo rendimento si guardano i triangoli di velocità

$$L_i = u^2$$

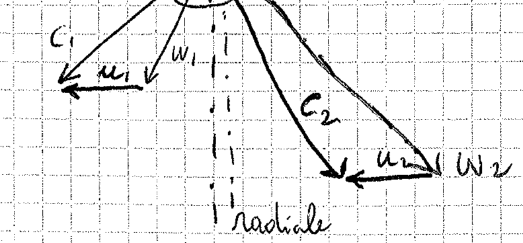


$$u/c_1 = \cos\alpha_1$$

Cenni sulle turbine radiali

Turbine centripete

e turbocompressori centrifughi



$u_1 = \omega r_1$

$u_2 = \omega r_2$

$r_2 < r_1$

Esercizio nello stadio a reazione

Esercizio Numero Quattro

P_0 1,2 bar $\quad C_0 \simeq 0$

$d = 2$ m $\quad T_0 = 140$ °C

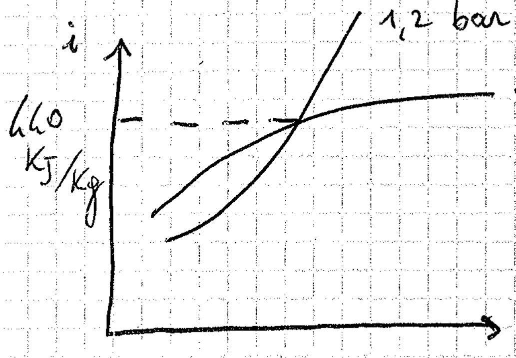
$\alpha_1 = 20°$

$\frac{u}{c_1} = \cos\alpha_1$

Triangoli simmetrici

$\varphi = 0{,}96$

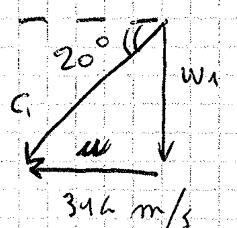
$\psi = 0{,}96$



è una turbina a bassa pressione 1,2 bar

$u = \pi d n = \pi \cdot 2 \cdot 3000/60 =$

$= 314$ m/s



$w_1 = \sqrt{c_1^2 - u^2} =$

$= u \sqrt{1/\cos\alpha - 1} =$

$= 314 \sqrt{1/\cos^2 20° - 1} = 114$ m/s

$\beta_1 = 90° = \alpha_2$

Lavoro massimo ottenibile $= u^2 = \frac{314^2}{1000} = 98{,}7$ KJ/Kg

Rendimento

$$\eta_{oi} = \frac{2\cos^2\alpha_1}{\left[\frac{1}{\varphi^2} + \frac{1}{\psi^2} - 1\right] + \cos^2\alpha_1} = 0{,}862 \quad 86\%$$

Diciannovesima Lezione 18-11-2013

$\dot{m} = \rho_1 A_1 \cdot c_{a1} =$
$= \frac{1}{v} \underbrace{(\pi d_m l_1 \xi)}_{A_1} \cdot c_{a1}$

tiene conto dello spessore delle palette

$u = \pi d_m \cdot n$

L_i massimo in condizioni ideali è pari a

$2u^2$ per azione
u^2 per reazione

$P_i = \dot{m} L_i$

$n\,[giri/minuto] = 60 \frac{f\,[Hz]}{p}$ coppie polari

se $u = \pi d_m n$ — n è fisso

$l_1 = \frac{v_1 \cdot \dot{m}}{\xi \Delta i_{is}} \cdot n$ portata volumetrica

salto entalpico

Vapore	P [bar]	T [°C]	v [m³/Kg]
AP	250	540	0,013 basso
BP	0,05	siamo in cambiamento di fase	22

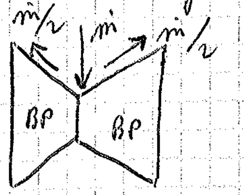
$l_1 \geq 10$ mm

$l/d_m \geq 0{,}01$

Parzializzazione

i triangoli di velocità variano
molto nella paletta => si svergola il profilo,
che realizzare in ogni punto le condizioni di
massimo rendimento (problema della bassa pressione)

Suddivisione tra più Corpi per limitare gli
sforzi assiali



$P_i = \dot{m} L_i = \eta_{0i} \, \dot{m} \, \Delta i_{is}$

1) perdita per energia cinetica di scarico

$$\frac{c_2^2}{2}$$

2) perdita fluidodinamica nel distributore

$$\frac{c_1^2}{2}\left(\frac{1}{\varphi^2}-1\right)$$

3) perdita fluidodinamica nella girante

$$\frac{w_2^2}{2}\left(\frac{1}{\psi^2}-1\right)$$

le tre perdite sono comprese nel rendimento

Perdite Meccaniche

4) perdita per attrito sui dischi

5) perdita per effetto ventilante
(quando si è in parzializzazione)
si scalda l'aria dove non passa
il fluido

6) perdita per attrito sui cuscinetti

7) perdita per alimentazione
di sistemi ausiliari
(es. la pompa dell'olio)

$$\Big|_1^2 \; Q_e + L_i = \Delta i + \Delta e_c^{\approx 0} + \Delta e_g^{\approx 0} + \Delta e_{cf} \approx 0$$

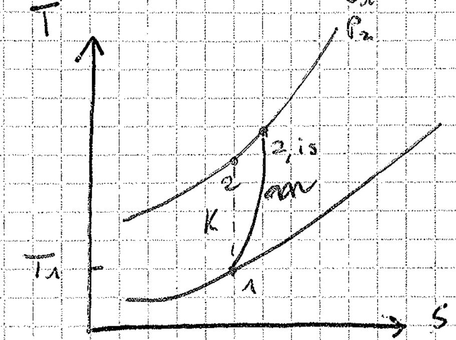
$Q_e \approx 0 \Rightarrow$ condizioni adiabatiche

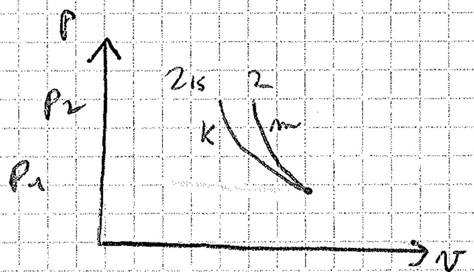
$\Delta i = c_p \Delta T$

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

$$L_i = \int v\,dp + L_w + \Delta e_{c,g,cf}^{\approx 0}$$

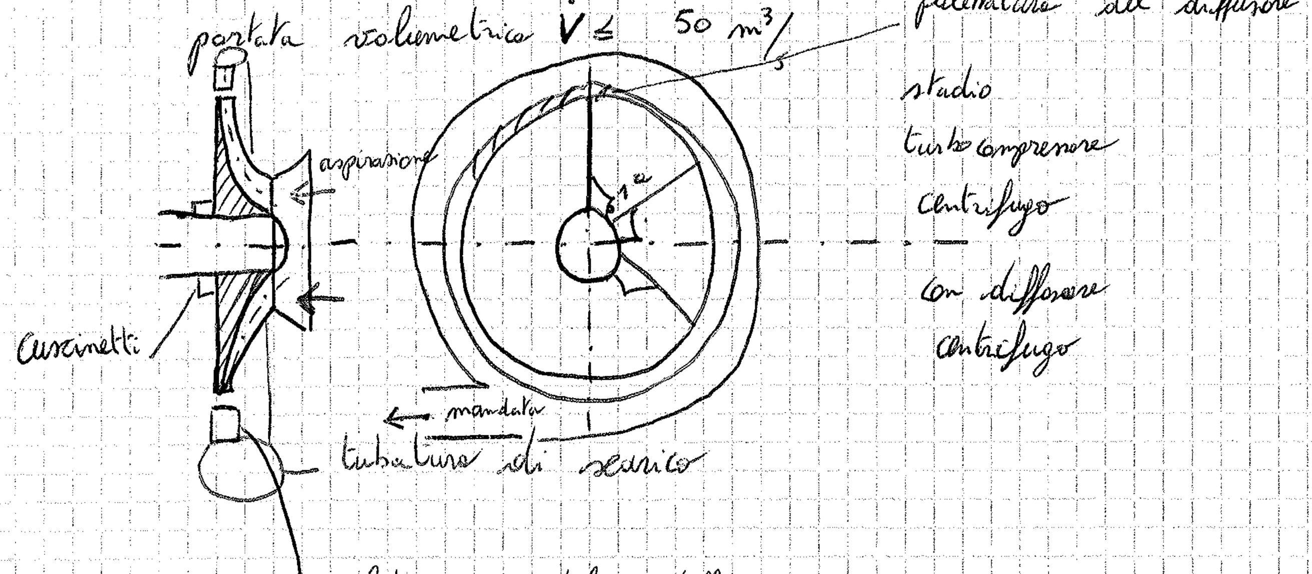
$$L_i = \int_1^2 v\,dp + L_w$$





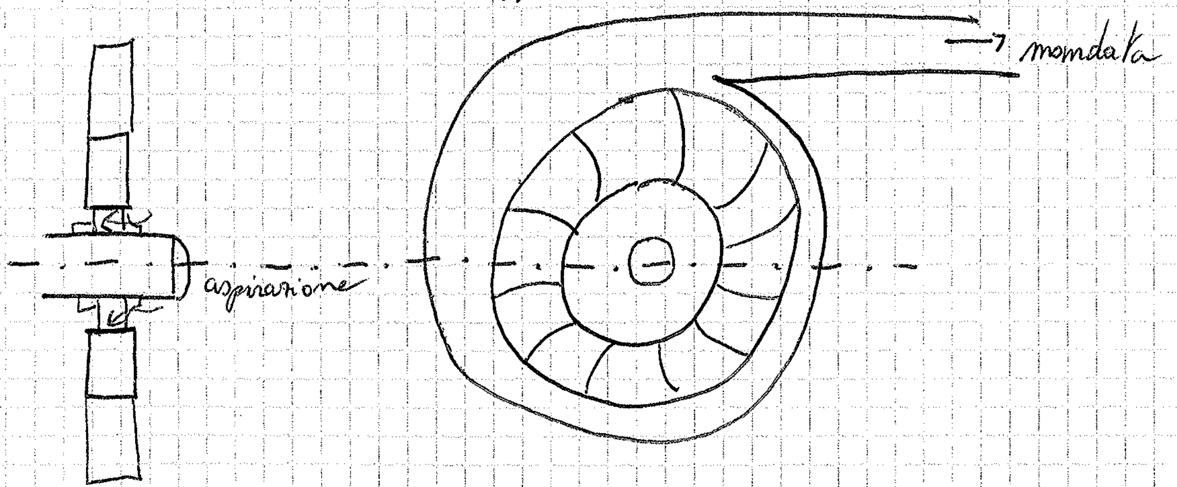
Alluminio => 250 m/s meno costosa
Titanio => 450 m/s più costosa
Leghe di acciaio (superleghe) nel mezzo

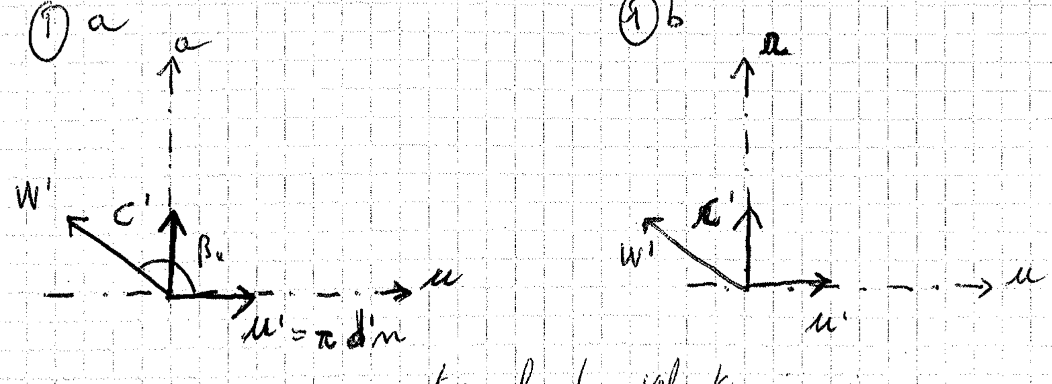
portata volumetrica $\dot{V} \leq 50\ m^3/s$



stadio turbocompressore centrifugo con diffusore centrifugo

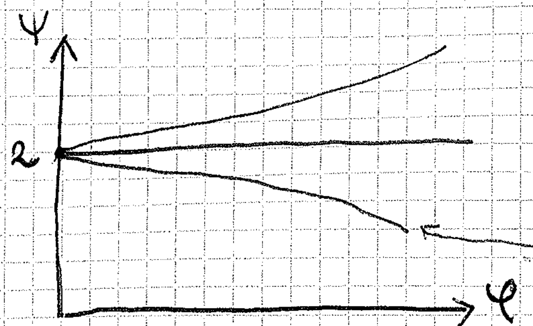
Macchina Senza Diffusore Palettato





triangoli di velocità in ingresso

Ventunesima Lezione 22-11-2013



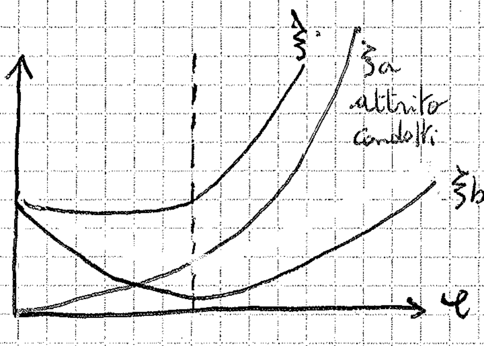
$\beta'' < 90°$ pale rivolte in avanti

$\cot g\, \beta'' = 0$ quando $\beta'' = \pi/2$ per pale radiali

$\beta'' > 90°$ pale rivolte all'indietro

ξ è legato al termine di perdita L_w

$$\xi = \frac{L_w}{(u'')^2/2}$$



$L_w = L_{w,a} + L_{w,b}$

$L_{w,a}$ riguarda l'attrito fluidodinamico sui condotti (girante + diffusore)

$\xi_a + \xi_b$

le perdite per attrito dipendono dal quadrato della velocità di transito

ξ_b è correlato ai problemi di imbocco, all'urto contro la palettatura. Perdite minime quando il fluido arriva lungo una direzione tangente a quella delle palette

L'urto sale con la portata.

ξ_b è legata alle perdite concentrate all'imbocco della girante e del diffusore.

Due componenti $\Rightarrow$ una parabolica crescente, l'altra parabolica con un minimo

$$\psi - \xi = \frac{R T_1}{\frac{(\pi d''_m)^2}{2}} (\beta - 1)$$

$$\psi - \xi \propto \left[\frac{\sqrt{R T_1}}{\pi d''_m}\right]^2 \cdot (\beta - 1)$$

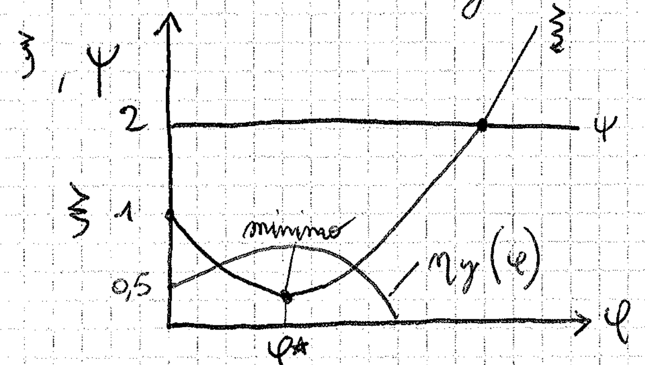
R indica il tipo di gas

$$\psi - \xi \propto \left[\frac{\sqrt{R T_1}}{\pi d''_m}\right]^2 \cdot (\beta - 1)$$

$$(\beta - 1) \propto \left[\frac{n d''}{\sqrt{R T_1}}\right] \cdot (\psi - \xi)$$

$\Downarrow$

numero di giri corretto (adimensionalizzato)



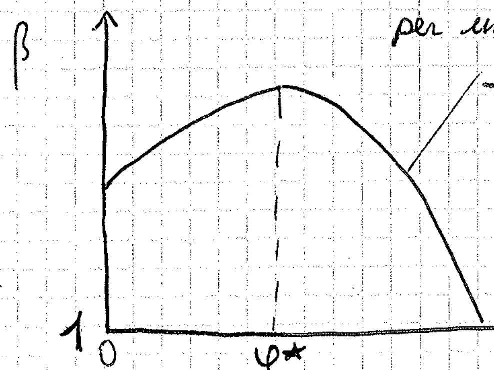
pale radiali per comodità

η_y rendimento idraulico, si considera incomprimibile il fluido

$$\eta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{\psi - \xi}{\psi}$$

da 0,5 il rendimento cresce

$\psi - \xi$ ha lo stesso andamento del rendimento idraulico a meno di un fattore 2



per un $\frac{n d''}{\sqrt{R T_1}}$ fissato

n maggiore

$\Downarrow$

curva più alta che si annulla sempre nella stessa posizione $(\psi - \xi = 0)$

il massimo è sempre allineato a φ^*

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_1/T_0}}{p_1/p_0}$$ fissato tipo di gas R
diametro d''

Similitudine Geometrica e Fluidodinamica

turbocompressori diversi operano in condizioni di similitudine geometrica e fluidodinamica quando

1. sono in similitudine geometrica
   dimensioni in scala e angoli costruttivi corrispondenti (uguali in punti corrispondenti)
2. similitudine fluidodinamica se geometricamente simili quando hanno triangoli delle velocità simili in punti corrispondenti

$$\varphi = \frac{W_r''}{u''} = \text{costante},$$ conseguenza delle similitudine geometrica e fluidodinamica

$$\Downarrow$$

ψ, ξ, ψ-ξ, η_y
sono fissate

$$\Downarrow$$

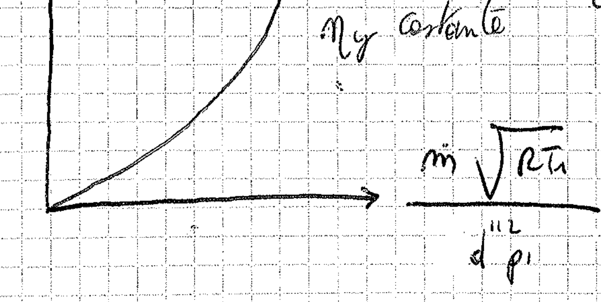
$$(\beta - 1) \propto \left[\frac{n d''}{\sqrt{RT_1}}\right]^2$$

la portata corretta

$$\left[\frac{\dot{m}\sqrt{RT_1}}{d''^2 p_1}\right] \propto \left[\frac{n d''}{\sqrt{RT_1}}\right]$$

$$\Downarrow$$

$$(\beta - 1) \propto \left[\frac{\dot{m}\sqrt{RT_1}}{d''^2 p_1}\right]^2$$

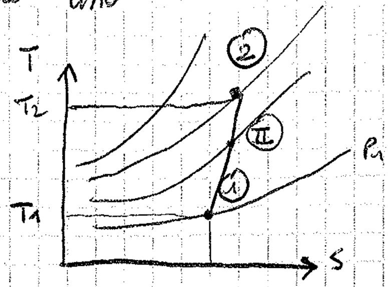


curve isorendimento

Ventiduesima Lezione 26-11-2013

Esercitazione Turbocompressori

Esercizio Uno



$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\left(\frac{m-1}{m}\right)} =$$

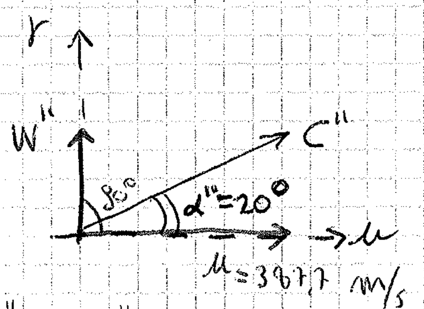
$$\frac{m-1}{m} \rightarrow \frac{1}{\eta_{yc}} \cdot \frac{K-1}{K}$$

$$= (15+273)\left(\frac{3}{1}\right)^{\frac{1}{0,75}\cdot\frac{1,4-1}{1,4}} =$$

$$= 437,7 \ K \Rightarrow 164,7 \ ^\circ C$$

$$L_i = c_p (T_2 - T_1) = 1,0045 (164,7 - 15) = 150,3 \ kJ/kg$$

$$u = \sqrt{L_i} = \sqrt{150,3 \cdot 10^3} = 387,7 \ m/s$$



$$W'' = u'' \, tg\alpha'' = 387,7 \cdot tg 20^\circ = 141,1 \ m/s$$

$$C'' = \sqrt{W'' + u''} = 412,5 \ m/s$$

dimensionamento di massima

quanto deve essere grande la girante, il diametro

$$\dot{m} = \rho'' A'' w'' =$$

w'' → componente di trasporto della velocità

$$= \rho'' [\xi \pi d'' l''] w''$$

$$\frac{l''}{d''} = 0,10$$

$$= \rho'' \xi \pi \left(\frac{l''}{d''}\right) d''^2 w''$$