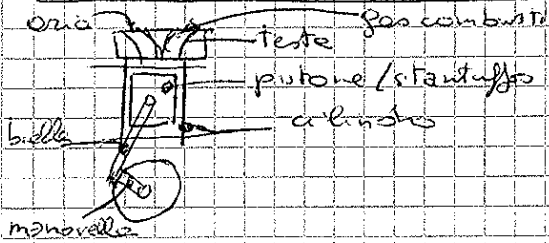


# MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA



I motori a combustione interna si possono distinguere per il modo di accensione del combustibile.

- accensione comandata (attraverso la candela) si utilizzano combustibili come benzina, metano, gas naturale

Uno il ciclo Otto

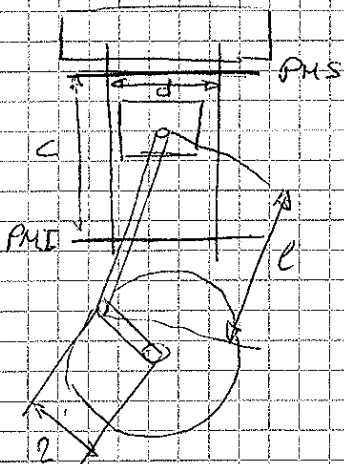
- accensione per compressione si comprime l'aria e si mette il combustibile nell'aria (caldo o compresso) che inizia a bruciare. Il combustibile sono: fossili, di sintesi, di vegetali.

Il ciclo percorso è il DIESEL

Possiamo caratterizzare, inoltre, i motori per la durata del ciclo:

- 4 tempi (2 giri dell'albero motore per eseguire un ciclo) (si effettua la fase dello stantuffo)
- 2 tempi (1 giro dell'albero motore per ciclo)

## Definizioni



$c$ : corsa

$d$ : alesaggio

$$V = \pi \frac{d^2}{4} \cdot c \quad \text{cilindrata del singolo cilindro}$$

$n$ : numero di cilindri

$V_i$ : cilindrata totale del motore

$e = c/2$  raggio di manovella

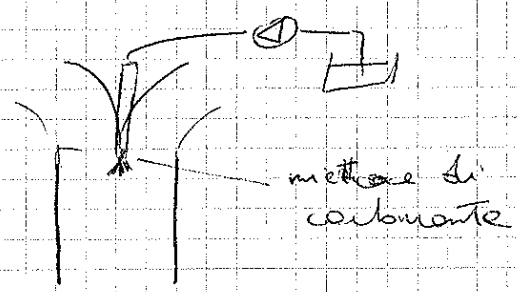
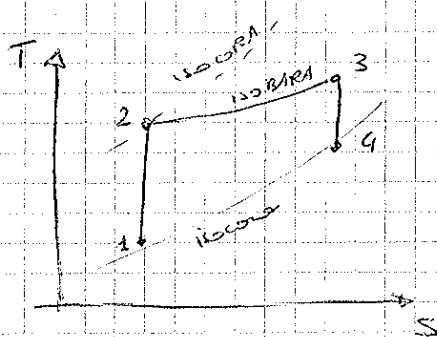
$l$ : lunghezza della biella

$$\epsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \quad \text{rapporto volumetrico di compressione}$$

$V_{\min}$ : è il volume dello spazio morto

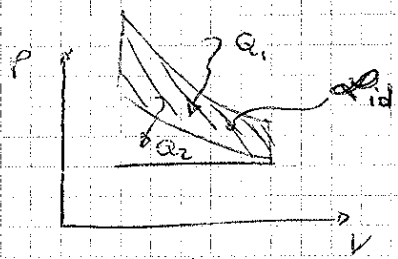
$$V_{\max} = V_{\min} + V$$





Ciclo Otto:

$$\alpha_{id} = - \oint v dp \quad \left[ \frac{J}{ciclo} \right]$$



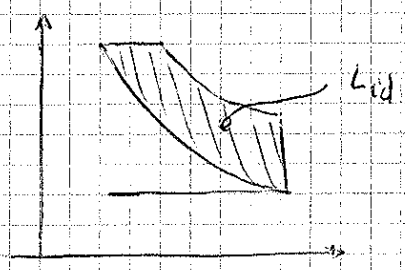
$$P_{id} = \frac{\alpha_{id}}{m} = \eta_{griglia} \text{ al secondo} \quad \text{se mono cilindro}$$

per il 4 tempi vale 2  
per il 2 tempi vale 1

$$P_{id} = \lambda \frac{\alpha_{id}}{m} \eta \quad \text{se motore ha più di un cilindro}$$

$$\alpha_{id} = Q_1 - Q_2 \quad \left[ \frac{J}{ciclo} \right] \quad P_{id} = m \lambda \eta$$

Ciclo Diesel vengono a stare considerazioni del ciclo Otto

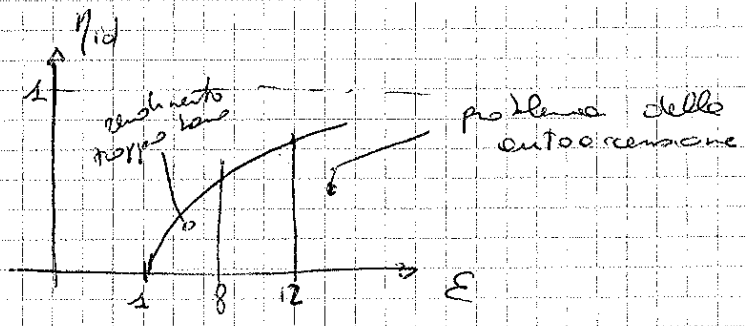


$\eta_{id}$  ciclo Otto

$$\eta_{id} = \frac{L_{id}}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \Leftrightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \epsilon^{k-1}$$

$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$$



# $\eta_{id}$ ciclo Diesel

$$\eta_{id} = \frac{L_{id}}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} =$$

$\tau = \frac{T_3}{T_2}$  rapporto termometrico di combustione

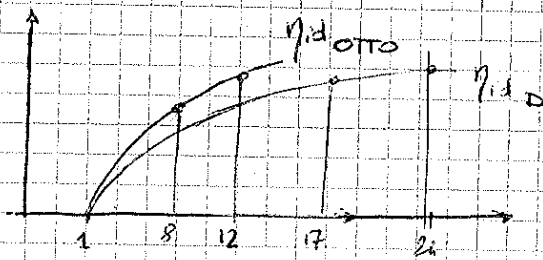
$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{\frac{K}{\frac{c_p}{c_v}}} \frac{T_1}{T_2} \frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

$\downarrow$   
 $\tau$

Può essere dimostrato che  $\frac{T_4}{T_1} = \tau^K$

$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{\tau^{K-1}} \frac{1}{K} \frac{\tau^K - 1}{\tau - 1}$$

2 parità di  $\epsilon$  il rendimento del ciclo Diesel è più basso. Il rendimento diminuisce anche al crescere di  $\tau$



## Calcolo di $Q_u$ , $P_u$ , $\eta_u$ reali.

$\eta_u = \frac{P_u}{\dot{m}_b H_i}$  negli impianti l'abbiamo chiamato  $\eta_g$

Nota: negli impianti si ha un combustore/caldiera e un si associa un rendimento. **Qua no!**

$$P_{id} = \dot{m}_b \eta_{id} \frac{H_i}{m}$$

$$L_u = \frac{P_u}{\dot{m}_b \frac{H_i}{m}}$$

$$\eta_u = \frac{P_u}{\dot{m}_b H_i} = \frac{P_u}{P_i} \frac{P_i}{P_{em}} \frac{P_{em}}{\dot{m}_b H_i} = \frac{\eta_u}{\eta_i} \frac{\eta_{em}}{E_u (\approx Q_1)}$$

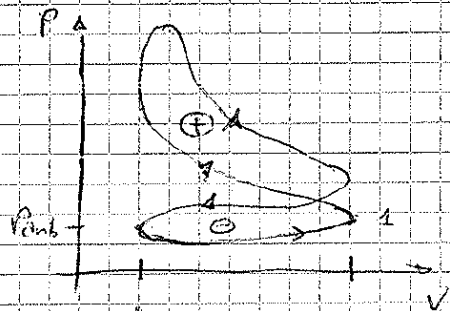
$\uparrow$                      $\uparrow$                      $\uparrow$   
 $\eta_0$                      $\eta_{0i}$                      $(\eta_{id}) \eta_{em}$

$$\eta_u = \eta_0 \eta_{0i} \eta_{em}$$

$L_{em}$  = lavoro reale fornito riferendo ad un punto reale (esempio  $c_p$  e  $c_v$  variano con T)

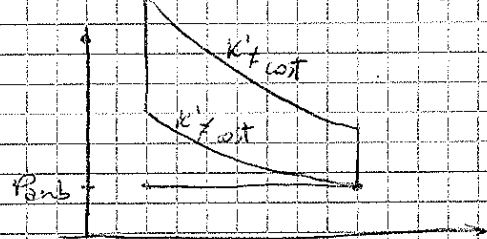
$$d_u = \frac{P_u}{1 \frac{m}{m}} =$$

$$d_i = \frac{P_i}{1 \frac{m}{m}} = - \int_{ciclo} V dp \quad \text{ciclo reale}$$



$$d_i^o = - \int V dp = \int p dV$$

ciclo reale



$$d_{lim} = - \int V dp = \int p dV$$

$$d_{lim} > d_i \Rightarrow \eta_{e_i} < 1$$

$$P_u = \eta_u m_b H_i$$

$$\alpha = \frac{m_a}{m_b} \Rightarrow m_b = \frac{m_a}{\alpha}$$

$\alpha$ : dosatura

$$\lambda = \frac{m_a}{m_{a,af}} = \frac{m_a}{p_{ext} V_i \frac{m}{m}} \Rightarrow m_a = \lambda p_{ext} V_i \frac{m}{m}$$

$\lambda$ : coefficiente di riempimento

$$P_u = \eta_u \frac{\lambda p_{ext} V_i \frac{m}{m}}{\alpha} H_i$$

$$q_b = \frac{m_b}{P_u} = \frac{1}{\eta_u H_i}$$

consumo specifico di combustibile

Pressioni medie

$$P_{me} = \frac{d_u}{V} \quad \text{pressione medio efficace}$$

$$P_{mi} = \frac{d_i}{V} \quad \text{pressione medio indicata}$$

$$P_m = \frac{P}{i V \frac{m}{m}}$$

Se  $P_{me}$  è bene vuol dire che si è sfruttata male la cilindrata (come con 2 macchine con cilindrata diversa)

	OTTO	DIESEL
$\eta_u$	0,3	0,33
$\lambda_{17}$	0,9	0,9
$P_{ome}$	1,2	1,2
$[kg/m^3] H_i$	= 44	42,5
$\alpha$	14,6 = dosatura stechiom.	> 20
$[bar] p_{me}$	10	7

$$p_{me} = \frac{P_u}{i V \frac{1}{m}} = \frac{\eta_u \lambda_{17} P_0 \cancel{V} \cancel{\frac{1}{m}}}{\alpha \cancel{V} \cancel{\frac{1}{m}}} H_i$$

$$= \frac{\eta_u \lambda_{17} P_0}{\alpha i} H_i$$

$p_{me} = 10$  bar valore tipico dei motori benzina

$p_{me} = 7$  bar valore tipico dei DIESEL a cune di  $\alpha$  elevato

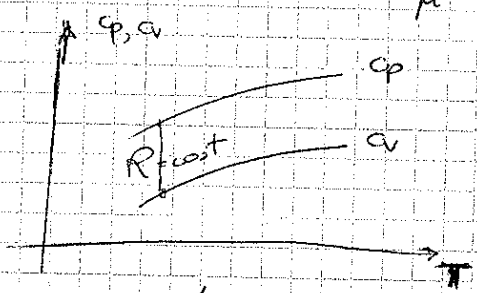
Ne segue che i motori DIESEL a punto di prestazione sono più grandi.

I motori sovralimentati hanno un compressore che aumenta  $P_0$  e quindi fa aumentare  $p_{me}$ .

Nota: in quota i motori perdono di  $p_{me}$  ( $P_0$  diminuisce) e quindi anche di potenza

$\eta_{lim}$  = Rendimento ideale percorso da fluido reale

Dipende  $\left\{ \begin{array}{l} \eta_{id} \leftarrow \epsilon, \text{ tipo di ciclo} \\ c_p, c_v \text{ sono funzioni di } T \\ \text{dissociazione} \\ R = \frac{R}{\mu} \text{ i variabile} \end{array} \right\}$  fluido reale



$$k = \frac{c_p}{c_v} = 1 + \frac{R}{c_v}$$

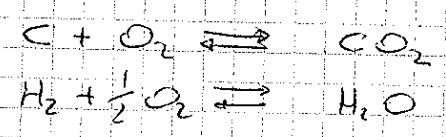
$$c_p - c_v = R$$

$$c_p = c_v + R$$

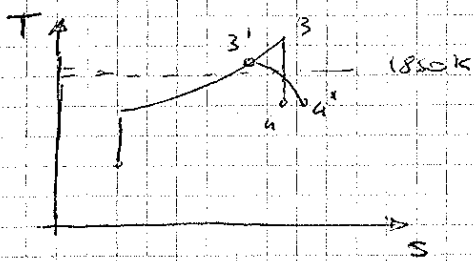
$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$$

$\epsilon = 10$	$k = 1,4$	$\eta_{id} = 0,6$
$\epsilon = 10$	$k = 1,35$	$\eta_{id} = 0,55$

dissociazione



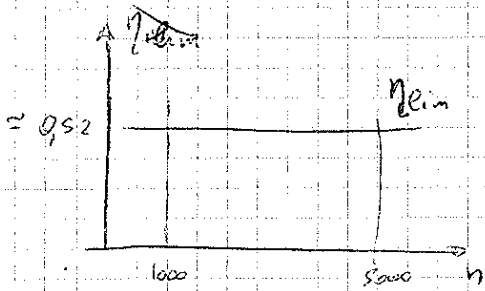
a basse temperature le reazioni sono spostate a dx.  
 Sopra  $T = 1850$  K le reazioni tendono a spostarsi a sx tanto più la temperatura è alta. Ne segue che, poiché la reazione da sx a dx è esotermica, non si riesce più a raffreddare a  $T_3$  voluta.



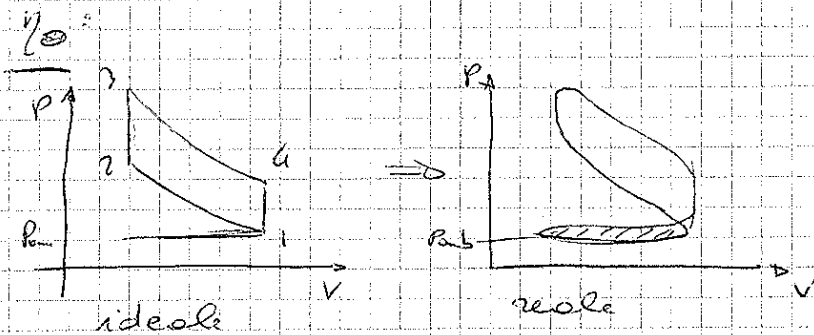
Accanto il valore  $Q_2$  viene costante perché  $T$  diminuisce durante l'espansione e arriva la reazione. Ma il punto  $4$  si sposta in  $4'$ . Ne segue che  $Q_2$  corrente e il

rendimento diminuisce.

Il fatto che  $R$  cambia il trasmissibile rispetto a  $v, \rho$  e  $e_0$  di conseguenza.



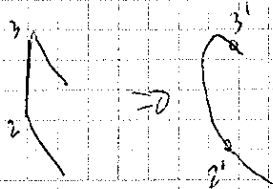
il rendimento  $\eta_{mech}$  viene costante rispetto al numero di giri del motore



il peggioramento dipende da due aspetti:

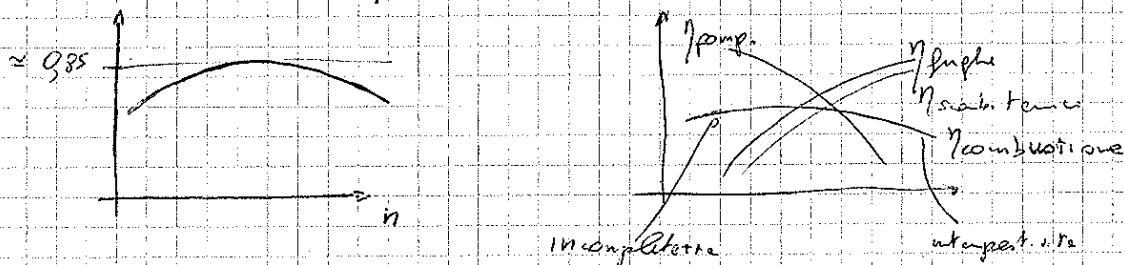
- scambi termici
- fughe verso l'esterno
- lavoro di ricambio del fluido motore (acqua triteppiate)
- imperfezioni di combustione (incompletezza o le intemperanze)

L'intemperanza della combustione riguarda il rendimento (specie gli otto) perché:



Il punto  $3'$  è più a destra di  $3$  perché  $Q_1$  è costante, inoltre ne segue che  $Q_2$  è anch'esso più a dx. Ne segue che ci ha un  $\Delta Q_2$  da tenere in conto

Come viene  $\eta_0$  con  $n$ ?



$$\eta_0 = \frac{P_u}{P_i} \cdot \frac{\omega_u}{\omega_i} = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

tiene conto di  $\left\{ \begin{array}{l} - \text{attriti meccanici} \\ - \text{assorbimento ogni cui (pompe acqua, olio, alternatore)} \\ - \text{distribuzione del fluido (comando delle valvole)} \end{array} \right.$

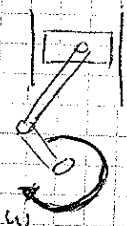
$$\frac{P_u}{i \frac{V_u}{n}} = \frac{P_i - (P_{att} + P_{aux})}{i \frac{V_i}{m}} \Rightarrow P_{me} = P_{mi} - P_v$$

$\leftarrow$  pressione di morsa e vuoto

$$\eta_0 = 1 - \frac{P_v}{P_{mi}}$$



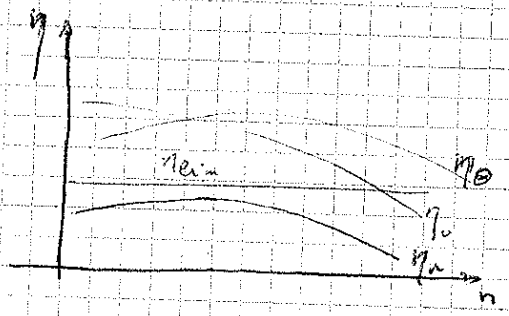
è grazie al movimento verso con il no di giri



$$F_m = m_{del} \cdot \alpha \cdot \omega^2$$

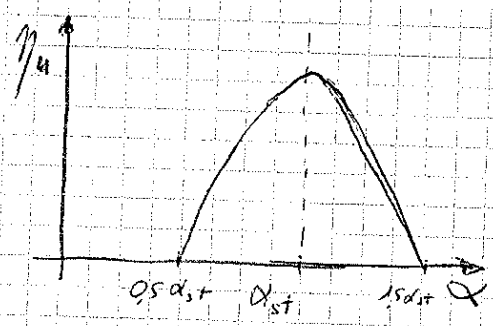
$$\alpha \propto \omega^2$$

$$1 - \frac{A + B\omega^2}{P_{mi}} \quad A \text{ cost } \propto \omega^2$$

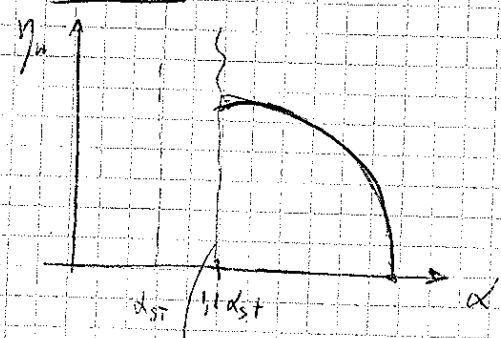


Come variano i rendimenti con il parametro α?

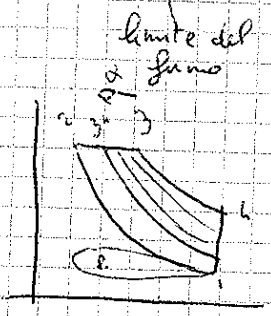
Motori otto



Diesel



Nei motori otto ηₘ si lavora esattamente su αₛₜ. Nei motori otto si regolano con α e comb. in h.l. in modo proporzionale a variaz. α = cost. Si unisce α e velocità e la cella



h 3" uolo p...  
u... u... di  
123h

le particelle si comb. in h.l. la regolazione viene fatto diminuendo



Se per il diesel la  $p_a$  è molto grande, questo  $\lambda_v$  diminuisce e il rendimento diminuisce.

paneggio bar-pescol

SLIDES

$$\eta) \quad p_{me} = \frac{P_e}{iV \frac{n}{m}} = \frac{5120 \cdot 10^3}{12 \cdot \frac{3848}{10^3} \cdot \frac{150}{60 \cdot 2}} \cdot \frac{1}{10^5} = 17,74$$

Rendimento più elevato rispetto a quello di un motore (0,46 in confronto alle 0,3 note a Berlino).

$$p_{me} = \eta_m p_a \frac{Hv_i \lambda_v}{\alpha} = 0,46 \cdot 1,22 \cdot 0,9 \cdot \frac{444 \cdot 10^6}{14,6 \cdot 10^5} = 15,22$$

$$p_a = \frac{101300}{287 \cdot 288} = 1,22$$

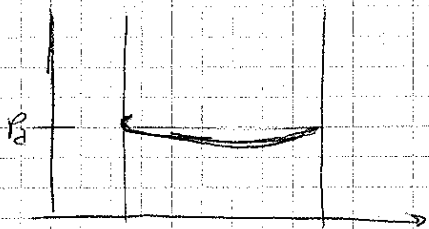
Il motore è sovralimentato quindi  $p$  deve essere in rapporto del rapporto tra i due valori di  $p_{me}$

$$p = p_a \cdot \frac{17,74}{15,22} = 1,42$$

$$\frac{7620}{4600} \cdot \frac{1}{\eta_e} = 0,67$$

Coefficiente di riempimento

$$\lambda_v = \frac{m_a}{m_{af}} = \frac{m_a}{iV p_a \frac{n}{m}} = \frac{m_a}{p_a V} \left[ \frac{1}{\alpha} \text{altri: un altro} \right]$$



$P_i < P_a$  e cause delle laminazioni

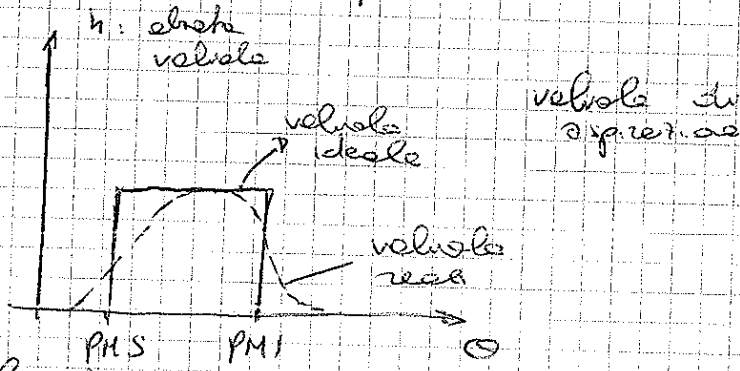
$T_i > T_a$  e causa degli scambi termici

$$P_i < P_a$$

molto approssimato  $\lambda_v \approx \frac{P_i V}{P_a V} \approx \left( \frac{P_i}{P_a} \right) \left( \frac{T_a}{T_i} \right)$

lo tende a diminuire con il no di giri

Le valvole sono ritardate in chiusura (velocità di  $\text{chiusura}$ ) e in apertura (velocità di  $\text{apertura}$ )



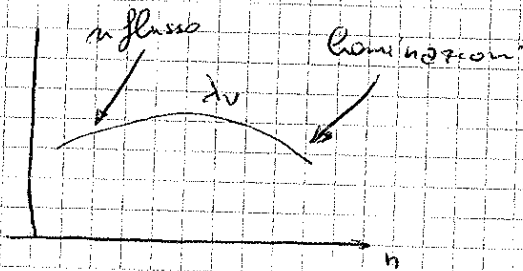
La chiusura istantanea non si fa perché potrebbe comportare accelerazioni di tipo infinito.

La valvola è anticipata/ritardata perché quando lo stantuffo si trova nel punto morto inferiore il fluido ~~non~~ ha velocità nulla.

Quando lo stantuffo viene a rubare una parte di fluido ancora ancora, se il fluido aumenta aumenta la pressione e diminuisce la potenza.

Nota: il posticipo è un peggiorativo ad alte velocità, ma un possibile peggioramento a basse velocità (a causa del reflusso all'aspirazione).

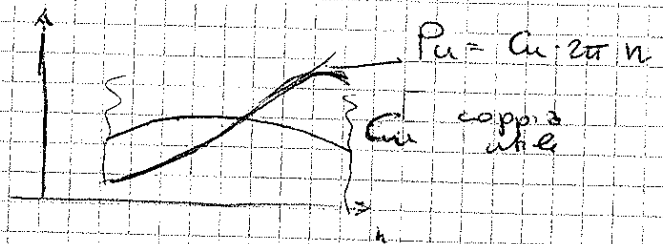
È necessario cercare di avere il minimo delle prestazioni in regimi che si interessano.



### Caratteristiche dei motori a combustione interna

ciclo Otto

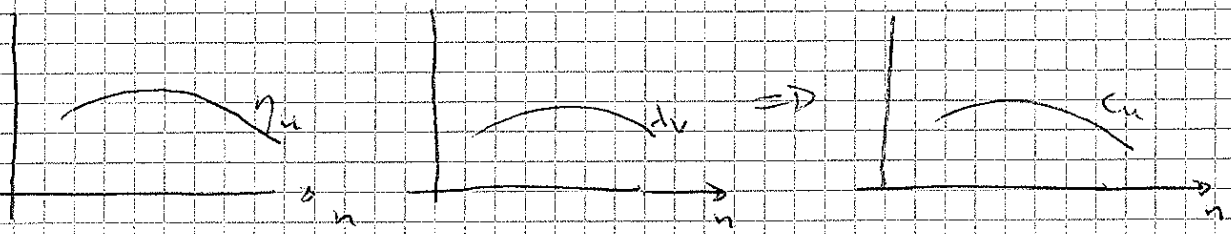
1) Caratt. meccanica  
la caratteristica a piena emissione



$$P_u = C_m \cdot 2\pi n = p_{me} \cdot V \cdot \frac{n}{m}$$

$$C_m \propto p_{me} = \eta_u \Delta p \propto \frac{H_i}{P_a} \quad \text{costanti rispetto a } n$$

$$C_m \propto p_{me} \propto \eta_u \Delta p$$



## Diesel

1) Caratteristica meccanica

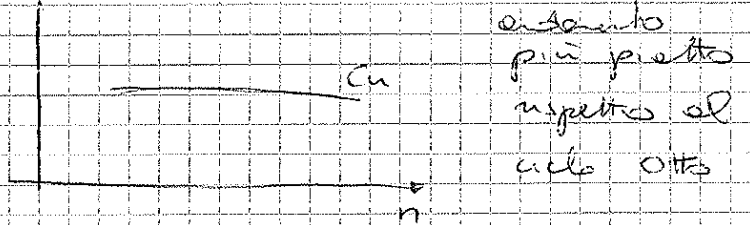
$$P_u = C_m \cdot 2\pi n = \eta_u \dot{m}_b H_i$$

$$= \eta_u \dot{m}_b \frac{H_i i n}{m}$$

$$C_u \propto \eta_u \dot{m}_b$$

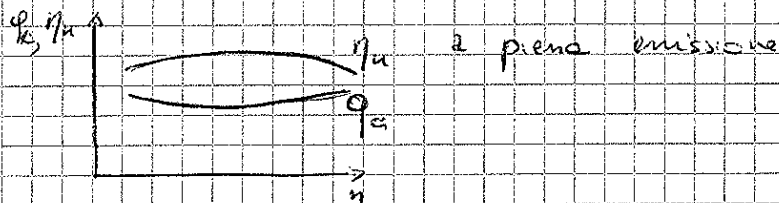
$\dot{m}_b$  dipende dall'iniezione, ma se non a piena emissione è costante

$$C_u \propto \eta_u$$

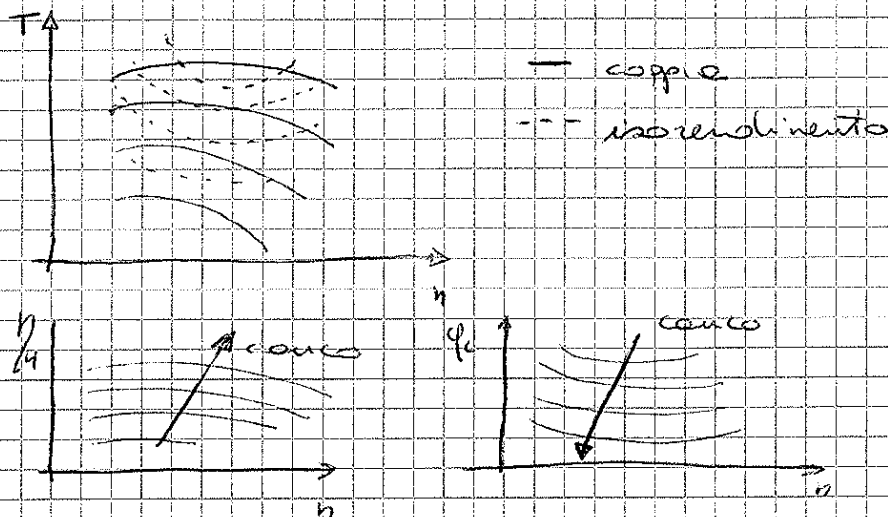


$$\dot{m}_b = \frac{\text{massa combustibile}}{\text{cicli cilindro}}$$

Nelle realtà non esiste una sola caratteristica meccanica a seconda di quanto "gas" entra al motore

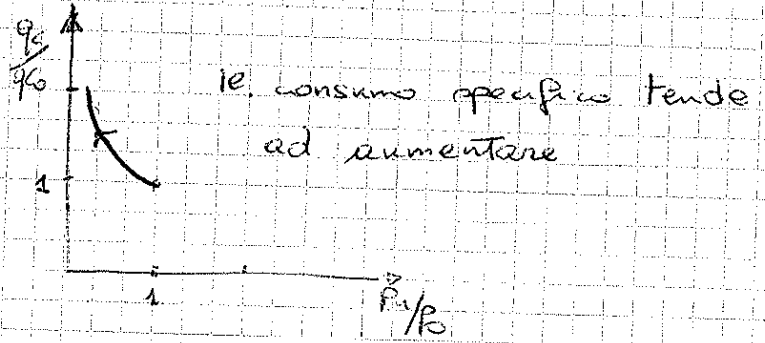
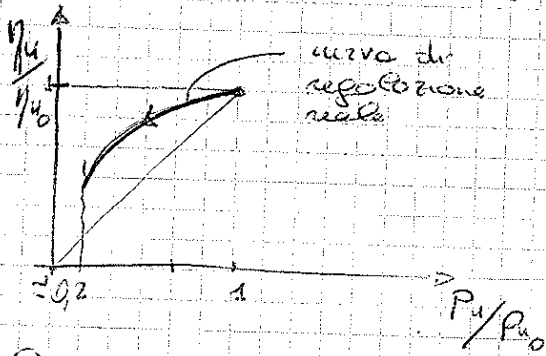


Anche Possiamo introdurre delle curve isovolumetriche all'interno della caratteristica meccanica

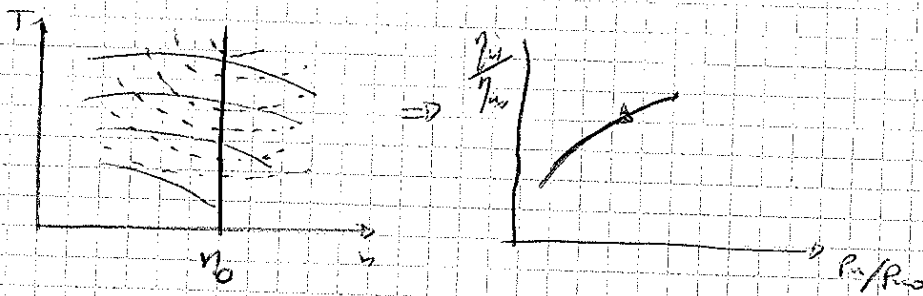


## 2) Caratteristica di regolazione

(43)

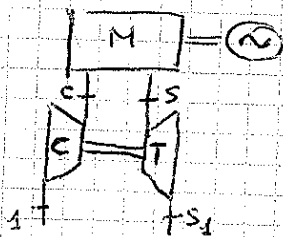


Ricordiamo che nelle curve di regolazione  $m = \text{costante}$  la caratteristica di regolazione può essere letta dalla caratteristica meccanica (rispondendo ad un determinato numero di giri)



## Motore stazionario sovralimentato

Si usa la sovralimentazione Turbo (o sovralimentazione con turbina e par di scaccio).



Troviamo le prestazioni note quelle del motore non sovralimentato

$$pmi = \eta_i \eta_{e,m} \lambda \sqrt{\beta} \frac{H_i}{\alpha}$$

consideriamo le condizioni standard (indicate con pedice 0)

$$pmi_0 = \eta_{i0} \eta_{e,m} \lambda \sqrt{\beta_0} \frac{H_i}{\alpha}$$

$$\beta_0 = \frac{P_0}{P_{T0}}$$

Le condizioni standard sono:

$$p_0 = 1,013 \text{ bar}$$

$$T_0 = 288 \text{ K}$$

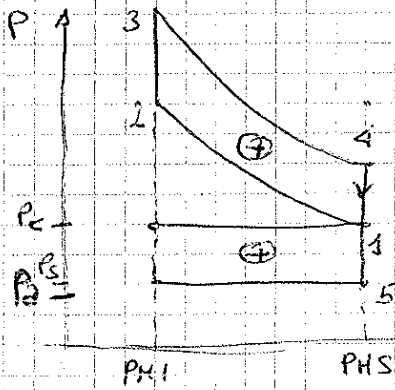
Nel caso sovralimentato  $p \propto \frac{P}{T}$ , mentre  $\lambda \propto \sqrt{T}$

Quindi  $pmi \propto \frac{P}{\sqrt{T}}$

$$\text{Ne segue che se } pmi_s = \frac{P_s}{P_0} \frac{\sqrt{T_0}}{\sqrt{T_s}} pmi_0$$

Dobbiamo studiare cosa succede a valle del motore (nello scaccio).

Tracciamo il ciclo di un motore sovralimentato

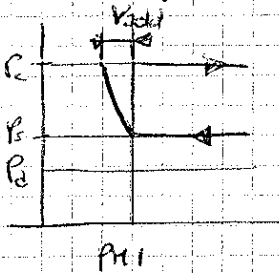


$$\Delta P = (P_c - P_s) V$$

$$P_p = P_c - P_s = \frac{\Delta P}{V}$$

Ne segue che

$$p_{mi_c} = \frac{P_c}{P_0} \frac{\sqrt{T_0}}{\sqrt{T_c}} p_{mi_0} + (P_c - P_s)$$



ladd aumento virtuale dello cilindrate dovuto alla compressione del gas dello spazio morto posto in un aperto e volume di aspirazione

$$\xi = \left( \frac{\Delta v_c}{v_0} \right)_{ladd} = \frac{v_{add} + v}{v}$$

Il fatto di aumentare virtualmente la cilindrata comporta un aumento di  $\Delta v$ .

$$\xi = 1 + \frac{1}{\epsilon - 1} \left[ \left( \frac{P_s}{P_c} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] > 1$$

il valore  $\xi$  condiziona  $\Delta v$  quindi

$$p_{mi_c} = \xi \frac{P_c}{P_0} \frac{\sqrt{T_0}}{\sqrt{T_c}} p_{mi_0} + (P_c - P_s)$$

Quindi cambia  $p_{mi}$  perché:

- cambia  $P_s$
- cambia  $\Delta v$  a causa delle variazioni di  $T$
- cambia  $\Delta v$  per il volume addizionale
- cambia se aggiunge il ciclo dovuto al pompaggio.

A noi interessa calcolare  $P_{nc} = p_{mi_c} \cdot V \frac{n}{m}$

$$p_{mi_c} = p_{mi_0} - P_{vc}$$

$P_{vo} = A + B$  con  $A$  non influenzata dalle condizioni non amb. e  $B$  influenzata dalle condizioni di aspirazione.

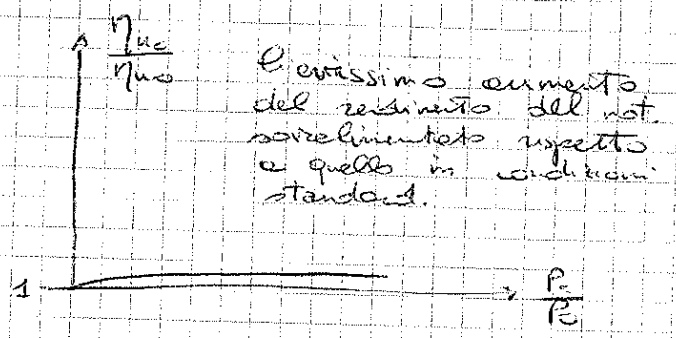
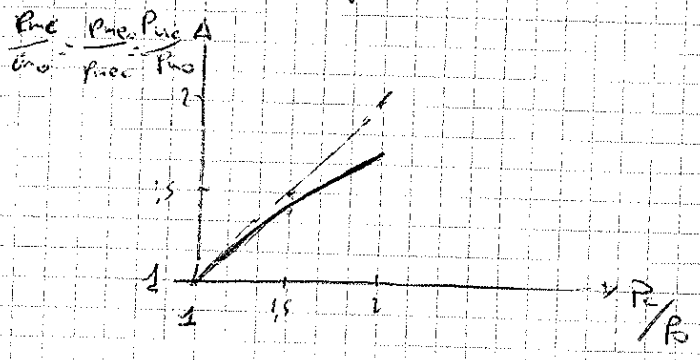
Si può dire quindi che  $P_{nc} = A + B \xi \frac{P_c}{P_0} \frac{\sqrt{T_0}}{\sqrt{T_c}}$

Affermiamo che  $B$  è influenzata nello stesso modo dello  $p_{mi_0}$ .

Il termine B è influenzato dagli attriti dovuti alle perdite.

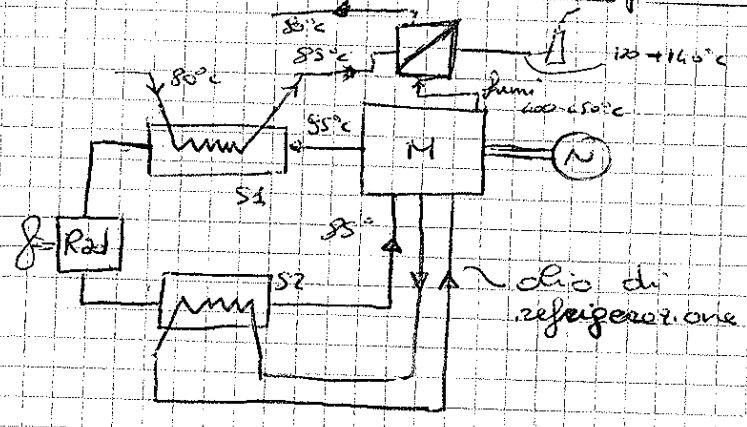
$$p_{me_c} = \left[ \frac{P_c}{P_0} \frac{\sqrt{T_0}}{\sqrt{T_c}} p_{mi_0} + (P_c - P_s) - A - B \right] \frac{P_c}{P_0} \frac{\sqrt{T_0}}{\sqrt{T_c}} \quad (14)$$

Cerchiamo di capire come varia  $\frac{P_{me_c}}{P_0}$  in funzione di  $\frac{P_c}{P_0}$  e numero di giri costanti.



È il massimo aumento del rendimento del motore sovralimentato rispetto a quello in condizioni standard.

Impianti coproprietari con impianti motori a combustione interna

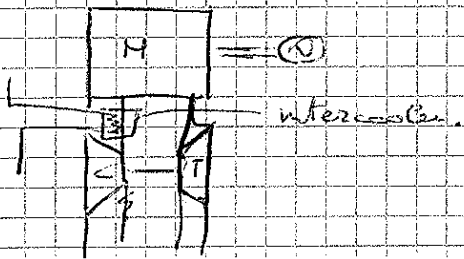


Il radiatore può essere attivato o meno a seconda della temperatura che ha l'acqua in uscita dallo scambiatore 1.

	$T_{sup.}$	$T_{rec.}$	% calore recuperato rispetto al comb. int. b. c.
Acque / Acque Acque / olio	85°C	85°C - 85°C	25-30%
Acque / Fumi	100-150°C	100-85°C	25-30%
Fumi del camino	120-160°C	35-40°C	5-8%
Inter cooler	180°C	70-80°C	5-8%

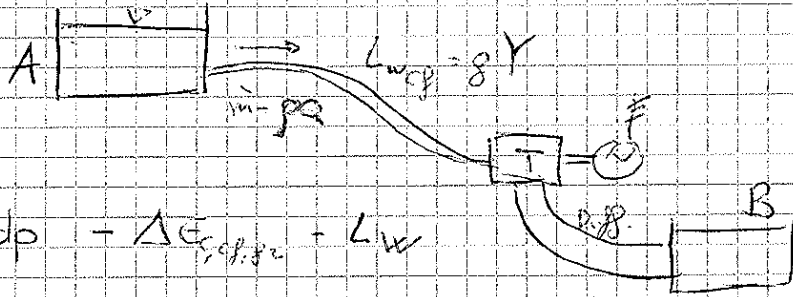
Intercooler: noi abbiamo posticipato di un fluido fosse passato direttamente dal compressore al motore, ma in uscita dal C l'aria è tolta temperatura e quindi si abbassa la  $p_{mi_0}$ . Più viene interme l'aria un scambiatore (intercooler o aftercooler) tra il compressore e il motore per abbassare la temperatura.

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_c}{P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \approx \frac{P_c}{P_0} \cdot 2 \quad T_c = 288 \cdot 2^{0,286}$$



intercoolers più erano fatti in più  
 in genere l'intercooler è il primo  
 stadio di refrigerazione. Un secondo  
 stadio viene fatto con un reattore.

## TURBINE IDRAULICHE



$$L_{tot} = - \int V dp - \Delta E_{s.p.s.c.} - L_w$$

$$A-B \quad L_{tot} = \frac{P_A - P_B}{\rho} + \frac{c_A^2 - c_B^2}{2} + g(z_A - z_B) - L_{w_{s.d.}} - gY$$

$$L_{tot} = \rho (H_A^o - H_B^o) - L_{w_{s.d.}} - gY$$

$H_d$  carico disponibile

$$H_d = z_A - z_B = H_g \rightarrow \text{caduta geodetica}$$

$$L_{tot} = \rho (H_d - Y) - L_{w_{s.d.}}$$

$H_u$ : caduta ut. l. r. ch. B

$$\eta_g \triangleq \frac{L_{tot}}{L_{tot} + L_{w_{s.d.}}} = \frac{L_{tot}}{\rho H_u}$$

$$\eta_v = \frac{m - m_p}{m} = \frac{m_{st}}{m} \rightarrow \text{portata netta}$$

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

$$P_u \text{ è potenza all'elbero} = P_i - P_m - P_{aux}$$

$P_m$ : perdite meccaniche  
 $P_{aux}$ : perdite per ausiliari

$$\eta_g = \frac{P_{el}}{P_u}$$

$$P_u = \underbrace{\eta_o \eta_v \eta_g}_{\eta_t} P_i = \rho Q g H_u$$