



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO : 52

DATA : 24/03/2011

A P P U N T I

STUDENTE : Palma

MATERIA : Macchine - Prof.Catania-Mittica

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

MACCHINE

MOTORI – TEORIA (INTEGRALE)

PROFESSORI CATANIA - MITTICA

STUDENTE ANGELO PALMA

ANNO 2006 – 2007

MOTORI ALTERNATIVI A COMBUSTIONE INTERNA. CLASSIFICAZIONI.

Si definiscono motori alternativi a combustione interna quelle macchine volumetriche, termiche, motrici, alternative nelle quali la combustione avviene nell'interno del fluido motore. Uno stantuffo si muove di moto rettilineo alterno all'interno di un cilindro. Il moto e il lavoro dello stantuffo vengono trasmessi all'albero motore attraverso il cinematisimo biella-manovella.

- Classificazione in base al tipo di accensione:

- a) motori ad accensione comandata (o m. a benzina, o m. a carburazione, o a proporzione di fiamma, o motori a ciclo Otto);
- b) motori ad accensione per compressione (o m. a nafta, a iniezione, a combustione graduata, o motori a ciclo Diesel o Sabathé).

- Classificazione cinematica-geometrica:

• disposizione spaziale degli assi dei cilindri:

- a) in linea: gli assi sono paralleli e giacciono in uno stesso semipiano uscente dall'asse di rotazione o da uno ad esso parallelo;
- b) a V semplice o multipla: gli assi sono contenuti in due o più semipiani uscenti dall'asse di rotazione;
- c) a stella semplice o multipla: gli assi giacciono in uno o più piani normali all'albero motore e convergono con uno sfasamento uniforme in un suo unico punto.

• numero degli alberi motori:

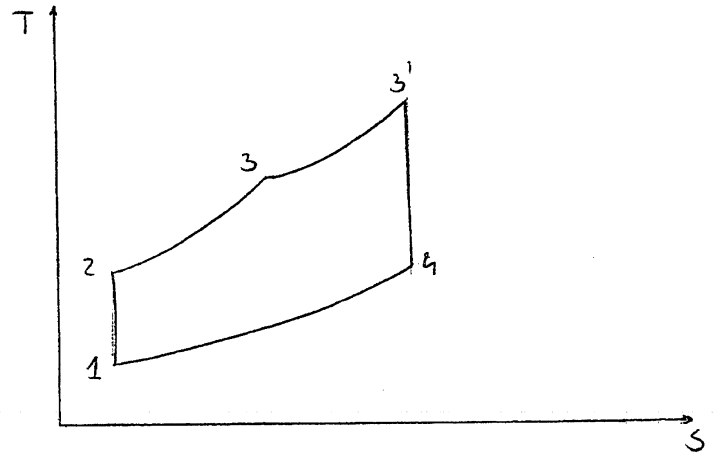
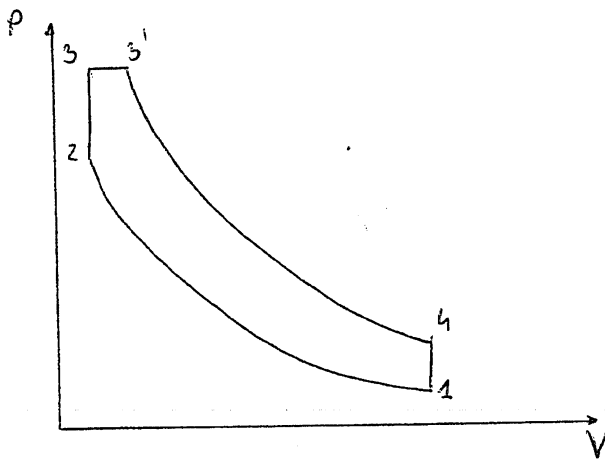
- a) motori a 2 alberi;
- b) motori a più di due alberi.

- Classificazione cinematica-funzionale (valida per i soli motori alternativi) si basa sul numero di tempi o corse che lo stantuffo deve compiere per completare il ciclo di lavoro:

- a) motori a 2 tempi (il ciclo di lavoro si completa in 2 corse pari a 1 giro dell'albero motore);
- b) motori a 4 tempi (il ciclo di lavoro si completa in 4 corse pari a 2 giri dell'albero motore).

oss: Il ciclo Otto si presenta non come ciclo effettivamente eseguito ma come il ciclo ideale cui dovrebbero tendere i motori a combustibile premiscelato (il combustibile è già miscelato all'aria durante la compressione) o, meglio, ad accensione comandata, mentre il ciclo Diesel presenta il ciclo ideale per i motori in cui il combustibile è iniettato all'atto della combustione ed è acceso grazie al riscaldamento da parte dell'aria precedentemente compressa.

CICLO TERMODINAMICO IDEALE SABATHE'

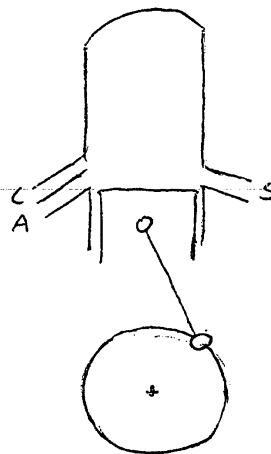
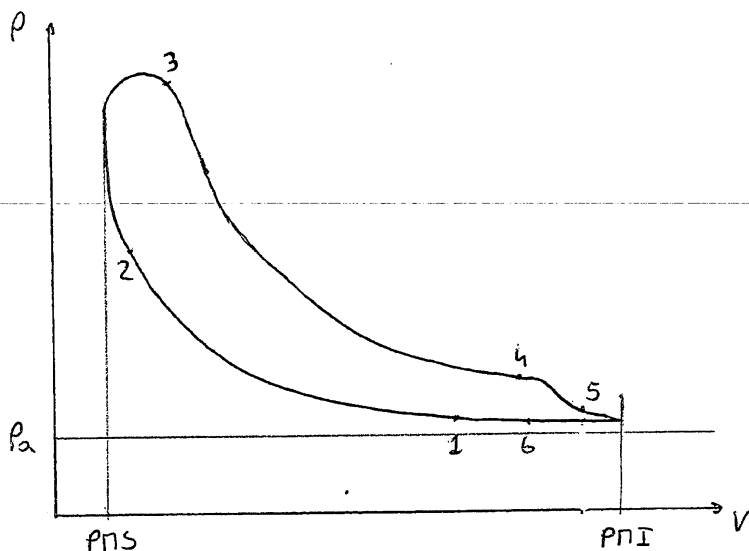


È una via di mezzo fra i due cicli ideali precedenti: limiti su P_{max} e P_2 .

NOTA:

- ciclo ideale: no perdite, fluido perfetto;
- ciclo limite: no perdite, fluido reale;
- ciclo reale: con perdite, fluido reale.

CICLO DIESEL REALE MOTORE 2T. FASI.



- 5-6: lavaggio.

Mentre lo stantuffo è nell'intorno del PMI sono contemporaneamente aperte le luci di alimentazione e di scarico; la pompa di lavaggio inizia ora all'interno della camera di combustione spingendo innanzi a sé i gas combusti.

- 6-1: carica.

La luce di scarico è chiusa, lo stantuffo risale. Oppure la luce C continua l'alimentazione del motore da parte della pompa di lavaggio.

- 1-2: compressione.

Lo stantuffo risale a luci chiuse e comprime la carica in camera di combustione.

- 2-3: combustione.

Prima che lo stantuffo raggiunga il PMS incomincia l'iniezione del combustibile che può continuare anche durante la prima parte della corsa di discesa; la combustione risulta spostata in ritardo rispetto all'iniezione.

- 3-4: espansione.

A luci chiuse i gas combusti si espandono facendo scendere lo stantuffo.

- 4-5: scarico (spontaneo).

Prima che lo stantuffo raggiunga il PMI viene scoperta la luce di scarico e i gas combusti fuoriescono grazie alla loro maggiore pressione rispetto all'ambiente esterno.

• C : coppia motrice

$$C = P_{me} \cdot V \cdot i \cdot \frac{n}{\omega m} = P_{me} \cdot V \cdot i \cdot \frac{2\pi}{2\pi n \cdot m} = P_{me} \cdot V \cdot i \cdot \frac{1}{2\pi n m}$$

• η_u : rendimento utile.

$$\eta_u = \frac{L_u}{\Delta E_u} = \frac{L_{lim}}{\Delta E_u} \cdot \frac{L_i}{L_{lim}} = \frac{L_u}{L_i}$$

$$\eta_u = \eta_{lim} \cdot \eta_{\theta i} \cdot \eta_o$$

L_i : lavoro interno

L_{lim} : lavoro limite

η_{lim} : rendimento limite

$\eta_{\theta i}$: rendimento termodinamico interno

η_o : rendimento organico

• q_b : consumo specifico di combustibile

$$q_b = \frac{m_b}{P_m} = \frac{m_b \cdot H_i}{P_m \cdot H_i} = \frac{1}{\eta_u \cdot H_i}$$

$$\eta_u = \frac{P_m}{m_b \cdot H_i}$$

In genere: $q_b = 240 \frac{g}{Kw \cdot h}$

Le relazioni analizzate possono essere estese anche ai motori ad accensione comandata nei quali si introduce la miscela aria + combustibile.

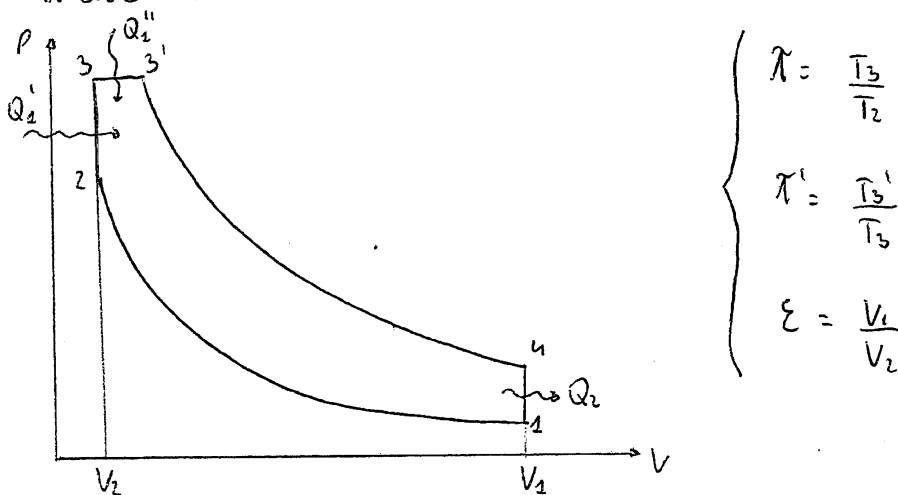
Si hanno due fenomeni contrastanti. La benzina occupa parte del volume a disposizione riducendo la quantità d'aria che si potrebbe introdurre.

D'altra parte, il fatto che la benzina vaporizza, significa che assorbe calore e abbassa la temperatura della carica aria + benzina, aumentandone la densità e quindi consentendo l'introduzione di una ulteriore massa.

CICLO TERMODINAMICO IDEALE

$$\eta_{lim} = \eta_{id} \left(\frac{\eta_{lim}}{\eta_{id}} \right)$$

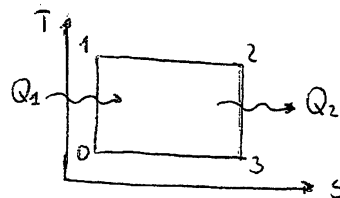
Il più generale ciclo ideale adatto ad essere realizzato nei motori termici volumetrici è il ciclo Sabathé.



Sono stati introdotti i parametri: rapporto di combustione a volume costante π , rapporto di combustione a pressione costante π' , rapporto volumetrico di compressione ϵ .

Espressione del rendimento ideale di Carnot:

$$\eta_{id} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$



In riferimento al ciclo Sabathé ideale:

$$\text{I PPT tra } 4-1: \quad Q + L = \Delta U + \Delta E_{f, cf, qn} \Rightarrow Q_2 = U_4 - U_1$$

$L = \emptyset \text{ (isocora)} \quad L \approx \emptyset$

$$\text{I PPT tra } 2-3: \quad Q_1' = U_3 - U_2$$

$$\text{I PPT tra } 3-3': \quad Q + L = \Delta U + \Delta E_{f, cf, qn}$$

$L \approx \emptyset$

$$Q = -L + \Delta U = -p_3 \cdot \Delta V + \Delta U = \Delta(pV) + \Delta U = \Delta i$$

$$\Rightarrow Q_1'' = i_3' - i_3$$

$$\eta_{id} = 1 - \frac{U_4 - U_1}{U_3 - U_2 + i_3' - i_3}$$

RENDIMENTI IN UN MOTORE ALTERNATIVO

$$P_{me} = \eta_v \cdot \frac{\lambda_v \cdot H_i}{d \cdot v_a} = \eta_{lim} \cdot \eta_{\theta_i} \cdot \eta_o \cdot \frac{\lambda_v \cdot H_i}{d \cdot v_a} = \eta_{id} \cdot \frac{\eta_{lim}}{\eta_{id}} \cdot \eta_{\theta_i} \cdot \eta_o \cdot \frac{\lambda_v \cdot H_i}{d \cdot v_a}$$

a) $\frac{\eta_{lim}}{\eta_{id}} < 1$

Cause:

- influenza della temperatura sulla capacità termica;
- dissociazione;
- variazione della costante elastica dei gas tra reagenti e prodotti di combustione

b) $\eta_{\theta_i} < 1$ Rendimento Termodinamico Inverso

Cause:

- combustione imperfetta (incompleta e intempestiva);
- scambi termici con le pareti;
- fughe;
- lavoro di sostituzione col fluido motore

c) $\eta_o < 1$ Rendimento organico

Cause:

- lavori di attrito conseguenti ai carichi delle pressioni dei gas;
- lavori di attrito conseguenti alle forze d'inertzia;
- lavori di attrito generici e lavori di comando degli accessori;
- lavori di sostituzione del fluido motore

d) $\lambda_v < 1$ Coeff. o/i Rendimento $\frac{\eta_o}{\eta_{id}}$

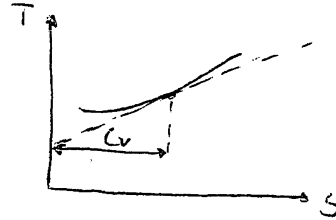
Cause:

- laminazioni all'aspirazione;
- laminazioni allo scarico;
- cessione di calore alle pareti durante l'aspirazione;
- rifiuto;
- pulsazioni di pressione.

HP: alla temperatura ambiente, $c_p = \text{cost.}$

In 1 la sottotangente alla isocora ideale è uguale alla sottotangente alla isocora reale. Poiché sul grafico T-S la sottotangente alla curva in un punto rappresenta la capacità termica ne consegue che c_p e c_v per il fluido perfetto sono gli stessi dell'aria reale alle condizioni ambiente. Confrontiamo il calore sottratto nel ciclo ideale e quello sottratto nel ciclo limite.

$$\begin{cases} Q_{2id} = 10144_0 \\ Q_{2lim} = 1014'4_0 \end{cases}$$



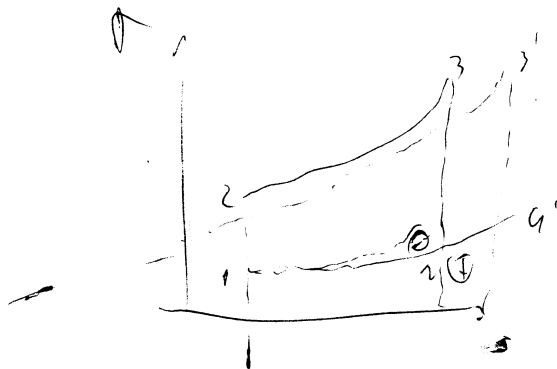
Si osserva che: $Q_{2lim} > Q_{2id}$

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}; \quad \eta_{lim} = 1 - \frac{Q_{2lim}}{Q_2} < \eta_{id} = 1 - \frac{Q_{2id}}{Q_1}$$

A pari energia introdotta (Area 10234₀ \equiv Area 102'3'4₀):

$$\eta_{lim} = 1 - \frac{Q_{2lim}}{Q_1} < \eta_{id} = 1 - \frac{Q_{2id}}{Q_1}$$

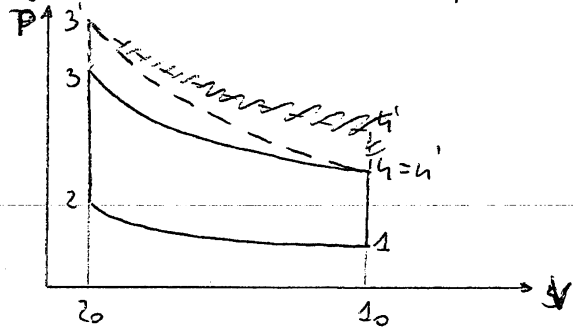
Il rendimento del ciclo limite in cui c_p e c_v del fluido reale variano con T è inferiore al rendimento del ciclo ideale in cui c_p e c_v del fluido perfetto sono costanti e indipendenti dalla temperatura.



3) È noto che la costante di elasticità dei gas combusti è superiore a quella dei reagenti:

$$R' > R \Rightarrow P_3' > P_3$$

$$\begin{cases} P_3' v_3 = R' T_3 \\ P_3 v_3 = R T_3 \end{cases} \Rightarrow \frac{P_3'}{P_3} = \frac{R'}{R}$$



~~$$\begin{cases} Q_{2,lim} \Rightarrow Q_{2,id} = Q_2 = 202110 \\ Q_{2,lim} \Rightarrow 203'4'10 > Q_{2,id} = 203410 \end{cases}$$~~

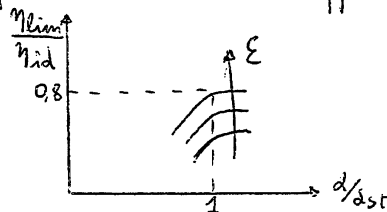
Aumenta il basso del ciclo pertanto aumenta il rendimento

~~$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \Rightarrow \eta_{lim} = 1 - \frac{Q_2}{Q_{2,lim}} > \eta_{id} = 1 - \frac{Q_2}{Q_{2,id}}$$~~

n.b.: mentre la variazione dei calori massici e la dissociazione determinano un forte peggioramento del rendimento del ciclo limite rispetto a quello del ciclo ideale, il fatto che, per olii usuali combustibili, la costante di elasticità dei gas combusti è superiore a quella dei reagenti comporta un modesto effetto benefico sul rendimento del ciclo limite.

In generale:

$$\eta_{lim} = \eta_{lim,st} \cdot \frac{d}{d_{st}}$$



- $\frac{d}{d_{st}} < 1$: miscela ricca (una parte di carburante resterà incombusta perché in eccesso)
- $\frac{d}{d_{st}} > 1$: miscela povera (tutto il carburante brucia, si ha eccesso d'aria)

Per un ciclo Otto: $\frac{\eta_{lim}}{\eta_{id}} = 0,75_{(\epsilon=8)} \div 0,95_{(\epsilon=20)}$

In presenza di miscela povera vengono raggiunte temperature più basse nel ciclo in quanto l'aria in eccesso assorbe energia termica; vengono attenuati gli effetti sfavorevoli dell'influenza della temperatura di dissociazione su c_p e c_v ; ne consegue un incremento di rendimento.

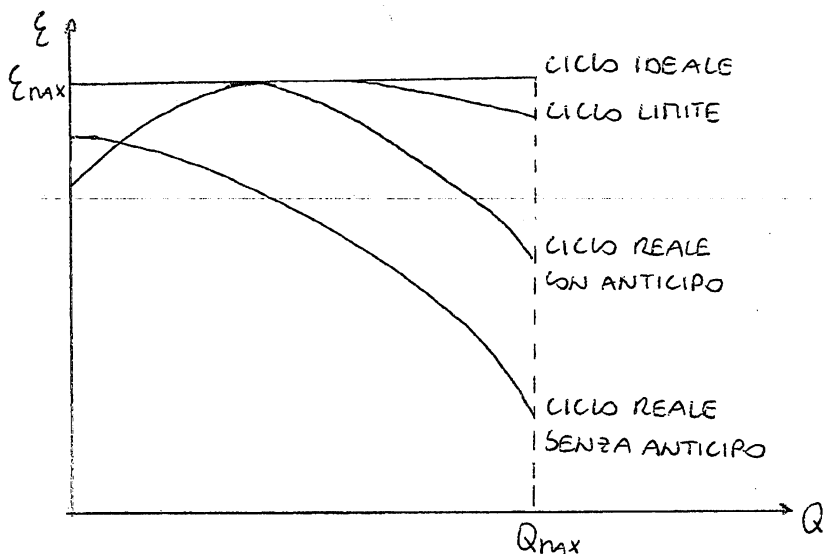
In presenza di miscela ricche solo $m_{b,st}$ partecipa alla combustione: l'eccesso di m_b sposta l'equilibrio verso i prodotti; il rendimento diminuisce.

4b) Combustione incompleta.

Siccome la reazione di combustione avviene in tempi brevi, la reazione non riesce a raggiungere gli equilibri previsti dalla termodinamica. Durante l'espansione non si ha tempo a sufficienza per far avvenire la ricombinazione e non tutto il calore fornito al fluido motore durante la dissociazione viene restituito durante l'espansione. La completezza della combustione è influenzata dalla dosatura λ e dal grado di uniformità della distribuzione del combustibile.

Si ricorda che una combustione imperfetta, oltre a determinare un calo di rendimento, provoca l'emissione di monossido di carbonio CO e di idrocarburi incombusti HC.

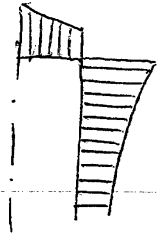
Si può valutare l'andamento della potenza termica fornita in base al grafico:



- Il grado di anticipo dell'accensione può variare dinamicamente in quanto il miglioramento della combustione dipende anche dalle condizioni termodinamiche della camera: via via che la camera si riscalda può essere meno necessario anticipare.
- Dosatura superiore rispetto alla stechiometria per avere garanzia di combustione completa: $\lambda = 1,2$ λ_{st} .
- Miscela non uniforme: combustione incompleta.
- Nei motori ad accensione per compressione si inietta il combustibile sottoforma di goccioline vaporizzate per avere una buona penetrazione.

Si valuta la variazione dello scambio termico con il numero di giri.

$$\dot{Q} = K \cdot S \cdot \Delta T \quad \left\{ \begin{array}{l} \dot{Q} = \text{flusso di calore scambiato} \\ K = \text{cost} \\ S = \text{superficie di scambio termico} \\ \Delta T = T_{\text{gas}} - T_{\text{pareti}} \end{array} \right.$$



Se si considera un certo punto della camera, la T_p si può considerare costante nel tempo, si ha però una distribuzione di temperatura sul cilindro come quella rappresentata

La potenza termica scambiata con le pareti e quindi la quota di potenza persa è:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_b H_i} \propto \frac{K \cdot S \cdot \Delta T}{\alpha} \quad \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_b H_i} = \text{frazione di calore per unità di energia disponibile}$$

$$K \propto (\rho_i \cdot u)^{0,75} \quad \begin{array}{l} \rho_i = \text{densità all'interno del cilindro} \\ u = \text{velocità media dello stantuffo} \end{array}$$

$$\dot{m}_a = \rho_i \cdot i \cdot V \cdot \frac{n}{m} \quad V = \frac{\pi}{4} \phi^2 l \quad \text{cilindrata}$$

$\alpha \approx \text{cost}$ nei motori ad accensione comandata

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_b \cdot H_i} \propto \frac{(\rho_i \cdot u)^{0,75} \cdot S \cdot \Delta T}{\rho_i \cdot i \cdot \frac{\pi}{4} \phi^2 \frac{n}{m} \cdot \frac{n}{m}}$$

Eliminando i termini costanti:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_b \cdot H_i} \propto \frac{(\rho_i \cdot u)^{0,75}}{\rho_i \cdot u} \Rightarrow \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_b \cdot H_i} \propto \frac{1}{(\rho_i \cdot u)^{0,25}}$$

$$\uparrow n \Rightarrow \uparrow u \Rightarrow \downarrow \dot{Q}$$

$$\uparrow \text{carico} \Rightarrow \uparrow \rho_i \Rightarrow \downarrow \dot{Q}$$

RENDIMENTO ORGANICO

$$\eta_o = \frac{P_{me}}{P_i} = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{P_{mi} - P_r}{P_{mi}} = 1 - \frac{P_r}{P_{mi}}$$

$$P_{me} = \frac{L_{me}}{V} \quad \text{pressione media effettiva}$$

$$P_{mi} = \frac{L_i}{V} \quad \text{pressione media indicata} \quad L_i: \text{ lavoro indicato (fatto sul pistone)}$$

$$P_r = \frac{L_r}{V} \quad \text{pressione di marcia a vuoto} \quad L_r: \text{ lavoro passivo del ciclo}$$

P_r è la pressione assorbita dal motore quando non si preleva lavoro al suo albero.
 P_r è indicativa dei lavori d'attrito che sono:

- 1) lavori di attrito conseguenti ai carichi delle pressioni dei gas (L_v');
- 2) lavori di attrito conseguenti alle forze d'inerzia (L_v'');
- 3) lavori di attrito generici e lavori di comando degli accessori (L_v''');
- 4) lavori di sostituzione del fluido motore (L_v'''')

1) Lavori di attrito conseguenti ai carichi delle pressioni dei gas L_v'

Equazione di equilibrio:

$$p \frac{\pi}{4} d^2 = N_a \quad N_u = N_a \tan \varphi$$

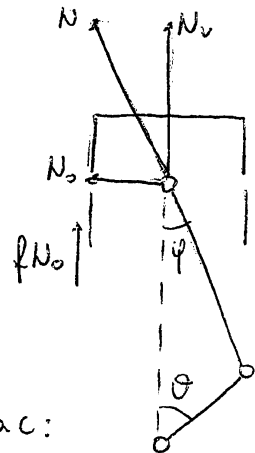
Forze d'attrito:

$$f \cdot N_u = f \cdot N_a \tan \varphi = f \cdot N_a \cdot g(\theta) = f \cdot p \frac{\pi}{4} d^2 \cdot g(\theta)$$

$$L_v' = \int f \cdot N_u \cdot dx = f \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \int p \cdot g(\theta) \cdot dx$$

Si adimensionalizza p rispetto a p_{max} e x rispetto alla corsa c :

$$L_v' = f \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot c \cdot p_{max} \cdot \int \frac{p}{p_{max}} \cdot g(\theta) \cdot d\left(\frac{x}{c}\right) = K_1 \cdot p_{max} \cdot V$$



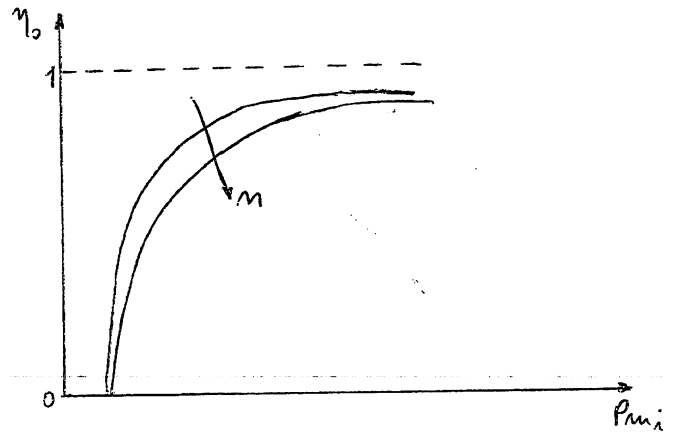
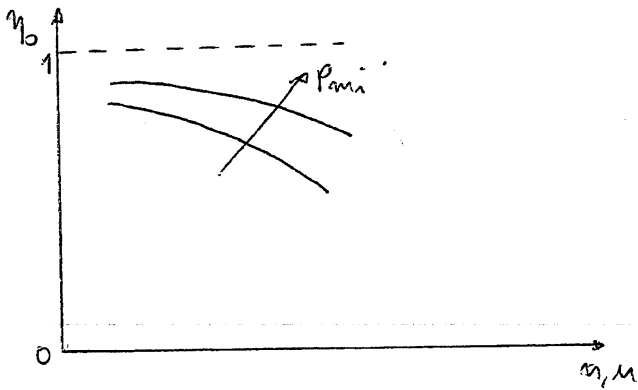
Sostituendo:

$$p_r = \frac{L_v}{V} = \frac{L_v^I + L_v^{II} + L_v^{III} + L_v^{IV}}{V} = K^I \cdot p_{max} + K^{II} \cdot \frac{m_a}{V} \cdot m^2 + K^{III} + K^{IV} \cdot p \cdot m^2$$

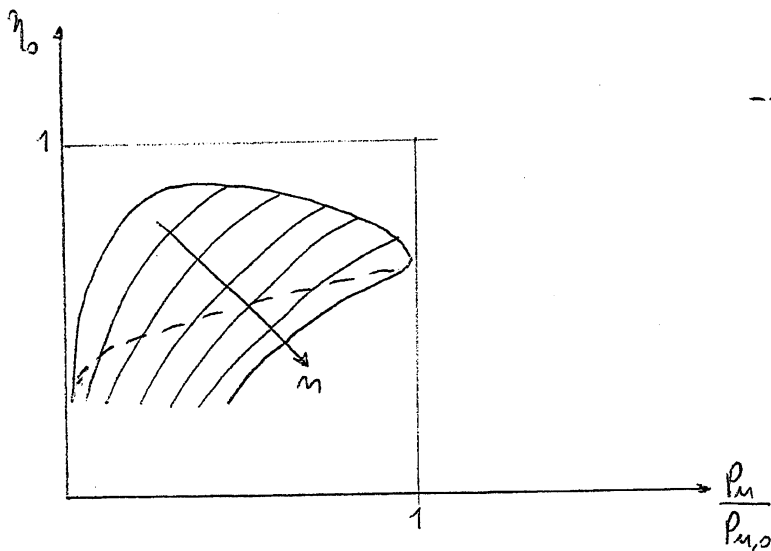
$$\eta_o = 1 - \frac{p_r}{p_{mi}} = 1 - \frac{K^I p_{max} + K^{II} \frac{m_a}{V} m^2 + K^{III} + K^{IV} \cdot p \cdot m^2}{p_{mi}} \quad p_r = 1 \div 25 \frac{kg}{cm^2} = 1 \div 25 \text{ bar}$$

$\uparrow m \Rightarrow \uparrow m = 2cm \Rightarrow \uparrow p_r \Rightarrow \downarrow \eta_o$

$\uparrow p_{mi} \Rightarrow \uparrow \eta_o$



Il grafico seguente mostra il rendimento organico di un motore ad accensione comandata in funzione della potenza utile adimensionalizzata per diverse velocità di rotazione:



--- CONDIZIONI DI UTILIZZAZIONE A REGIME SU STRADA

COEFFICIENTE DI RIEMPIMENTO (MOTORE A 4 TEMPI)

$$\lambda_v = \frac{m_a}{m_{a,id}} = \frac{m_a}{\rho_a \cdot V} \quad \text{combustibile liquido}$$

In genere $\lambda_v < 1$

$$\lambda_v = \frac{m_{m,m}}{m_{m,id}} = \frac{m_b(1+d)}{\frac{V}{v_m}} \quad \text{combustibile gassoso}$$

3 principali fenomeni che influenzano il riempimento dei motori a 4 tempi sono:

1) Laminazioni allo scarico.

Permettono che alla fine della corsa di espulsione la pressione dei gas residui nello spazio morto sia superiore a quella dell'ambiente esterno, di modo che nella prima parte della successiva corsa di aspirazione, anziché l'ingresso della carica fresca, si verifica l'espulsione dei gas residui stessi.

2) Laminazioni all'aspirazione.

Durante tutta la corsa di aspirazione $p_i < p_a$: la massa che riesce ad entrare ne risulta diminuita. Per contrastare questo effetto si provvede a ritardare la chiusura della valvola di aspirazione, sia per permettere di sfruttare la depressione interna dopo il PMI, in modo da far entrare un'ulteriore massa di fluido, sia per mantenere il più a lungo possibile durante la corsa utile la massima luce di passaggio, così da contrastare le laminazioni stesse.

3) Lesione di calore.

Le pareti del cilindro e dei condotti di alimentazione cedono calore al fluido entrante con aumento del suo volume massico permettendone l'ingresso di una quantità minore.

4) Riflusso.

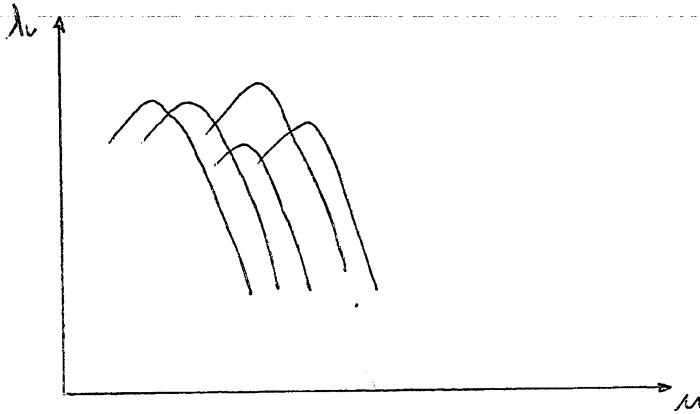
Riflusso verso l'esterno di parte della massa entrata, a causa del ritardo costante di chiusura della valvola di alimentazione.

5) Pulsazioni di pressione.

Le pulsazioni di pressione nella corrente entrante sono originate dalla non stazionarietà del moto dello stantuffo e degli organi di distribuzione e possono essere esaltate dalla periodicità del moto.

Sostituendo a n la velocità media dello stantuffo u , le curve si avvicinano:

$$\begin{cases} p - p_i \approx K' u^2 p_i \\ p_e - p \approx H' u^2 p \end{cases}$$



È di scarso interesse parlare di motori geometricamente simili perché in genere i motori differiscono tra loro in più di una caratteristica costruttiva.

Inoltre il riempimento è funzione di innumerevoli caratteristiche costruttive del motore e di molti parametri costruttivi dello stesso.

Introduciamo l'indice di Mach z :

$$z = \left(\frac{d}{d_v} \right)^2 \frac{u}{\varphi_m c_s}$$

d : alesaggio

d_v : diametro pistello valvola

u : velocità media stantuffo

φ_m : coefficiente medio di efflusso

c_s : velocità del suono

Esprimendo λ_v in fza di z le curve si avvicinano ulteriormente: si ha un andamento simile a $\lambda_v - n$. L'utilizzo di z richiede che l'angolo di anticipo e di posticipo dell'aspirazione sia lo stesso per i motori utilizzati.

$$c_s = \sqrt{KRT} \quad T = \text{temperatura di alimentazione}$$

$$\uparrow T \Rightarrow \uparrow c_s \Rightarrow \downarrow z \Rightarrow \uparrow \lambda_v$$

Sperimentalmente si ottiene:

$$\lambda_v \propto \sqrt{T}$$

INFLUENZA DELLE CONDIZIONI AMBIENTE

La potenza nominale $P_{n,0}$ dei motori a c.i. è misurata in condizioni ambiente standard: $p = 760 \text{ mm Hg}$, $T = 293 \text{ K}$.

$$P_{n,0} = P_{me} \cdot iV \cdot \frac{m}{m} = \underbrace{\left(\eta_{lim} \cdot \eta_{\theta_i} \cdot \eta_o \cdot \lambda_v \cdot \rho \cdot \frac{H_i}{\alpha} \right)}_{\eta_{in}} \cdot iV \cdot \frac{m}{m}$$

1^a approssimazione:

3 rendimenti non dipendono dalle condizioni ambiente per cui le variazioni della P_{me} con le condizioni ambiente sono dovute a:

- variazione di densità dell'aria aspirata ρ ;
- variazione di λ_v

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho = \frac{p}{RT} \\ \lambda_v \propto \sqrt{T_a} \end{array} \right. \Rightarrow \frac{P_{me}}{P_{me,0}} \approx \frac{\eta_o \cdot \sqrt{T} \cdot \rho \cdot \frac{H_i}{\alpha}}{\eta_{in} \cdot \sqrt{T_0} \cdot \rho_0 \cdot \frac{H_i}{\alpha}} \approx \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \frac{\sqrt{T}}{\sqrt{T_0}} = \mu$$

Il parametro μ è denominato rapporto delle densità corrette.

Analogamente:

$$\frac{P_{me}}{P_{me,0}} \approx \frac{\eta_{in} \cdot \sqrt{T} \cdot \frac{p}{RT} \cdot \frac{H_i}{\alpha}}{\eta_{in} \cdot \sqrt{T_0} \cdot \frac{p_0}{RT_0} \cdot \frac{H_i}{\alpha}} \approx \frac{\frac{p}{\sqrt{T}}}{\frac{p_0}{\sqrt{T_0}}} = \mu \quad \frac{P_{mi}}{P_{mi,0}} = \mu$$

2^a approssimazione:

η_{lim} e η_{θ_i} non dipendono dalle condizioni ambiente mentre η_o si dipende

$$p_{\sigma} = K' p_{max} + K'' \frac{m_a}{V} u^2 + K''' + K'''' p u^2$$

$$p_{\sigma} = A_0 + B_0 \mu \quad \left\{ \begin{array}{l} A_0 = K'' \cdot \frac{m_a}{V} \cdot u^2 \quad A_0 \text{ fa } m \\ B_0 = K' p_{max} + K'''' p u^2 \quad B_0 \text{ fa } p \end{array} \right.$$

RICORDA: nelle condizioni standard $\mu = 1 \Rightarrow p_{\sigma,0} = A_0 + B_0$

SOVRALIMENTAZIONE

Il mezzo più razionale per aumentare la potenza di un motore è quello di elevarne la P_{me} . A questo fine l'unico parametro su cui si può agire, senza sensibili limitazioni in un campo sufficientemente ampio, è la massa volumica ρ del fluido motore; fondamentalmente si agisce sulla pressione dell'ambiente di alimentazione.

$$P_u = P_{me} \cdot iV \cdot \frac{m}{m} = \left(\eta_{lim} \cdot \eta_{\theta_i} \cdot \eta_{\theta_o} \cdot \lambda_v \cdot \rho \cdot \frac{H_i}{\alpha} \right) \cdot iV \cdot \frac{m}{m}$$

$\uparrow V \Rightarrow \uparrow$ peso e ingombro

$\uparrow m \Rightarrow \uparrow$ sollecitazioni $\Rightarrow \downarrow$ affidabilità

$\uparrow \eta_u \Rightarrow$ possibili miglioramenti

$\uparrow \lambda_v \Rightarrow \uparrow n^\circ$ valvole \Rightarrow problemi di ingombro

$\uparrow \frac{H_i}{\alpha} \Rightarrow$ il campo di variazione è molto stretto

$\uparrow P_u \Rightarrow \uparrow P_{me} \Rightarrow \uparrow \rho = \frac{p}{RT} \Rightarrow \uparrow p$ (compressore); $\downarrow T$ (scambiatore)

Forme di sovralimentazione: sovralimentazione di base, prealimentazione, postaliment.

Traiamo la sola sovralimentazione di base: un compressore passa l'aria di alimentazione dalle condizioni "a" alle condizioni "c". Vale la relazione:

$$P_{mijc} = P_{mij0} \cdot \frac{P_c \sqrt{T_0}}{P_0 \sqrt{T_c}} \cdot \frac{\lambda_{v,c}^*}{\lambda_{v,0}^*} + P_c - P_s = P_{mij0} \cdot \mu \cdot \boxed{\frac{\lambda_{v,c}^*}{\lambda_{v,0}^*}} + \boxed{P_c - P_s}$$

I TERMINE AGGIUNTIVO

II TERMINE AGGIUNTIVO

P_c, T_c : pressione e temperatura all'uscita del compressore

P_s, T_s : pressione e temperatura dell'ambiente di scarico

$$\bullet \frac{\lambda_{v,c}^*}{\lambda_{v,0}^*} = \frac{V + (V_H - V_H')}{V} = 1 + \frac{V_H}{V} \left(1 - \frac{V_H'}{V_H} \right) \quad (1.0)$$

Tale termine corrisponde all'aumento virtuale di cilindrata a seguito della compressione da parte della carica fresca, dei gas residui occupanti inizialmente lo spazio morto

• Valutazione di η_o

$$\left\{ \begin{aligned} \eta_o &= 1 - \frac{P_{rs}}{P_{mi}} = \frac{P_{me}}{P_{mi}} \\ \eta_{o,o} &= 1 - \frac{P_{rs,o}}{P_{mi,o}} \\ \eta_{o,c} &= 1 - \frac{P_{rs,c}}{P_{mi,c}} \end{aligned} \right.$$

A_o = coefficiente legato al numero di giri

B_o = coefficiente legato al livello di pressione

$P_{rs} = A_o + B_o$

Analogamente:

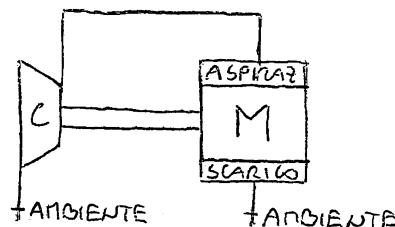
$P_{rs,c} = A_c + B_c = A_o + B_o \cdot \mu \cdot \frac{\lambda_{v,c}^*}{\lambda_{v,o}^*} + C$

$A_o = A_c$

Il termine C rappresenta l'eventuale lavoro richiesto dal compressore ad ogni ciclo del motore. La sovralimentazione può essere ottenuta con un compressore a comando meccanico diretto (a) oppure con un compressore mosso da una turbina a gas di scarico (b) e (c).

a) Il compressore è solidale all'albero motore pertanto assorbe potenza da esso.

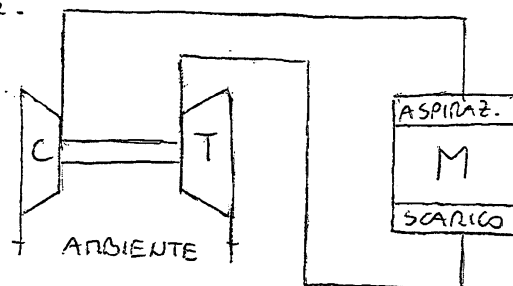
$$\left\{ \begin{aligned} C > 0 \\ P_s = P_a \end{aligned} \right.$$



b) Il compressore non è collegato all'albero motore: $C=0$.

I gas combusti del MCI vengono mandati in un'unica capacità nella quale si realizza $P_s > P_a$. Tale salto di pressione aziona la turbina a gas di scarico la quale muove il compressore.

$$\left\{ \begin{aligned} C = 0 \\ P_s > P_a \end{aligned} \right.$$



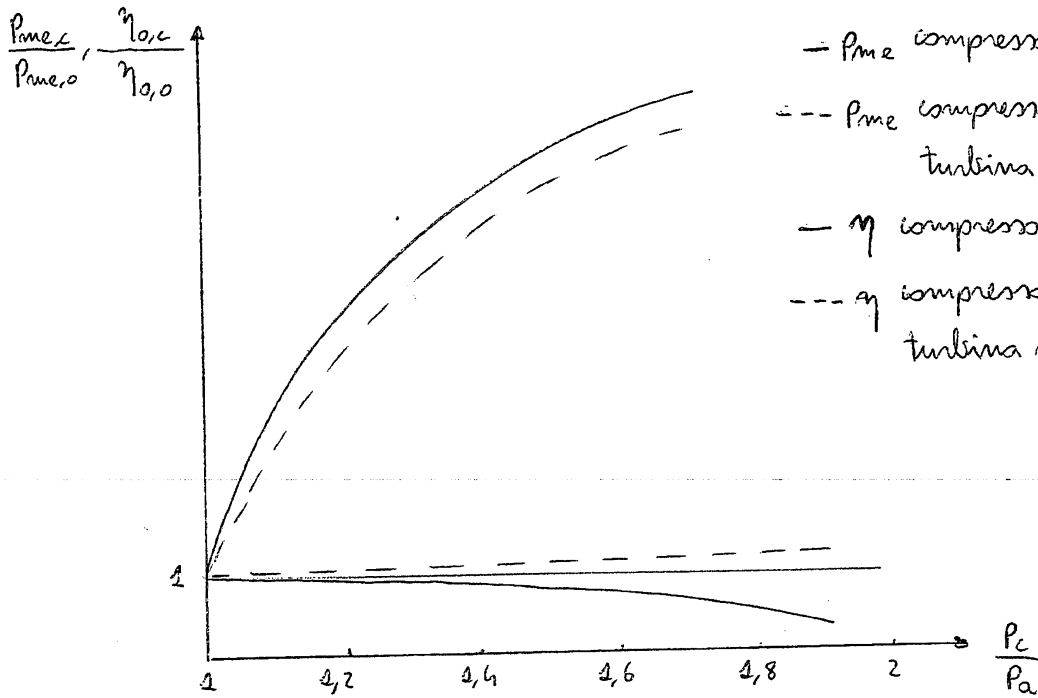
Si parla di alimentazione della turbina a gas di scarico a p costante (la turbina viene alimentata a $P_s = \text{cost}$). Impiego: sovralimentazione 2T e 4T (a regime cost.)

$$P_m = p_{me} \cdot iV \cdot \frac{m}{m} = (p_{mi} - p_r) \cdot iV \cdot \frac{m}{m}$$

$$C = \frac{P_{a,c}}{iV \cdot \frac{m}{m}}$$

$P_{a,c}$: potenza assorbita dal compressore

Si definisce grado di sovralimentazione il rapporto: $\frac{p_c}{p_a}$



- P_{me} compressore a comando mecc.
- P_{me} compressore comandato da turbina a gas di scarico
- η compressore a comando mecc.
- η compressore comandato da turbina a gas di scarico

$$\frac{\eta_{m,c}}{\eta_{m,0}} \approx \frac{\eta_{0,c}}{\eta_{0,0}}$$

NOTA.

La sovralimentazione è nata per i motori ad accensione per compressione.

Più che alimentare a $p_c > p_a$ comporta un aumento della temperatura, tale aumento potrebbe provocare detonazione nei motori ad accensione comandata.

Per sovralimentare un motore ad accensione comandata è opportuno:

- ridurre il rapporto di compressione;
- raffreddare la carica compressa.

VARIAZIONE TERMINI P_m IN FUNZIONE DI m

$$\begin{cases} P_m = P_{me} \cdot iV \cdot \frac{m}{m} \\ P_{me} = \eta_m \cdot \lambda_v \cdot \frac{H_i}{\Delta v} \Rightarrow P_m = \eta_o \cdot \eta_{lim} \cdot \eta_{\theta_i} \cdot \lambda_v \cdot \frac{H_i}{\Delta v} \cdot iV \cdot \frac{m}{m} \\ \eta_m = \eta_o \cdot \eta_{lim} \cdot \eta_{\theta} \end{cases}$$

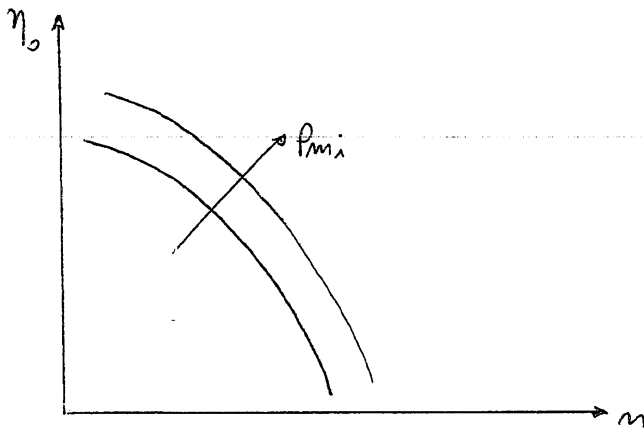
•) $\eta_o = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{P_{mi} - P_r}{P_{mi}} = 1 - \frac{P_r}{P_{mi}}$

$P_r = A_o + B_o \mu$

A_o fa m

B_o fa ρ

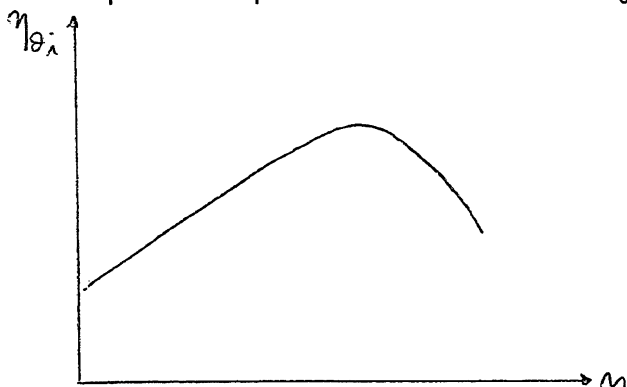
$\uparrow m \Rightarrow \uparrow P_r \Rightarrow \downarrow \eta_o$



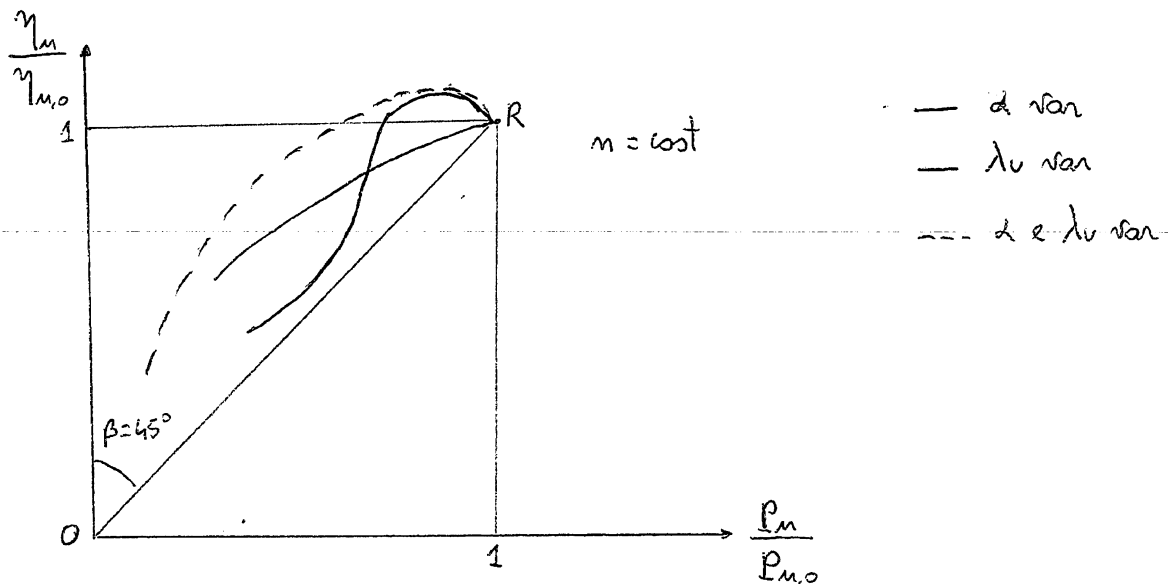
•) η_{θ_i} è influenzato dai seguenti parametri:

- l'imperfetta combustione;
- lo scambio di calore con le pareti;
- le fughe di fluido motore

Per quanto riguarda la combustione al crescere del numero di giri aumenta la turbolenza e peggiora l'intemperistività; gli scambi termici e le fughe si fanno meno importanti per elevati m . Ne consegue un andamento complessivo del tipo:



CARATTERISTICA DI REGOLAZIONE DI UN MCI



Il grafico viene normalizzato rispetto ai valori massimi di η_m e P_m .

$$\begin{cases} P_m = P_{me} \cdot i \cdot V \cdot \frac{\eta}{m} \\ P_{me} = \eta_m \cdot \frac{\lambda v \cdot H_i}{d \cdot v} \end{cases} \quad \begin{cases} \frac{P_m}{P_{m,0}} = \frac{\eta_m}{\eta_{m,0}} \cdot \tan \beta \\ \tan \beta = 1 \end{cases} \Rightarrow \frac{P_m}{P_{m,0}} = \frac{\eta_m}{\eta_{m,0}}$$

$$\begin{cases} \eta_m = \frac{P_m}{\dot{m}_{ib} H_i} \Rightarrow \frac{P_m}{\eta_m} = \dot{m}_{ib} \cdot H_i \\ \eta_{m,0} = \frac{P_{m,0}}{\dot{m}_{ib,0} H_i} \Rightarrow \frac{P_{m,0}}{\eta_{m,0}} = \dot{m}_{ib,0} \cdot H_i \end{cases} \Rightarrow \frac{\frac{P_m}{\eta_m}}{\frac{P_{m,0}}{\eta_{m,0}}} = 1 = \frac{\dot{m}_{ib}}{\dot{m}_{ib,0}} = \tan \beta \Rightarrow \dot{m}_{ib} = \dot{m}_{ib,0}$$

Tutti i punti della diagonale corrispondono a $\dot{m}_{ib} = \text{cost}$. Per diminuendo P_m , \dot{m}_{ib} si mantiene costante.

Le caratteristiche di regolazione si trovano al di sopra della bisettrice OR.

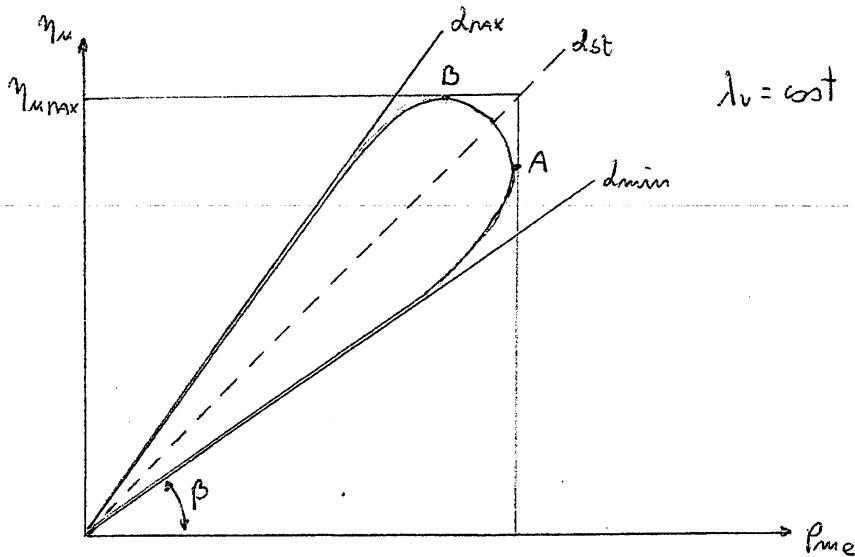
Nell'area $\tan \beta > 1 \Rightarrow \beta > 45^\circ \Rightarrow \frac{P_m}{P_{m,0}} > \frac{\eta_m}{\eta_{m,0}} \Rightarrow \dot{m}_{ib} > \dot{m}_{ib,0} \Rightarrow$ ad una diminuzione di

P_m corrisponde un aumento di $\dot{m}_{ib} \Rightarrow$ peggio! \Rightarrow le caratteristiche di regolazione devono trovarsi nell'area al di sopra della diagonale, possibilmente non troppo vicine alla diagonale stessa.

La potenza può essere regolata agendo su λv o agendo su d .

Nei motori ad accensione comandata, mediante una valvola a farfalla, si varia λv e si lascia invariato d , invece, nei motori ad accensione per compressione, si agisce esclusivamente su d grazie all'iniezione.

η_m varia in funzione di p_{me} come rappresentato di seguito:

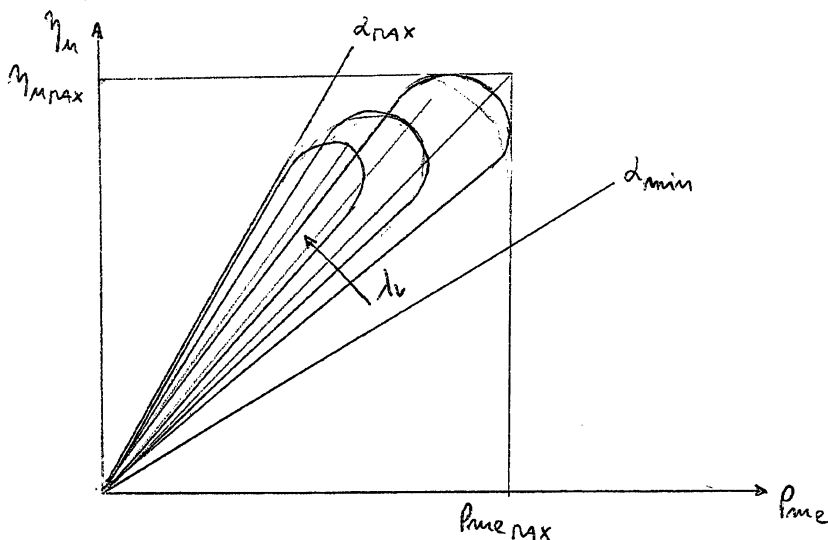


$$\tan \beta = \frac{\eta_m}{p_{me}} \approx \frac{d}{\lambda_v}$$

Per dosature ricche ($\alpha \approx 0,95 d_{st}$) si ottengono le migliori prestazioni in termini di P_u e quindi di $p_{me} \Rightarrow A$

Per dosature povere si ottengono i migliori valori di $\eta_m \Rightarrow B$

Nei motori aeronautici, nei quali si varia sia α che λ_v , si ha una caratteristica di regolazione di questo tipo:



- DINAMICA DELLA COMBUSTIONE IN UN MOTORE DIESEL.

Il combustibile, via via che viene iniettato dall'elettroiniettore, si riscalda poiché l'iniezione avviene con un anticipo di 10° rispetto al PMS.

Le prime goccioline di combustibile entrano in camera di combustione, si riscaldano, vaporizzano e subiscono delle pre-reatzioni con formazione di radicali. Quando si è accumulata una massa di combustibile opportuna, si innesca una combustione per propagazione di fiamma (1^a fase); la combustione inizia quindi con un certo ritardo che dipende essenzialmente dal combustibile oltre che dalle condizioni in camera di combustione. In termini di ritardo di accensione, ogni combustibile è caratterizzato dal numero di cetano.

Durante questa prima fase di combustione si assiste ad un brusco innalzamento di pressione in camera di combustione e conseguentemente ad un notevole aumento di temperatura. Pertanto il combustibile iniettato da questo punto in poi, opportunamente dosato, trova condizioni più idonee e brucia gradualmente, mano a mano che viene iniettato: si parla di combustione per diffusione (2^a fase).

I motori Diesel non presentano limiti dovuti alla detonazione; tali motori possono funzionare con elevati rapporti di compressione. Ciò comporta un elevato rendimento e la necessità di iniezione meccanicamente il motore.

La coppia del motore dipende dalla quantità di combustibile iniettato per ciclo (con portata d'aria costante se il regime del motore è mantenuto costante).

Si ricorda che nel Diesel manca la valvola a farfalla come organo di regolazione.

La combustione è influenzata da:

-) Injection timing (istante in cui comincia l'iniezione).
Il periodo di ritardo tra inizio iniezione e inizio combustione deve essere mantenuto piccolo e riproducibile (poiché bisogna controllarlo).
-) Legge d'iniezione (con cui varia la portata istantanea iniettata).
-) Formazione del vapore di combustibile (dipende a sua volta dalle dimensioni gocce).
-) Profondità di iniezione.

Nei motori piccoli non si desidera una profondità eccessiva per evitare che il combustibile bagni le pareti provocando la formazione di incombrusti pertanto si aiuta la polimerizzazione con moto di swirl e la presenza di un pozzetto di una certa profondità.

↓
vortice creato dal condotto di aspirazione

Si analizzano le fasi rappresentate.

•) a-b: RITARDO D'INIEZIONE.

Il periodo tra l'inizio dell'iniezione di combustibile nella camera di combustione e l'inizio della combustione.

•) b-c: FASE DI PREMISCELAZIONE O DI COMBUSTIONE RAPIDA.

In questa fase, la combustione di carburante, miscelato con l'aria all'interno dei limiti di infiammabilità durante il periodo di ritardo di iniezione, avviene rapidamente in pochi gradi dell'angolo di manovella. Quando questa miscela che brucia viene aggiunta al carburante pronto a bruciare, viene rilasciata la massima quantità di calore.

•) COMBUSTIONE CON MISCELAMENTO CONTROLLATO.

Una volta che la miscela iniettata è stata consumata, il tasso di calore rilasciato viene controllato mediante l'iniezione opportuna di combustibile.

In questa fase il processo di combustione è controllato principalmente dal processo di miscelamento del vapore di combustibile e l'aria.

A iniezione terminata il calore rilasciato dalla combustione decresce gradualmente.

•) COMBUSTIONE FINALE.

Il calore rilasciato continua a diminuire per varie ragioni.

Una piccola frazione di carburante non può ancora essere bruciata. Una parte di energia del carburante è presente nella fuliggine e i prodotti di combustione possono essere liberati. La dinamica del processo di fine combustione diventa più lenta e la temperatura dei gas all'interno del cilindro cede durante l'espansione.

Pertanto:

$$\frac{dQ_m}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \frac{mc_v T}{p} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{mc_v T}{V} \cdot \frac{dV}{dt} = \quad pV = mRT$$

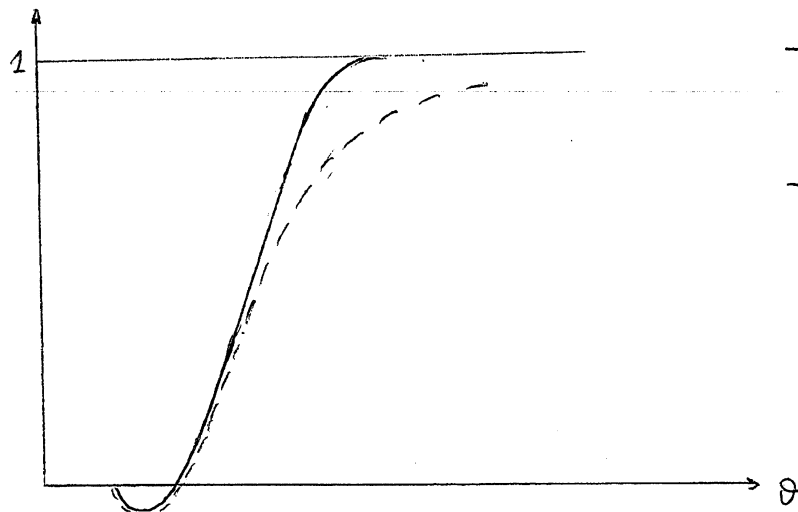
$$= p \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} V \frac{dp}{dt} + \frac{c_v}{R} p \frac{dV}{dt} =$$

$$= \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) p \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} \cdot V \cdot \frac{dp}{dt} =$$

$$= \frac{K}{K-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{K-1} \cdot V \cdot \frac{dp}{dt}$$

$$\left. \begin{aligned} R &= c_p - c_v \\ K &= \frac{c_p}{c_v} \end{aligned} \right\}$$

$$\frac{dQ_m}{dt} = \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} = \frac{K}{K-1} \cdot p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{K-1} \cdot V \cdot \frac{dp}{dt}$$



— $\frac{Q_{ch}}{m_b H_i}$

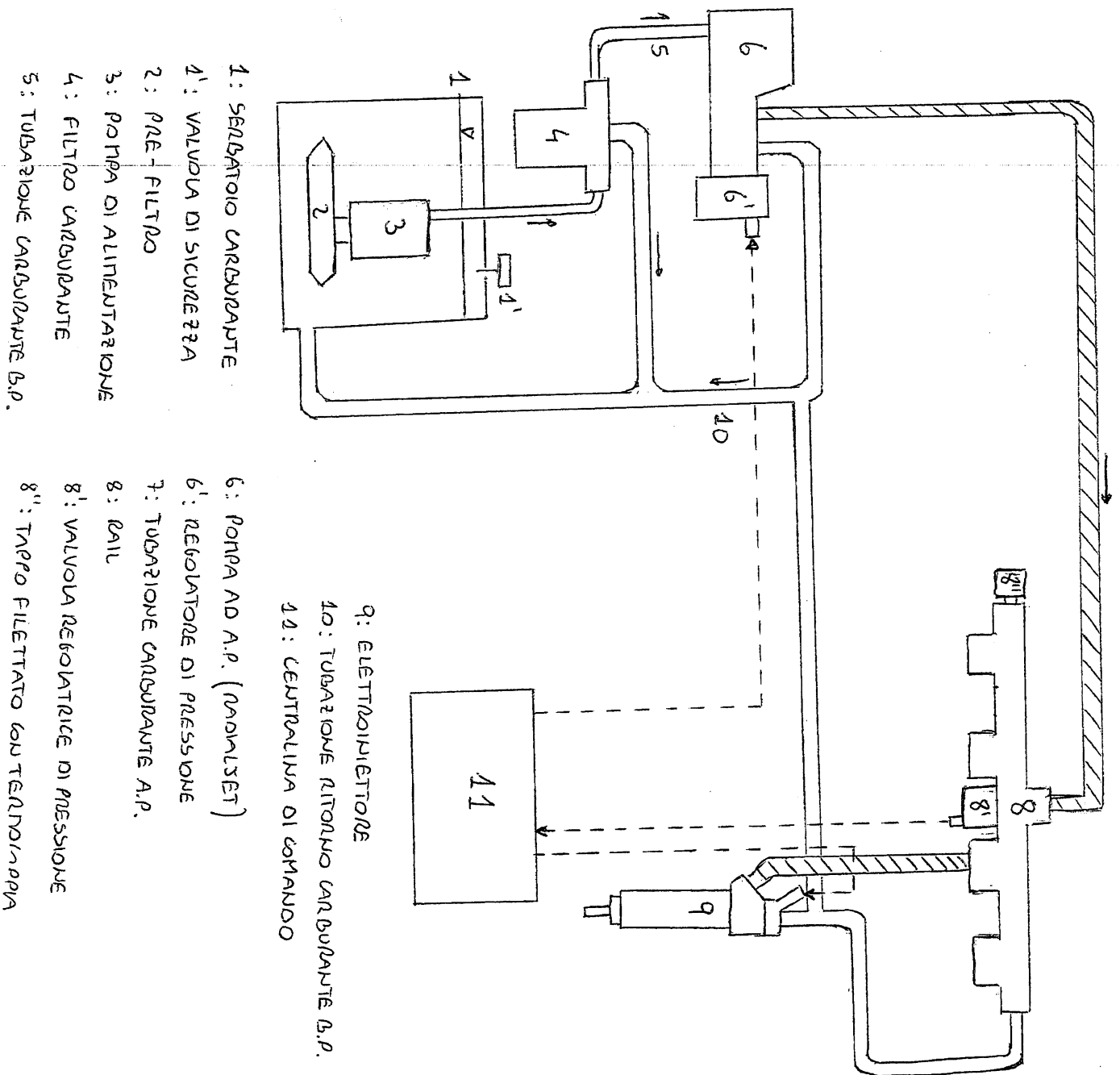
- - - $\frac{Q_m}{m_b H_i}$

SISTEMA DI INIEZIONE DIESEL COMMON RAIL

Il sistema di iniezione Common Rail consente di regolare elettronicamente la quantità di combustibile iniettata, l'anticipo di iniezione e la pressione di iniezione in funzione alle condizioni di funzionamento del motore.

Tale sistema di iniezione è caratterizzato da un serbatoio ad accumulo continuamente in pressione (il cosiddetto Rail), un sistema di alimentazione del carburante ad alta pressione, sfi elettroiniettori e la regolazione elettronica.

Rispetto ai sistemi di iniezione a regolazione meccanica si ottiene una riduzione del consumo di carburante, una riduzione delle emissioni dei gas di scarico e un funzionamento più silenzioso del motore Diesel.



- PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO.

Una pompa di alimentazione estrae il combustibile dal serbatoio e lo manda alla pompa di alta pressione. Una valvola a due vie spilla dalla mandata della pompa un'adeguata quantità di combustibile al fine di regolare la pressione del gasolio alla pressione di iniezione desiderato (fino a 1350 bar).

Il gasolio in pressione viene accumulato in un collettore (rail) che svolge la funzione di contenere le oscillazioni (ripple) di pressione provocate dall'erogazione pulsante della pompa di alta pressione e dalle improvvise estrazioni di combustibile causate dalle aperture degli iniettori.

Sul rail è montato un sensore di pressione il cui compito è quello di fornire un segnale di retroazione al circuito di regolazione della pressione. Il valore misurato da tale sensore viene comparato con il valore previsto in sede di progetto e memorizzato nella centralina elettronica: se il valore misurato ed il valore previsto differiscono, allora viene aperto o chiuso un foro nel regolatore di pressione della pompa di alta pressione. Nel caso di apertura di tale luce di efflusso, il combustibile in eccesso viene quindi rimesso al serbatoio tramite un apposito condotto di ricircolo.

Gli iniettori sono alimentati dal rail ed il loro funzionamento viene determinato dall'eccitazione di un solenoide elettromagnetico a solenoide (integrato al corpo di ogni elettroiniettore).

Al controllo di tutto il sistema di iniezione è adibita una centralina elettronica, in cui sono integrate sia l'unità di controllo (ECU) sia quella di potenza (EPU) necessaria per il pilotaggio degli iniettori.

Politecnico di Torino - Dipartimento di Energetica
Corso di Motori Termici per Trazione

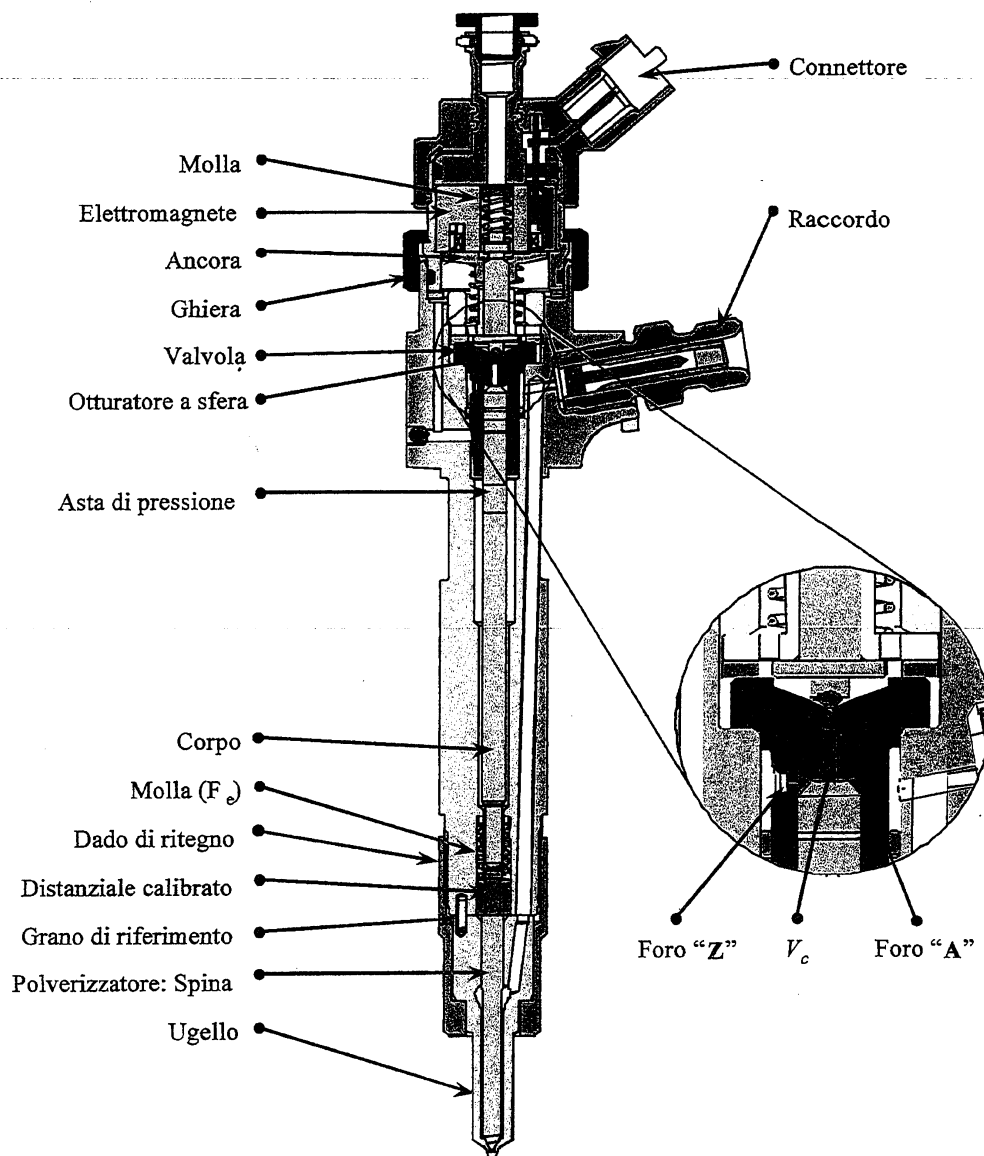


Figura 4 - Elettroiniettore



Politecnico di Torino - Dipartimento di Energetica
Corso di Motori Termici per Trazione

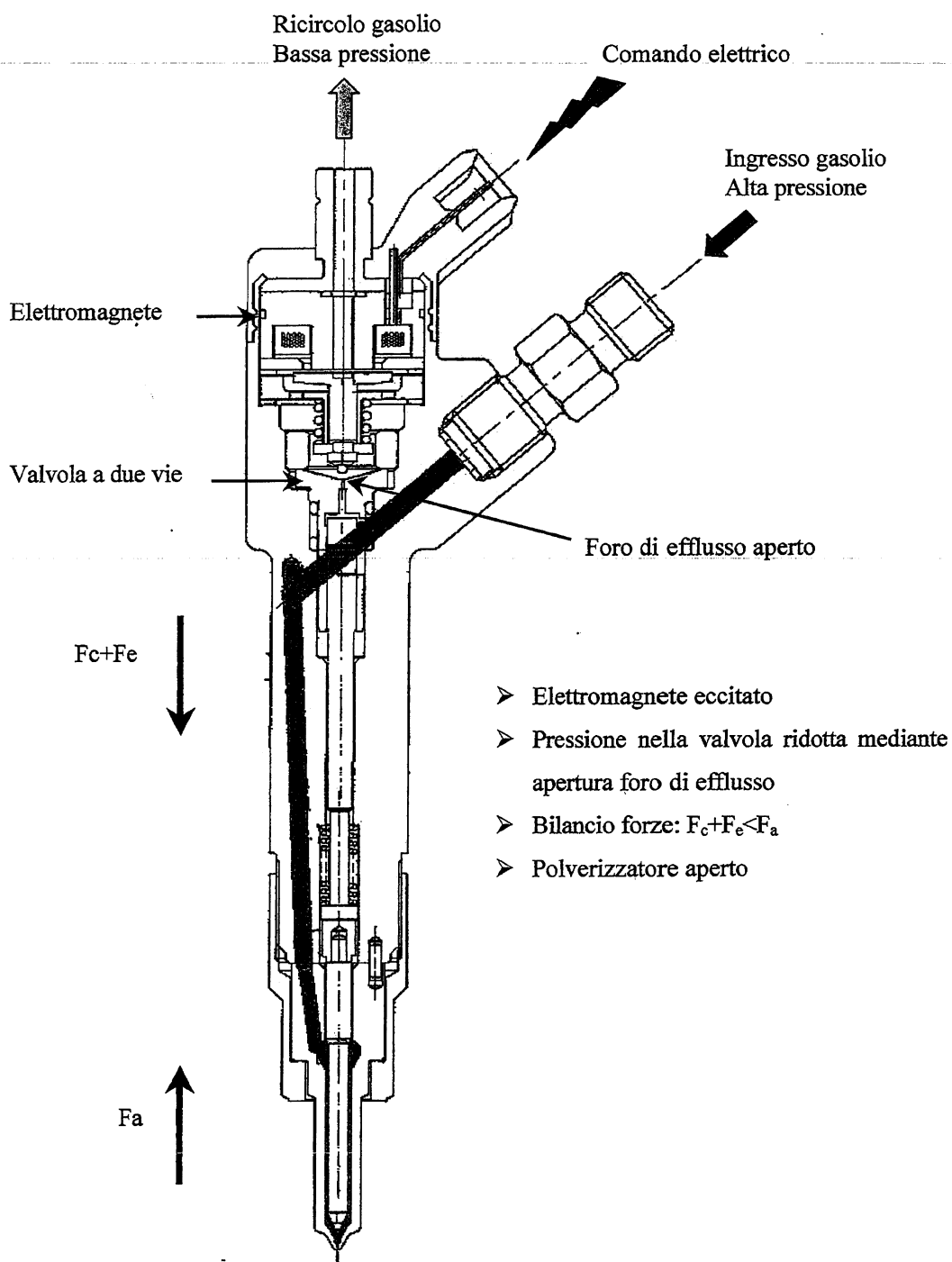
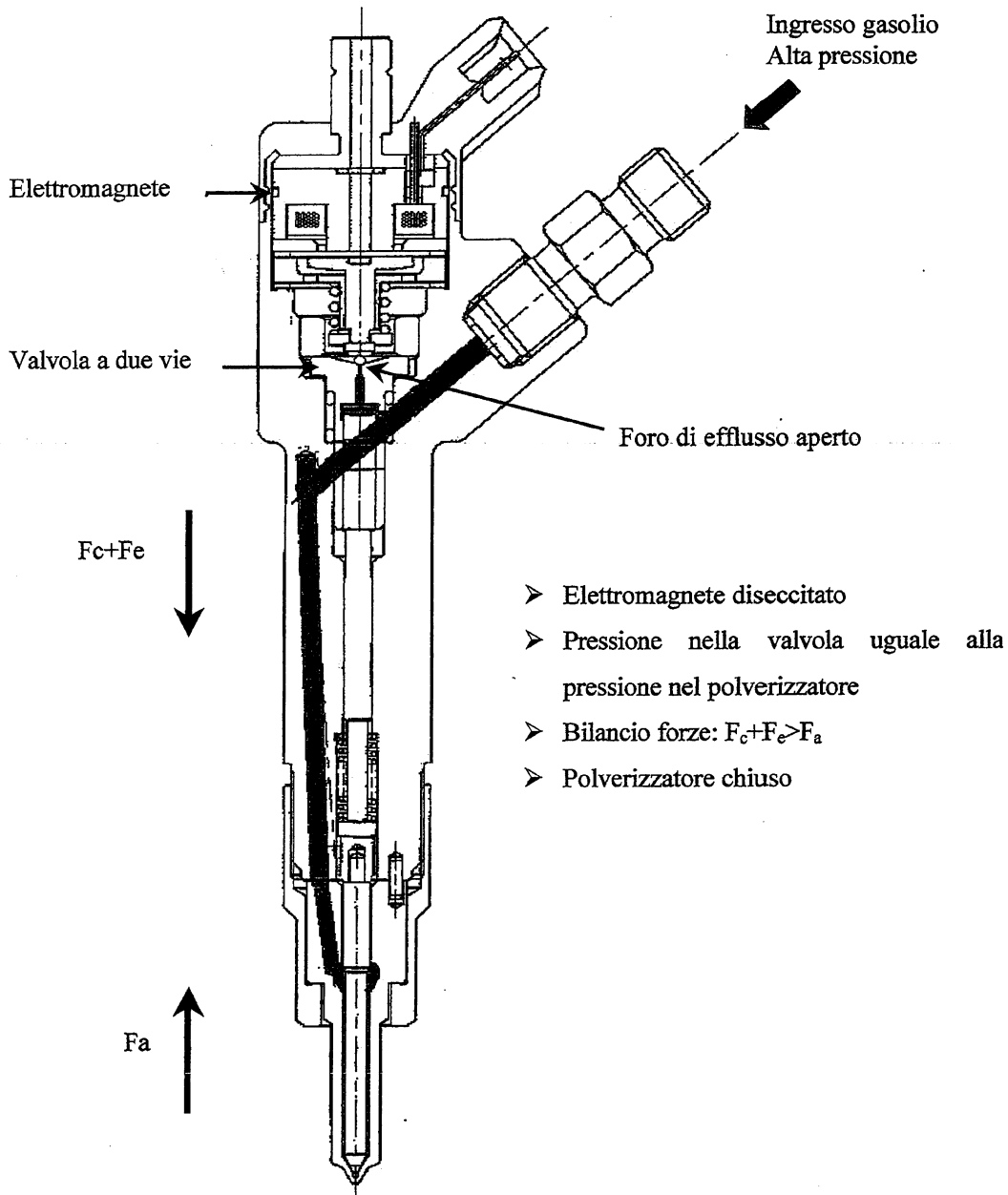


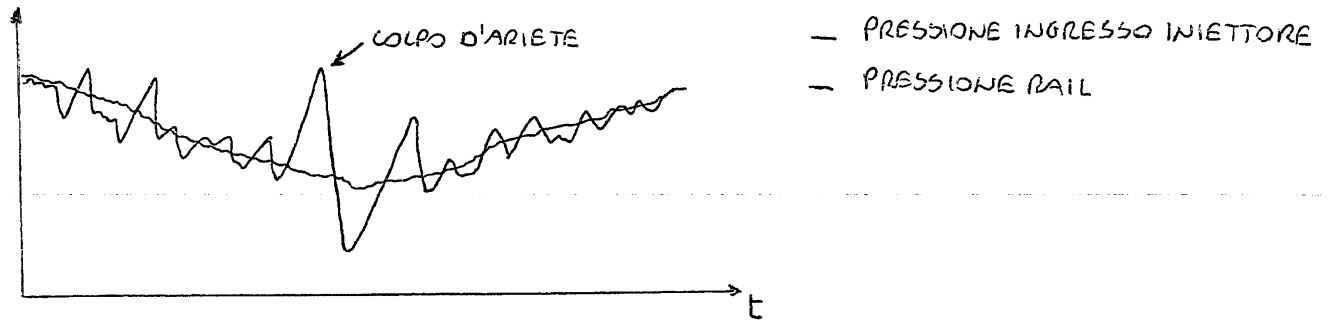
Figura 6 – Principio di funzionamento elettroiniezione: attuazione iniezione



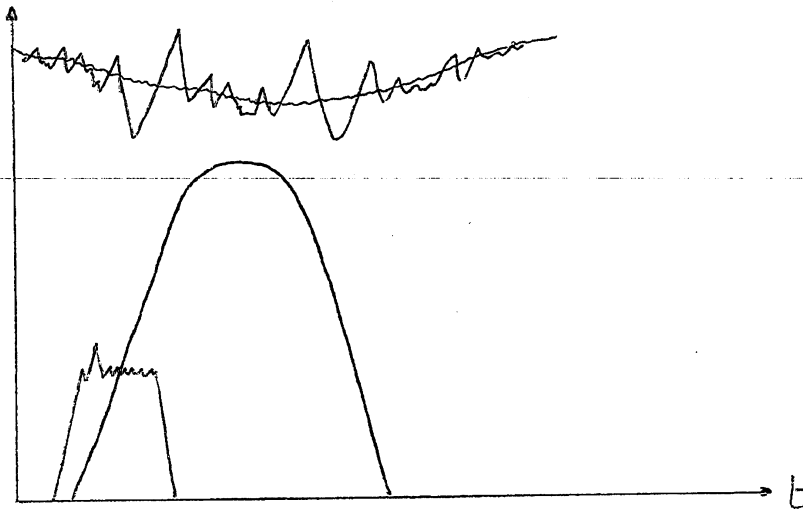
Figura 5 – Principio di funzionamento elettroiniettore: posizione di riposo



Andamento delle pressioni in funzione del tempo.



La chiusura del polverizzatore determina un aumento improvviso di pressione. L'onda di pressione raggiunge il rail (all'interno del quale la centralina garantisce una pressione costante) e cambia segno (si passa da onda di compressione a onda di depressione).



Per ridurre le oscillazioni di pressione si possono introdurre delle resistenze di smorzamento con una restrizione all'uscita del rail e/o si può riprogettare il sistema riducendo le lunghezze dei condotti e aumentandone il diametro fino a 4 mm.

MACCHINE

MOTORI – TEORIA
(ARGOMENTI SVOLTI UTILI PER
ESAME)

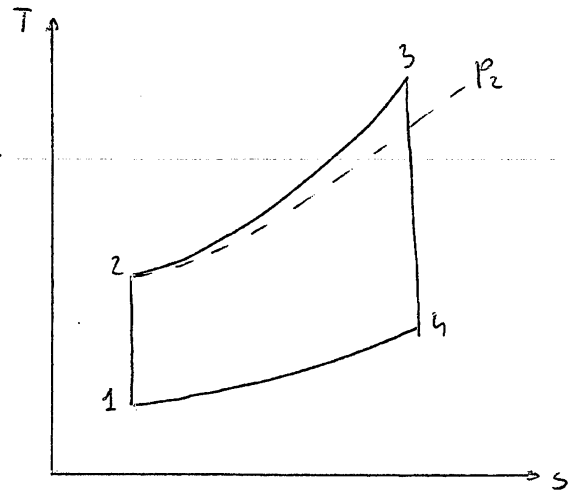
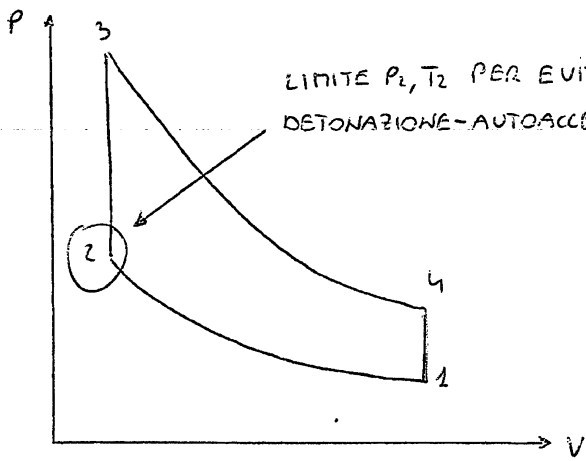
PROFESSORI CATANIA - MITTICA

STUDENTE ANGELO PALMA

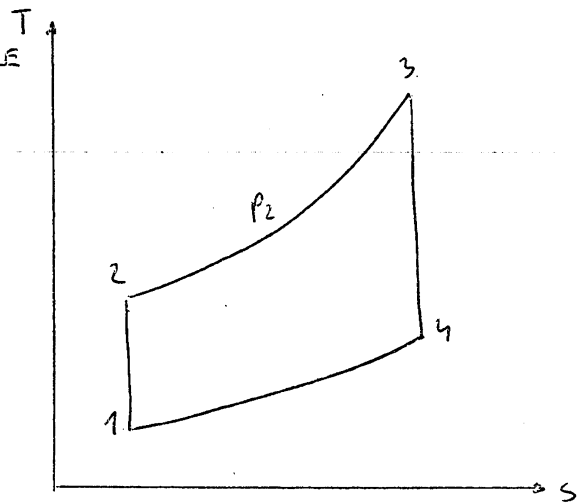
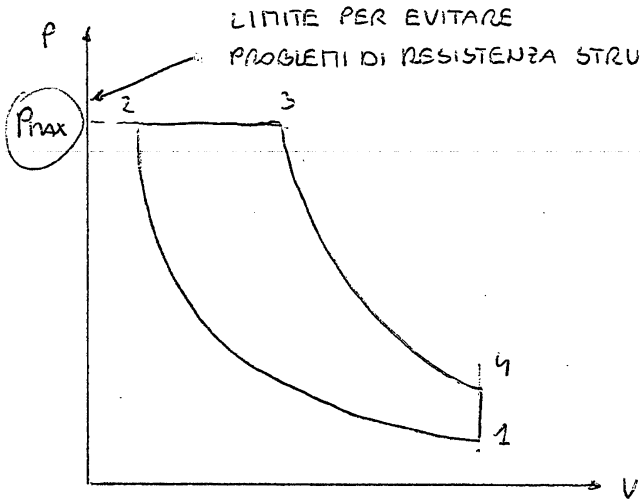
ANNO 2006 – 2007

CICLI IDEALI

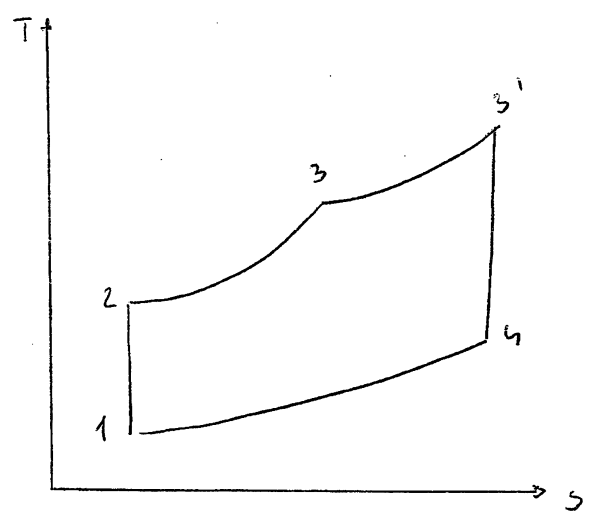
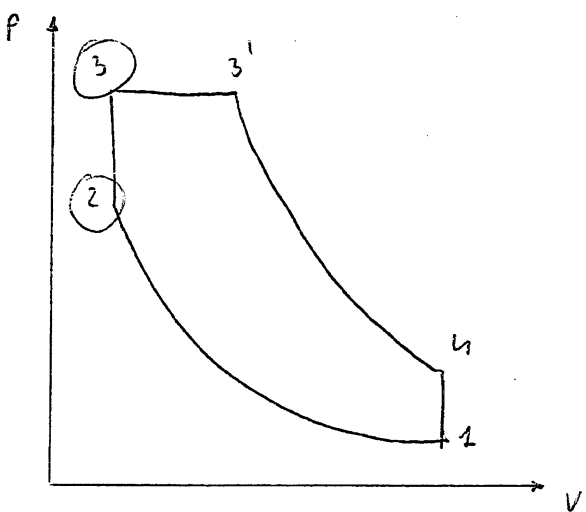
OTTO



DIESEL



SABATHE'



PRESTAZIONI NEI MOTORI

$$P_u = p_{me} \cdot iV \cdot \frac{n}{m} = C \cdot \omega \quad [W]$$

$m = 2$: motori 2T

$m = 4$: motori 4T

$$\lambda_v = \frac{m a}{m_{a, id}} = \frac{m a}{\rho_a \cdot V} \quad d = \frac{m a}{m b}$$

$$Q_2 = m b H_i = \frac{m a}{d} \cdot H_i = \frac{\lambda_v \rho_a V}{d} \cdot H_i = \frac{\lambda_v \cdot V}{d \cdot v_a} \cdot H_i \quad [J]$$

$$p_{me} = \frac{Q_2}{V} = \frac{\eta_v \cdot Q_2}{V} = \eta_v \cdot \lambda_v \cdot \frac{H_i}{d \cdot v_a}$$

$$q_b = \frac{m b}{\rho_u} \left[\frac{kg}{m^3 \cdot s} \right]$$

$$\eta_v = \eta_{lim} \cdot \eta_{ei} \cdot \eta_o$$

FORMULE PER COMBUSTIBILI GASSOSI

$$\text{CONDIZIONI NORMALI [Nm}^3\text{]} \begin{cases} 0^\circ\text{C} \\ 760 \text{ mm Hg} \end{cases}$$

$$H_i = \frac{H_i}{P_b} = \left[\frac{\text{MJ/m}^3}{\text{kg/m}^3} \right]$$

$$P_b V_b = R_b T_b \Rightarrow \frac{P_b}{P_b} = R_b T_b \Rightarrow P_b = \frac{P_b}{R_b T_b} \quad R_b = \frac{R}{\mu_b} = \left[\frac{\text{J/Kmol} \cdot \text{K}}{\text{kg/Kmol}} \right]$$

$$\delta = \frac{P_b}{P_a} = \frac{v_a}{v_b}$$

$$\lambda_v = \frac{m_{mm}}{m_{mm, id}} \quad ; \quad m_{mm} = \lambda_v \cdot \rho_{m'} \cdot V = (m_a + m_b) = m_b (1 + d)$$

$$v_{m'} = \frac{m_a v_a + m_b v_b}{m_a + m_b} = \frac{d v_a + v_b}{d + 1} = v_a \cdot \frac{d + \frac{v_b}{v_a}}{d + 1} = v_a \cdot \frac{d + \frac{1}{\delta}}{d + 1}$$

$$P_{me} = \frac{L_u}{V} = \frac{\eta_u \cdot \Delta E_u}{V}$$

$$\Delta E_u = m_b H_i = \frac{m_{mm}}{1+d} \cdot H_i = \frac{\lambda_v \cdot \rho_{m'} \cdot V}{1+d} \cdot H_i = \frac{\lambda_v \cdot V}{v_{m'} (1+d)} \cdot H_i$$

$$\Delta E_u = \frac{\lambda_v \cdot V}{v_a \cdot \frac{(d + \frac{1}{\delta})}{(d+1)} \cdot (1+d)} \cdot H_i$$

$$P_{me} = \eta_u \cdot \lambda_v \cdot \frac{H_i}{v_a (d + \frac{1}{\delta})}$$

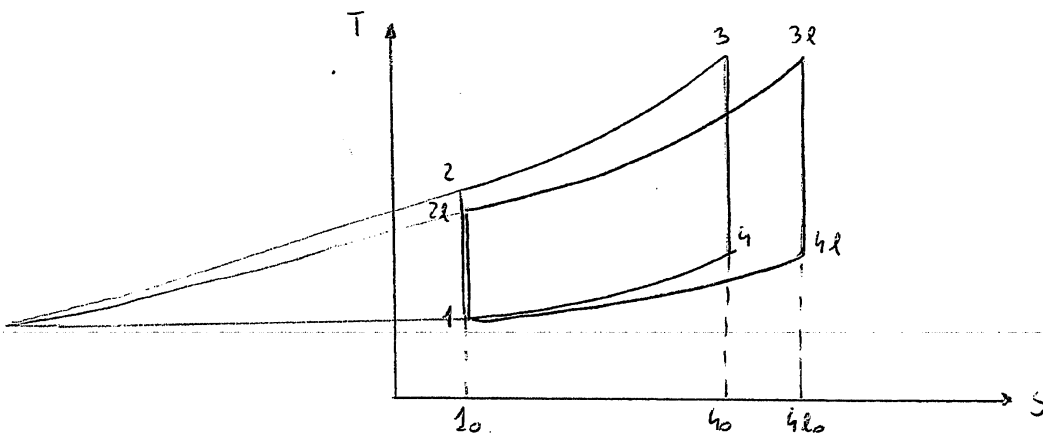
Dal ciclo ideale al ciclo limite

$$\eta_{lim} < \eta_{id}$$

Ciclo ideale: ciclo percorso da un fluido perfetto in assenza di perdite

Ciclo limite: ciclo percorso da un fluido reale in assenza di perdite

$$1) \quad c_p = c_p(T) ; \quad c_v = c_v(T)$$



Alle condizioni ambiente 1: $c_{p,REALE} = c_{p,PERFETTO}$

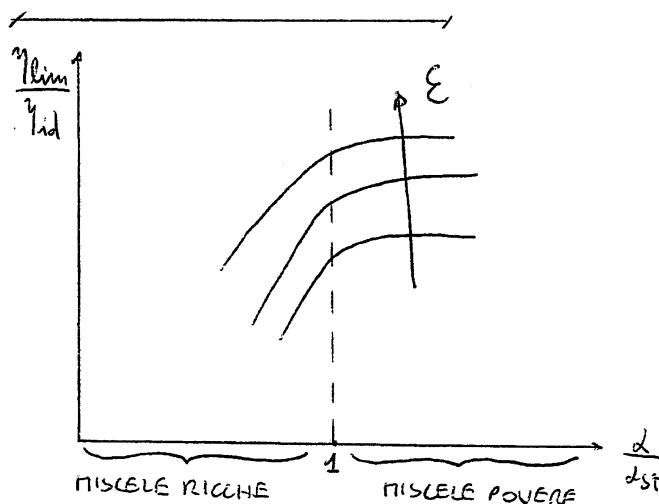
$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

$$Q_{2,lim} \hat{=} 1_2 2r 3r 4r_0 \hat{=} Q_{2,id} \hat{=} 1_2 3 4_0$$

$$Q_{2,lim} \hat{=} 1_2 4r 4r_0 > Q_{2,id} \hat{=} 1_2 4 4_0$$

$$\eta_{lim} < \eta_{id}$$

$$\eta_{lim} = \eta_{lim,st} \cdot \frac{\alpha}{\alpha_{st}}$$



*

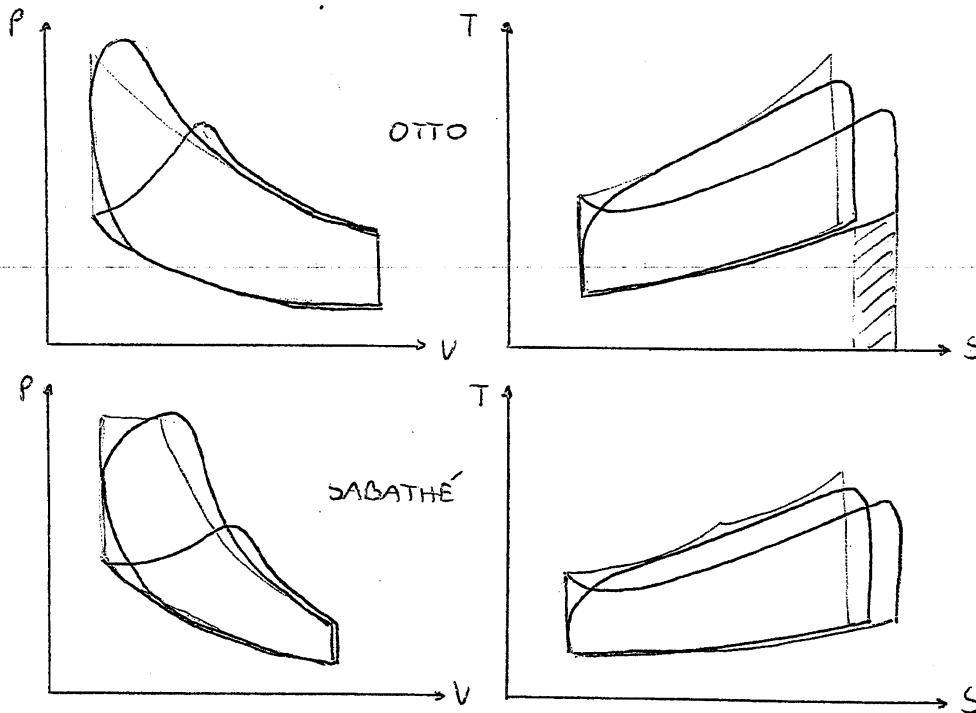
Dal ciclo limite al ciclo reale: $\eta_{\theta i} < 1$

Cause di perdita:

- 1) combustione imperfetta;
- 2) scambio di calore con le pareti;
- 3) fughe di fluido motore;
- 4) laminazioni nel ricambio di fluido motore

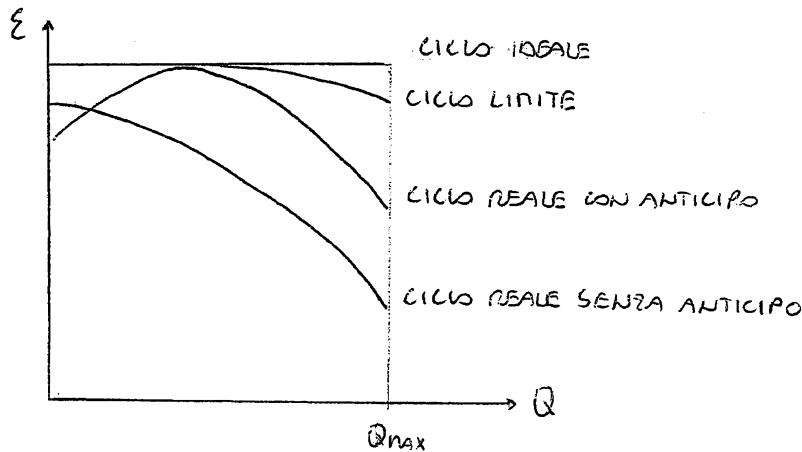
1a) combustione intemperistica

$\uparrow \tau \Rightarrow \uparrow$ turbolenza \Rightarrow peggiora l'int.

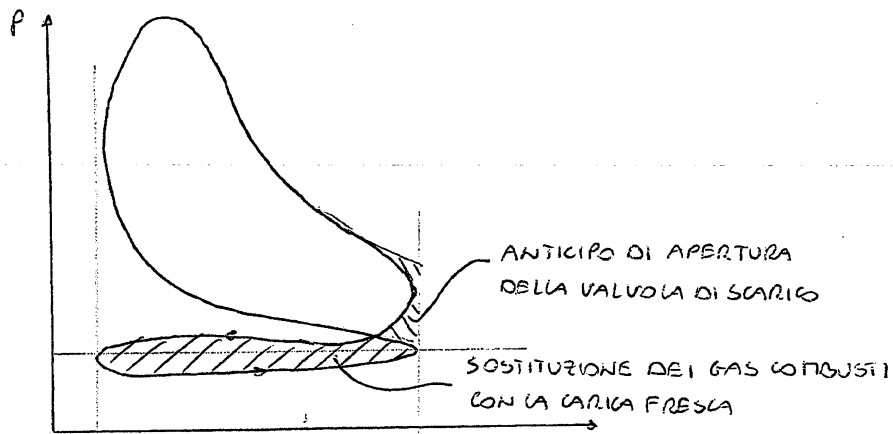


1b) combustione incompleta.

È influenzata dalla portata α e dal grado di uniformità della distribuzione del combustibile. Provoca un calo di rendimento e l'emissione di CO-HC.



4) laminazioni nel ricambio di fluido motore.



L'incidenza di tale lavoro negativo viene attribuita al rendimento organico.

RENDIMENTO ORGANICO

$$\eta_b = \frac{P_u}{P_i} = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{P_{mi} - P_r}{P_{mi}} = 1 - \frac{P_r}{P_{mi}}$$

$$P_{me} = \frac{L_v}{V} \quad ; \quad P_{mi} = \frac{L_i}{V} \quad ; \quad P_r = \frac{L_v}{V}$$

$$L_v = L_v' + L_v'' + L_v''' + L_v''''$$

2) L_v' : lavoro di attrito conseguenti ai carichi delle pressioni dei gas

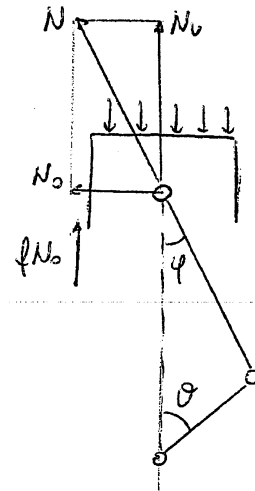
$$N_v = p \frac{\pi d^2}{4}$$

$$N_o = N_v \cdot \tan \varphi$$

$$f N_o = f N_v \tan \varphi = f \cdot p \frac{\pi d^2}{4} \cdot \tan \varphi = f \cdot p \frac{\pi d^2}{4} \cdot g(\theta)$$

$$L_v' = \int f N_o dx = f \frac{\pi d^2}{4} \int p g(\theta) dx$$

$$L_v' = f \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot c \cdot P_{max} \int \frac{p}{P_{max}} \cdot g(\theta) \cdot d\left(\frac{x}{c}\right) = K_1 \cdot P_{max} \cdot V$$



2) L_v'' : lavoro di attrito delle forze d'inerzia

$$a_a = w^2 r g'(\theta)$$

$$a_c = w^2 r$$

$$M = z \cdot c \cdot m = \frac{z \cdot c \cdot w}{2\pi} \Rightarrow w = \frac{M \pi}{c} \quad w = 2\pi n$$

$$L_v'' = m_a \cdot a_a + m_c \cdot a_c = m_a w^2 r g'(\theta) + m_c w^2 r = w^2 r (m_a g'(\theta) + m_c) = \frac{M^2 \pi^2}{c^2} \cdot r (m_a \cdot g'(\theta) + m_c) = K'' \cdot m_a \cdot M^2$$

3) L_v''' : lavoro di attrito generico e lavoro di comando degli accessori

$$L_v''' = K''' \cdot V$$

COEFFICIENTE DI RIEMPIMENTO

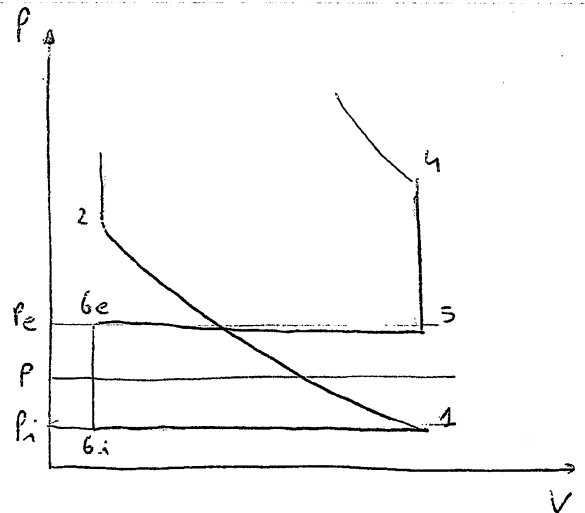
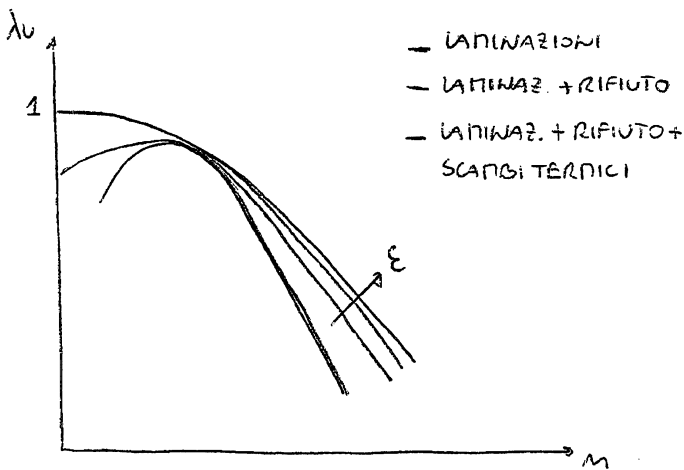
$$\lambda_v = \frac{m_a}{m_{a,id}} = \frac{m_a}{\rho_a \cdot V} \quad \text{combustibile liquido}$$

$$\lambda_v = \frac{m_m}{m_{m,id}} = \frac{m_b(1+d)}{\rho_m \cdot V} \quad \text{combustibile spesso}$$

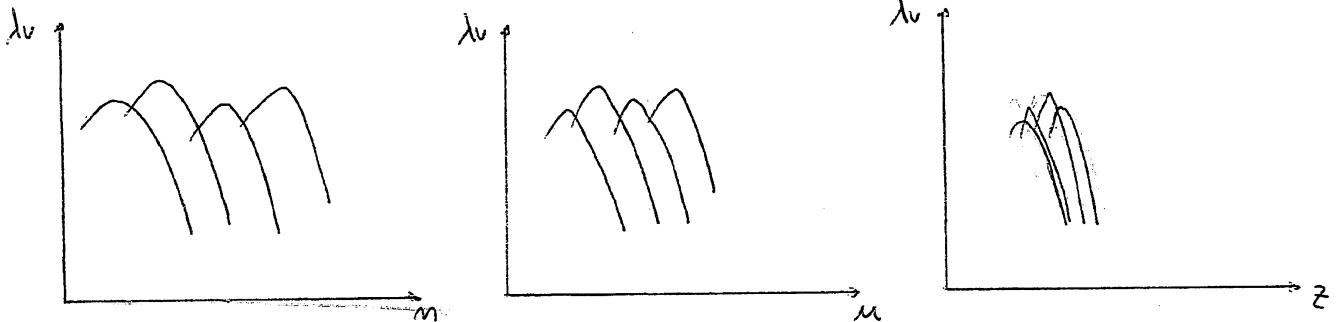
Cause:

- 1) laminazioni allo scarico;
 - 2) laminazioni all'aspirazione;
 - 3) cessione di calore;
 - 4) riflusso
 - 5) pulsazioni di pressione
- } trascurabili

$$\Rightarrow \lambda_v = \frac{p_i}{p} \left[1 - \frac{\frac{p_e}{p_i} - 1}{k(\varepsilon - 1)} \right] \quad \left\{ \begin{array}{l} p - p_i \approx k n^2 p_i \\ p_e - p \approx H n^2 p \end{array} \right.$$



Motori geometricamente simili:



INFLUENZA DELLE CONDIZIONI AMBIENTE

Condizioni ambiente standard $\left\{ \begin{array}{l} P_0 = 760 \text{ mmHg} \\ T_0 = 293 \text{ K} \end{array} \right.$

$$P_u = P_{me} \cdot iV \cdot \frac{m}{m}$$

$$P_{me} = \frac{L_u}{V} = \frac{\eta_u \cdot \Delta E_u}{V}$$

$$\Delta E_u = mb H_i = \frac{m_a}{\lambda} \cdot H_i = \frac{\lambda_u \cdot \rho \cdot V}{\lambda} \cdot H_i$$

$$P_{me} = \eta_u \cdot \lambda_u \cdot \rho \cdot \frac{H_i}{\lambda}$$

$$P_u = \left(\eta_u \cdot \lambda_u \cdot \rho \cdot \frac{H_i}{\lambda} \right) \cdot iV \cdot \frac{m}{m} = \left[\left(\eta_{lim} \cdot \eta_{si} \cdot \eta_o \right) \cdot \lambda_u \cdot \rho \cdot \frac{H_i}{\lambda} \right] \cdot iV \cdot \frac{m}{m}$$

1^a approx: variano λ_u e ρ

$$\left\{ \begin{array}{l} pV = RT \Rightarrow \frac{p}{\rho} = RT \Rightarrow \rho = \frac{p}{RT} \\ \lambda_u \propto \sqrt{T} \end{array} \right.$$

$$\frac{P_{me}}{P_{me,0}} \approx \frac{\eta_u \cdot \lambda_u \cdot \rho \cdot \frac{H_i}{\lambda}}{\eta_{u,0} \cdot \lambda_{u,0} \cdot \rho_0 \cdot \frac{H_i}{\lambda}} \approx \frac{\sqrt{T} \cdot \rho}{\sqrt{T_0} \cdot \rho_0} \approx \frac{\sqrt{T} \cdot \frac{p}{RT}}{\sqrt{T_0} \cdot \frac{p_0}{RT_0}} \approx \frac{\frac{p}{\sqrt{T}}}{\frac{p_0}{\sqrt{T_0}}} \approx \frac{p}{p_0} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T}} \approx \mu$$

$$\mu = \frac{P_{mi}}{P_{mi,0}}$$

SOVRALIMENTAZIONE

$$P_u = \underbrace{(\rho_{me})}_R \cdot i \cdot V \cdot \frac{m}{m} = \left(\eta_u \cdot \lambda_{v,c} \underbrace{(\rho)}_R \frac{H_i}{\alpha} \right) \cdot i \cdot V \cdot \frac{m}{m}$$

$$\rho = \frac{p}{RT} \Rightarrow \uparrow p; \downarrow T \Rightarrow \uparrow \rho \Rightarrow \uparrow \rho_{me} \Rightarrow P_u$$

Sovralimentazione di base: un compressore porta l'aria di alimentazione dalle condizioni "a" alle condizioni "c".

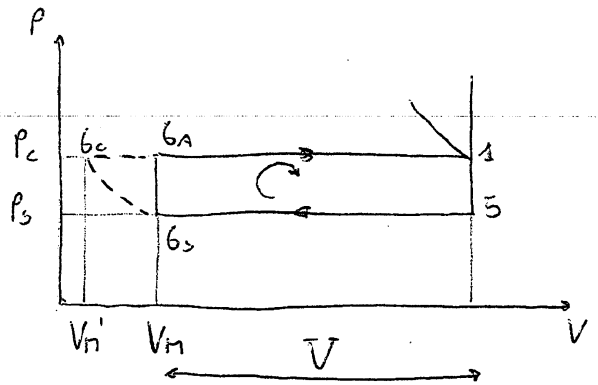
$$P_{me,c} = \chi \cdot P_{me,o} + (\chi - 1) A_0 + (P_c - P_s) - C$$

$$\chi = \mu \cdot \frac{\lambda_{v,c}^*}{\lambda_{v,o}^*} ; \quad \mu = \frac{P_{mi,c}}{P_{mi,o}} = \frac{P_c}{P_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_c}}$$

$$\frac{\lambda_{v,c}^*}{\lambda_{v,o}^*} = \frac{V + (V_n - V_n')}{V} = 1 + \frac{V_n}{V} \left(1 - \frac{V_n'}{V_n} \right)$$

$$P_s \cdot V_{o,s}^{m} = P_c \cdot V_{c,c}^{m} \Rightarrow P_s \cdot V_n = P_c \cdot V_n'$$

$$\frac{V_n'}{V_n} = \left(\frac{P_s}{P_c} \right)^{1/m}$$



$$\epsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_n + V}{V_n} = 1 + \frac{V}{V_n} \Rightarrow \frac{V}{V_n} = \epsilon - 1 \Rightarrow \frac{V_n}{V} = \frac{1}{\epsilon - 1}$$

$$\frac{\lambda_{v,c}^*}{\lambda_{v,o}^*} = 1 + \frac{1}{\epsilon - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_s}{P_c} \right)^{1/m} \right]$$

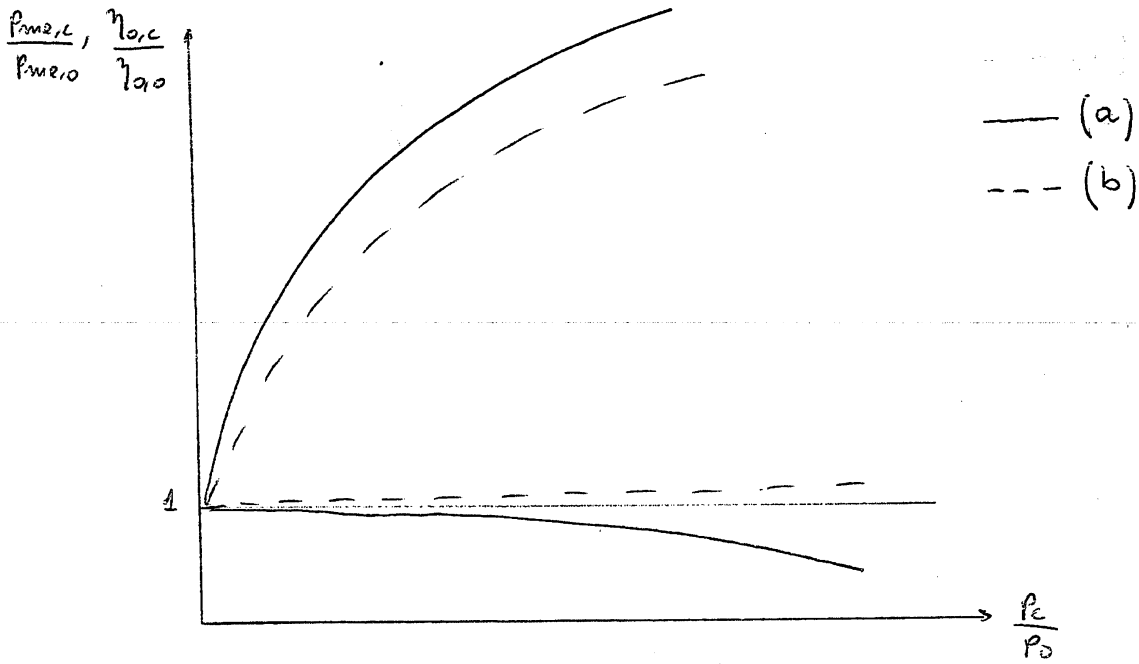
C è l'eventuale lavoro richiesto dal compressore

$$C = \frac{P_{ans,c}}{i \cdot V \cdot \frac{m}{m}} ; \quad P_{ans,c} = \frac{m_{ia} \cdot L_c}{\eta_m}$$

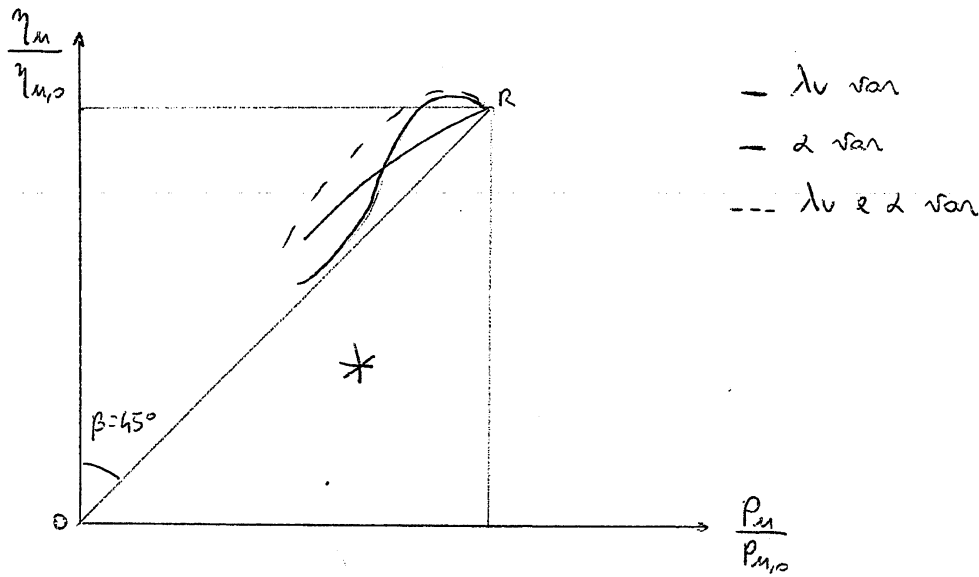
$$\eta_0 = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{P_{mi} - P_0}{P_{mi}}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta_{0,0} = 1 - \frac{P_{v,0}}{P_{mi,0}} \quad \text{con } P_{v,0} = A_0 + B_0 \\ \eta_{0,c} = 1 - \frac{P_{v,c}}{P_{mi,c}} \quad \text{con } P_{v,c} = A_0 + B_0 \chi + C \end{array} \right.$$

$$\frac{\eta_{0,0}}{\eta_{0,c}} \approx \frac{\eta_{0,0}}{\eta_{0,c}}$$



CARATTERISTICA DI REGOLAZIONE DI UN MOTORE A C.I.



$$P_m = p_{me} \cdot iV \cdot \frac{n}{m} = \left(\eta_v \cdot \lambda_v \cdot \frac{H_i}{\alpha v} \right) \cdot iV \cdot \frac{n}{m}$$

$$\frac{P_v}{P_{v,0}} = \frac{\eta_m}{\eta_{m,0}} \cdot \tan \beta$$

* $\tan \beta > 1 \Rightarrow \beta > 45^\circ$; per $P_v < P_{v,0} \Rightarrow \dot{m}b > \dot{m}b_0$

$$\beta = 45 \Rightarrow \tan \beta = 1 \Rightarrow \frac{P_m}{P_{m,0}} = \frac{\eta_m}{\eta_{m,0}}$$

$$\begin{cases} \eta_v = \frac{P_m}{\dot{m}b H_i} \Rightarrow \frac{P_m}{\eta_m} = \dot{m}b H_i \\ \eta_{v,0} = \frac{P_{m,0}}{\dot{m}b_0 H_i} \Rightarrow \frac{P_{m,0}}{\eta_{m,0}} = \dot{m}b_0 H_i \end{cases} \Rightarrow \frac{P_m}{P_{m,0}} = \frac{\eta_{v,0}}{\eta_v} \cdot \frac{\dot{m}b}{\dot{m}b_0} \Rightarrow \frac{\eta_v}{\eta_{v,0}} \cdot \tan \beta = \frac{\eta_{v,0}}{\eta_v} \cdot \frac{\dot{m}b}{\dot{m}b_0}$$

a) Regolazione di λ_v nei motori ad accensione comandata mediante valvola a farfalla. La valvola a farfalla impone una maggiore caduta di pressione all'aspirazione.

Conseguenze:

1) $\downarrow \lambda_v$

$$2) \eta_v = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{p_{mi} - p_v}{p_{mi}} = 1 - \frac{p_v}{p_{mi}} \quad \downarrow p_{mi} \Rightarrow \downarrow \eta_v$$

3) laminazione all'aspirazione \Rightarrow perdite nel ricambio del fluido motore $\Rightarrow \downarrow \eta_{\theta i}$

$$4) \frac{\dot{Q}}{\dot{m}b H_i} \propto \frac{1}{(p_i \cdot n)^{0,25}} \quad \downarrow p_i \Rightarrow \downarrow p_i \Rightarrow \uparrow \dot{Q} \Rightarrow \downarrow \eta_{\theta i}$$

VARIAZIONE DELLE CONDIZIONI AMBIENTE NEI MOTORI A BENZINA E DIESEL

$$P_m = p_{me} \cdot iV \cdot \frac{m}{m} = \left(\eta_m \cdot \lambda_v \cdot \frac{H_i}{d_v} \right) \cdot iV \cdot \frac{m}{m}$$

$$\frac{p_{me}}{p_{me,0}} = \frac{\eta_m \cdot \lambda_v \cdot \rho \cdot \frac{H_i}{d}}{\eta_{m,0} \cdot \lambda_{v,0} \cdot \rho_0 \cdot \frac{H_i}{d_0}} = \frac{\lambda_v \cdot \rho}{\lambda_{v,0} \cdot \rho_0}$$

o) motori ad accensione comandata : $d = \text{cost}$

$$\frac{p_{me}}{p_{me,0}} \approx \frac{\lambda_v \cdot \rho}{\lambda_{v,0} \cdot \rho_0} \approx \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \sqrt{\frac{T}{T_0}} \approx \mu \quad \lambda_v \propto \sqrt{T}$$

o) motori ad accensione per compressione

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_v \propto n_{ia} \\ d \propto \frac{n_{ia}}{n_{ib}} \end{array} \right. \Rightarrow \frac{\lambda_v}{d} \propto n_{ib} = \text{cost}$$

$$\frac{p_{me}}{p_{me,0}} \approx \frac{\rho}{\rho_0}$$

MODELLO DI RILASCIO DI CALORE A SINGOLA ZONA

I PPT:

$$Q = L + \Delta U + \Delta E_{c, \text{aer}}$$

$$Q = p \Delta V + \Delta U$$

$$\frac{dQ}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \frac{dU}{dt}$$

Si considera la miscela aria combustibile come un gas perfetto $\Rightarrow U = m \cdot c_v \cdot T$

$$\frac{dQ_m}{dt} = \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \frac{d(m \cdot c_v \cdot T)}{dt} = p \frac{dV}{dt} + m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{dt}$$

$$pV = mRT \Rightarrow \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T}$$

$$\frac{dT}{T} \cdot \frac{T}{dt} = \frac{dp}{p} \cdot \frac{T}{dt} + \frac{dV}{V} \cdot \frac{T}{dt} \Rightarrow \frac{dT}{dt} = \frac{T}{p} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{T}{V} \cdot \frac{dV}{dt}$$

$$\frac{dQ_m}{dt} = p \frac{dV}{dt} + m c_v \left(\frac{T}{p} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{T}{V} \cdot \frac{dV}{dt} \right)$$

$$\frac{dQ_m}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \frac{m \cdot c_v \cdot T}{p} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{m \cdot c_v \cdot T}{V} \cdot \frac{dV}{dt}$$

$$pV = mRT \Rightarrow \frac{T}{p} = \frac{V}{mR} ; \frac{T}{V} = \frac{p}{mR}$$

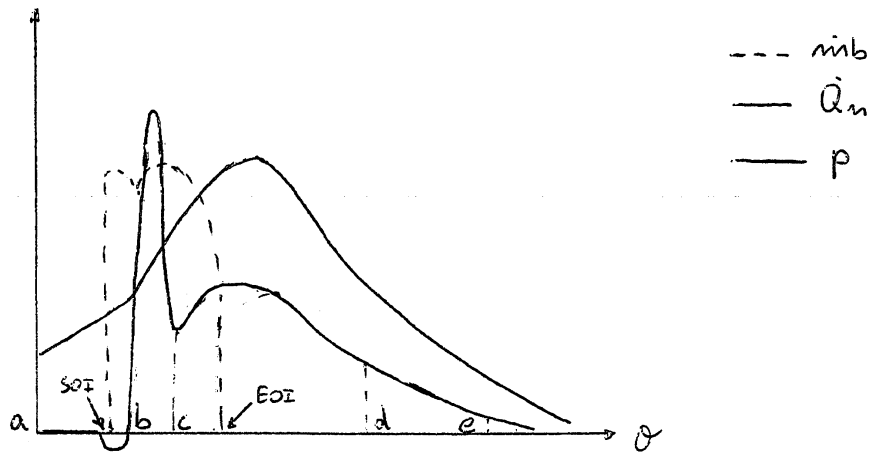
$$\frac{dQ_m}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \frac{m \cdot c_v \cdot V}{m \cdot R} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{m \cdot c_v \cdot p}{m \cdot R} \cdot \frac{dV}{dt}$$

$$\frac{dQ_m}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} \cdot V \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{c_v}{R} \cdot p \cdot \frac{dV}{dt}$$

$$\frac{dQ_m}{dt} = \left(1 + \frac{c_v}{R} \right) p \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} \cdot V \cdot \frac{dp}{dt}$$

$$\begin{cases} k = \frac{c_p}{c_v} \\ R = c_p - c_v \end{cases} \Rightarrow \frac{c_v}{R} = \frac{\frac{c_p}{k}}{c_p - \frac{c_p}{k}} = \frac{\frac{c_p}{k}}{\frac{c_p k - c_p}{k}} = \frac{c_p}{k} \cdot \frac{k}{c_p k - c_p} = \frac{c_p}{c_p(k-1)} = \frac{1}{k-1}$$

DIAGNOSTICA DELLA COMBUSTIONE



Fasi:

- 1) a-b: RITARDO D'INIEZIONE. È il periodo tra l'inizio dell'iniezione di combustibile nella camera di combustione e l'inizio della combustione.
- 2) b-c: COMBUSTIONE PER PROPAGAZIONE DI FIAMMA. La combustione ha inizio: si assiste ad un brusco aumento di pressione e conseguentemente ad un notevole aumento di temperatura. Viene rilasciata la quantità max di calore. Si osserva a cavallo dell'inizio iniezione un rilascio negativo di calore dovuto al fatto che il combustibile iniettato assorbe calore per vaporizzare.
- 3) c-d: COMBUSTIONE PER DIFFUSIONE. Il combustibile iniettato, opportunamente dosato, trova adesso condizioni più idonee in CC e brucia man mano che viene iniettato. A iniezione terminata, il calore rilasciato decresce gradualmente.
- 4) d-e: COMBUSTIONE FINALE. La massa di combustibile iniettata cessa di bruciare. Durante l'espansione diminuiscono pressione e temperatura nel cilindro.

COMMON RAIL

Sistema di regolazione elettronica di quantità e pressione di combustibile e modalità d'iniezione: ↓ consumi, emissioni, rumore.

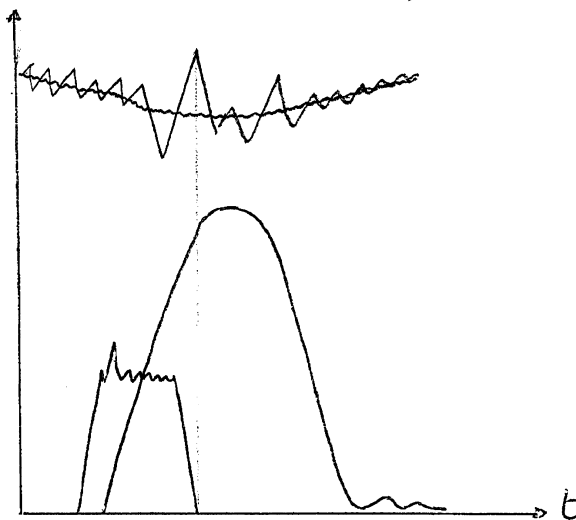
Rail: sollettore con gasolio a 1350 bar che alimenta gli elettroiniettori.

Contiene le oscillazioni provocate dall'espansione pulsante della pompa di alta pressione Radialjet e dalle improvvise estrazioni di combustibile causate dall'apertura degli iniettori.

Forze agenti sul sistema asta di pressione - spina: forza dovuta alla pressione del gasolio nel volume di controllo ($\downarrow F_c$), forza della molla che agisce sulla spina ($\downarrow F_e$), forza dovuta alla pressione del gasolio nel volume di alimentazione agente su un'area a sezione circolare (F_a).

Attivazione iniezione: elettromagnete eccitato, p_{bc} nella valvola a 2 vie, $F_e + F_c < F_a$

Posizione di riposo: elettromagnete diseccitato, p_{sp} nella valvola a 2 vie, $F_e + F_c > F_a$



- corrente elettrica bobina
- portata combustibile
- pressione rail / iniettore