

MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

Sono MACCHINE MOTRICI TERMICHE in cui l'energia termica (CALORE) viene prodotta all'interno della stessa macchina bruciando un combustibile gassoso o liquido facilmente nebulizzabile. L'ENERGIA ELASTICA contenuta nei prodotti di combustione viene ceduta direttamente agli organi della macchina che la trasformano in LAVORO MECCANICO.

In base al tipo di meccanismo che utilizza la macchina per raccogliere il lavoro compiuto dal FLUIDO MOTORE (**gas di combustione**), i motori a combustione interna si distinguono in

- ALTERNATIVI: motori a scoppio e diesel
- ROTATIVI: turbina a gas, turboeliche, turboreattori
- STATICI: motori a razzo.

I motori a COMBUSTIONE INTERNA ALTERNATIVI sono classificati in

MOTORI A CARBURAZIONE (o a **SCOPPIO**): sono quelli in cui il combustibile liquido nebulizzato viene mescolato con l'aria comburente formando una miscela gassosa che viene introdotta nel cilindro operatore. Quando la miscela è compressa, una scintilla generata dalla candela ne provoca la combustione. Per tale motivo questi motori si chiamano anche ad accensione comandata.

MOTORI A INIEZIONE (o **DIESEL**): sono quelli in cui il combustibile polverizzato viene introdotto all'interno del cilindro operatore che già contiene aria compressa e ad elevata temperatura. Il combustibile a contatto con l'aria comburente calda si incendia spontaneamente; da qui il nome di motori ad accensione spontanea.

I motori a scoppio o diesel sono CHIAMATI ALTERNATIVI perché utilizzano un meccanismo biella-manovella per la trasformazione del moto alternativo di uno stantuffo (PISTONE) in moto rotatorio dell'albero motore.

A seconda del modo in cui compiono il ciclo di lavoro, possono essere

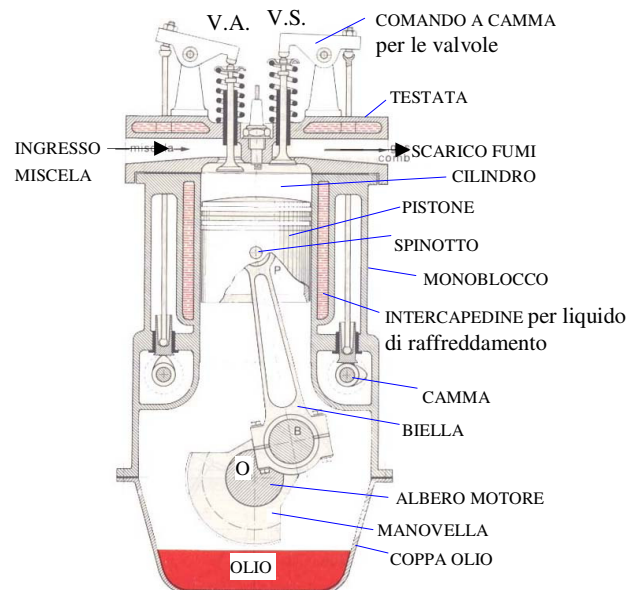
- A **DUE TEMPI**: (**ogni tempo corrisponde a una corsa del pistone**) quando ogni ciclo di lavoro viene realizzato in **DUE CORSE** dello stantuffo all'interno del cilindro; **DUE CORSE** dello stantuffo corrispondono a **1 GIRO** dell'albero motore.
- A **QUATTRO TEMPI**: quando ogni ciclo di lavoro si compie in **QUATTRO CORSE** dello stantuffo all'interno del cilindro e quindi in **2 GIRI** dell'albero motore.

↳ MOTORI A CARBURAZIONE A 4 TEMPI

Gli **ORGANI TIPICI** comuni a tutti i tipi di motori sono quelli riportati schematicamente in figura.

Le **GRANDEZZE CARATTERISTICHE** per il sistema **BIELLA-MANOVELLA** sono quelle già viste nello studio delle pompe volumetriche.

Sono di seguito riportate e caratterizzate per i motori.



PUNTO MORTO SUPERIORE (PMS): punto in cui il pistone si trova più vicino alla testa del cilindro

PUNTO MORTO INFERIORE (PMI): punto in cui il pistone si trova più lontano dalla testa del cilindro

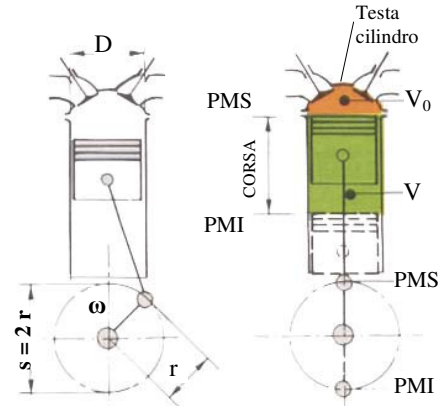
CORSA ($s = 2 r$ con $r =$ raggio di manovella): distanza tra il PMS e il PMI percorsa dal pistone

ALESAGGIO (D): diametro interno del cilindro

CILINDRATA UNITARIA (V): volume generato dal pistone

durante la corsa, quindi $V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s$

Per un motore con “ z ” cilindri, la
CILINDRATA TOTALE vale $z \cdot V$



VOLUME CAMERA DI COMBUSTIONE o di SPAZIO MORTO (V_0): volume compreso fra la testa del cilindro e il pistone, quando quest'ultimo si trova al PMS.

RAPPORTO VOLUMETRICO DI COMPRESIONE $\rho = \frac{V + V_0}{V_0} = 1 + \frac{V}{V_0}$

VELOCITÀ DI ROTAZIONE DELL'ALBERO MOTORE $\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$ con n in $\frac{\text{giri}}{\text{min}}$

VELOCITÀ MEDIA DEL PISTONE $v_m = \frac{2s \cdot n}{60} = \frac{\omega \cdot s}{\pi}$ con n in $\frac{\text{giri}}{\text{min}}$

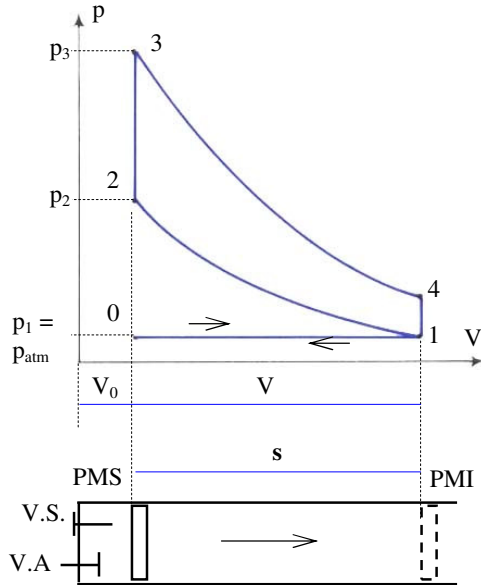
Un motore per poter funzionare correttamente ha bisogno di una serie di APPARATI E RELATIVI ORGANI DI COMANDO per soddisfare le esigenze del motore. Questi sono:

DISTRIBUZIONE	Ha il compito di fare aprire e chiudere le valvole con la giusta ritmicità, in modo da permettere di rinnovare, nell'istante voluto, il fluido motore. Il comando delle valvole è eseguito da un albero a camme che prende il moto dall'albero motore attraverso un sistema meccanico.
ALIMENTAZIONE (CARBURAZIONE)	Provvede a fornire la miscela al motore nel momento, nella quantità e nel modo richiesti. Per la preparazione della miscela sono utilizzati i carburatori o nei motori più moderni sistemi a iniezione elettronica.
ACCENSIONE	Innesca artificialmente, e nel momento voluto, una scintilla per incendiare la miscela. Come organi di accensione si usano le candele, fra i cui elettrodi si realizza una elevata differenza di potenziale che genera la scintilla.
LUBRIFICAZIONE	Provvede a portare il lubrificante nei punti e nella quantità stabilita, a filtrarlo dalle impurità ed eventualmente a refrigerarlo.
REFRIGERAZIONE	Ha il compito di provvedere al raffreddamento della camera di combustione. Si realizza facendo circolare il refrigerante all'interno di intercapedini del monoblocco, con lo scopo di asportare calore e quindi di evitare che i cilindri raggiungano temperature critiche per la resistenza del materiale.
AVVIAMENTO	Ha il compito di trascinare il motore a una velocità di rotazione sufficiente affinché possa sostenersi autonomamente e in modo regolare. Si utilizza un motore elettrico alimentato da una batteria.

DIAGRAMMI DI FUNZIONAMENTO

Rappresentano le VARIAZIONI DELLA PRESSIONE ASSOLUTA all'interno del cilindro, IN FUNZIONE DEL VOLUME GENERATO dal pistone durante la sua corsa.

✓ Diagramma di funzionamento teorico

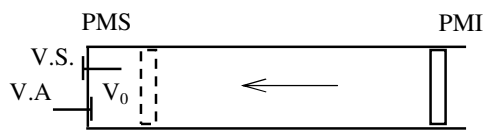


V_0 = volume di spazio morto
 V = cilindrata unitaria (di 1 cilindro)
 s = corsa stantuffo
 V.A. = valvola di aspirazione
 V.S. = valvola di scarico

Ogni tempo corrisponde a una corsa del pistone

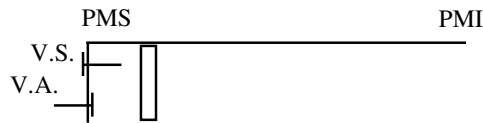
0-1 FASE DI ASPIRAZIONE (1° tempo)

Il pistone si sposta dal PMS al PMI. La V.A. si apre istantaneamente a inizio corsa del pistone e la depressione da esso generata permette l'ingresso nel cilindro della miscela (1 PARTE DI BENZINA CON 15 ÷ 19 PARTI DI ARIA). La V.A. rimane aperta per tutta la corsa e la sua chiusura avviene istantaneamente al PMI. Tale fase s'immagina avvenga a $p = p_{atm} = \text{cost.}$



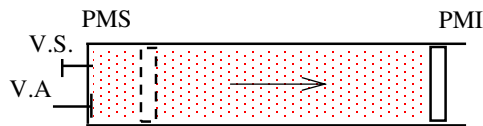
1-2 FASE DI COMPRESSIONE (2° tempo)

Il pistone si sposta dal PMI al PMS comprimendo la miscela in modo **adiabatico** fino al volume V_0 . Le valvole sono chiuse. Per evitare l'autoaccensione della miscela si limita il **rapporto di compressione** $\rho = 5 \div 10$, poiché la miscela compressa aumenta di temperatura.



2-3 FASE DI ACCENSIONE e COMBUSTIONE

Al PMS scocca la scintilla e si suppone che la combustione avvenga istantaneamente, prima che il pistone inverta la corsa, quindi a **volume costante**. I prodotti della combustione raggiungono **temperature** intorno ai **2300 °C** per un brevissimo tempo e **pressioni di 35 ÷ 45 bar**.

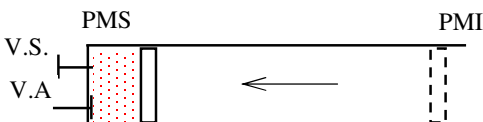


3-4 FASE DI ESPANSIONE (3° tempo)

Il pistone si sposta dal PMS al PMI spinto dall'energia dei prodotti di combustione, ottenendo così lavoro meccanico (UNICA FASE ATTIVA). L'espansione si suppone ancora **adiabatica**. I prodotti di combustione (**punto 4**) hanno **temperatura** intorno ai **1000 °C** e **PRESSIONE DI 4 ÷ 5 BAR**.

4-1 FASE DI SCARICO SPONTANEO

Al PMI si apre istantaneamente la V.S. e una parte dei prodotti della combustione si scarica, per differenza di pressione, nell'ambiente esterno. La pressione diminuisce al valore di quella atmosferica e poiché il pistone resta fermo il **volume** rimane **costante**.



1-0 FASE DI SCARICO (4° tempo)

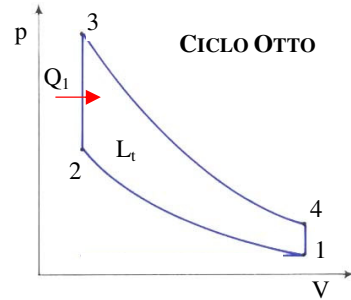
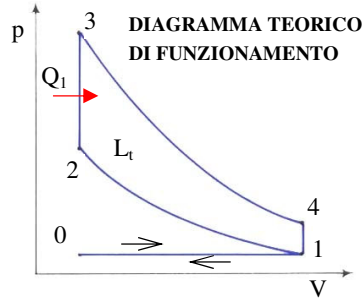
Il pistone spostandosi al PMS al PMI espelle i prodotti della combustione residui dalla V.S., alla pressione atmosferica. Alla fine di questa fase si creano le stesse condizioni iniziali sia degli organi meccanici, sia del fluido (FUNZIONAMENTO CICLICO). Ovviamente il **fluido operante viene rinnovato in ogni ciclo**.

Se mettiamo a confronto il DIAGRAMMA TEORICO DI FUNZIONAMENTO con il ciclo termodinamico OTTO

PER OGNI CICLO

L_t = lavoro teorico

$Q_1 = m_{\text{comb.}} \cdot P_{\text{ci}}$



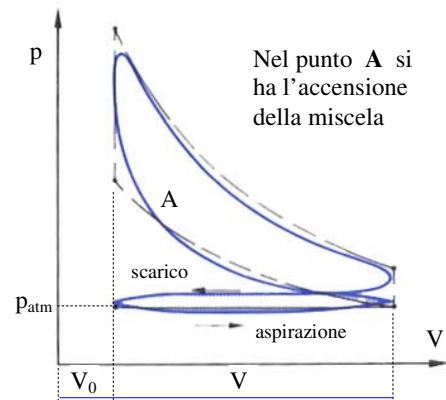
ci accorgiamo che nel **ciclo Otto mancano le fasi 0-1 e 1-0 perché non sono rappresentabili in un ciclo termodinamico, infatti esse rappresentano solo variazioni di volume del cilindro e non variazioni dello stato fisico** (cioè variazioni di p , V , T). **Però si può notare che nelle fasi 0-1 e 1-0 il lavoro complessivo è nullo.**

Pertanto il DIAGRAMMA TEORICO DI FUNZIONAMENTO È TERMODINAMICAMENTE UGUALE AL CICLO OTTO, con la conseguenza di avere gli stessi rapporti tra lavoro prodotto in un ciclo e il calore introdotto in un ciclo e quindi lo **STESSO RENDIMENTO**.

Il lavoro teorico L_t equivale all'area racchiusa nel ciclo, mentre il calore è quello introdotto nella fase 2-3 di accensione della miscela; tale calore è ottenuto dalla combustione del combustibile presente nella miscela $Q_1 = m_{\text{comb.}} \cdot P_{\text{ci}}$.

✓ *Diagramma di funzionamento reale*

È il diagramma rilevabile sperimentalmente facendo uso di un apparecchio (INDICATORE) applicato al pistone. **L'indicatore rileva, istante per istante, la pressione all'interno del cilindro** e, in base alla posizione del pistone, **il volume da esso generato** all'interno del cilindro. Lo stesso strumento, attraverso un sistema di leve, disegna il diagramma; per questo motivo viene chiamato **DIAGRAMMA INDICATO**.



Messo a CONFRONTO CON IL DIAGRAMMA TEORICO (*linea tratteggiata*) presenta le seguenti differenze.

1. L'ASPIRAZIONE AVVIENE IN DEPRESSIONE per effetto delle perdite di carico che subisce il fluido nel condotto di aspirazione.
2. LA COMPRESSIONE NON È ADIABATICA sia per perdite di calore dovute alla non perfetta coibentazione del cilindro, sia per variazioni del calore specifico del fluido alle varie temperature.
3. LA COMBUSTIONE NON È ISTANTANEA anche se avviene in un piccolo intervallo di tempo. Non è più tutta a volume costante, col risultato di ottenere valori di pressione più piccoli di quelli teorici.
4. L'ESPANSIONE NON È ADIABATICA per gli stessi motivi visti per la compressione.
5. LO SCARICO DEI FUMI avviene con un anticipo di apertura della valvola di scarico e i fumi subiscono un abbassamento di pressione da $3 \div 5$ bar a circa 1,1 bar; quindi vengono espulsi dal pistone ad una pressione maggiore di quella atmosferica. La temperatura si aggira intorno ai 600 °C.

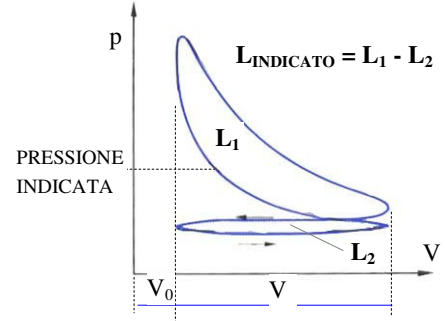
L'AREA NETTA DEL DIAGRAMMA EQUIVALE AL LAVORO INDICATO L_i ottenuto in ogni ciclo.

L'area netta è data dalla **differenza** tra l'area racchiusa nel ciclo percorso in senso orario ($L_1 = L_{\text{utile}}$) e l'area racchiusa nel ciclo percorso in senso antiorario ($L_2 = L_{\text{speso}}$)

CHIARAMENTE IL LAVORO INDICATO L_i OTTENUTO IN OGNI CICLO È INFERIORE AL LAVORO TEORICO L_t e rappresenta il **lavoro raccolto effettivamente sulla testa del pistone**.

Proiettando ogni punto del ciclo indicato sull'asse delle pressioni assolute, si può leggere, per ogni posizione occupata dallo stantuffo, il VALORE DELLA PRESSIONE REALE che in quel momento c'è all'interno del cilindro. La pressione reale è CHIAMATA PRESSIONE INDICATA.

Come si può notare tale pressione varia e anche di molto al variare della posizione dello stantuffo.



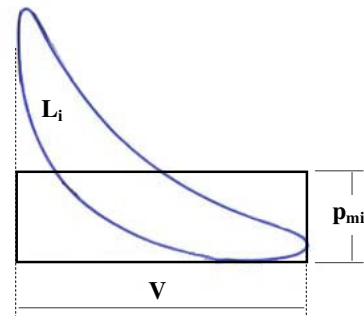
Per calcolare il lavoro indicato L_i si può pensare di SOSTITUIRE L'AREA NETTA DEL DIAGRAMMA INDICATO in quella di UN RETTANGOLO EQUIVALENTE (cioè che ha la stessa area) che ha per base il **valore della cilindrata V** e per altezza una **pressione media costante** chiamata PRESSIONE MEDIA INDICATA DEL CICLO p_{mi} .

AREA DEL CICLO = lavoro indicato = L_i

AREA RETTANGOLO = $p_{mi} \cdot V$ **equivalente all'area del ciclo**

Pertanto: $L_i = p_{mi} \cdot V$

Questo artificio ci tornerà utile nel calcolo della potenza.



Quello che segue è esattamente analogo sia per i **motori a carburazione** (OTTO) sia per quelli a **iniezione** (DIESEL). *Chiaramente è diverso il ciclo termodinamico ideale di riferimento e il ciclo indicato.*

↳ RENDIMENTI

Sappiamo che per un ciclo termodinamico ideale vale

$$\eta_t = \frac{L_{\text{CICLO}}}{Q_1} = \frac{L_t}{Q_1} \quad \text{RENDIMENTO TERMICO IDEALE}$$

Ma abbiamo visto che il DIAGRAMMA TEORICO DI FUNZIONAMENTO di un motore alternativo a combustione interna a carburazione è termodinamicamente uguale al ciclo ideale Otto; pertanto si può scrivere:

$$(\eta_t)_{\text{MOTORE}} = \eta_{\text{OTTO}} \quad \text{per motori a carburazione } \eta_t = 0,34 \div 0,46.$$

Volendo tener conto del diagramma reale di funzionamento che, come abbiamo visto, fornisce ad ogni ciclo, un lavoro indicato L_i minore di quello teorico L_t , s'introduce il COEFFICIENTE DI BONTÀ ε_b così definito

$$\varepsilon_b = \frac{L_{\text{INDICATO}}}{L_{\text{TEORICO}}} = \frac{L_i}{L_t} < 1 \quad \text{o anche} \quad \varepsilon_b = \frac{\text{AREA NETTA CICLO INDICATO}}{\text{AREA CICLO TEORICO}} < 1$$

Il prodotto $\underline{\varepsilon_b} \cdot \eta_t$ si chiama **RENDIMENTO INDICATO** η_i .

In effetti, semplificando un poco, il rendimento indicato tiene conto anche del RENDIMENTO VOLUMETRICO λ_v inteso come GRADO DI RIEMPIMENTO DEL CILINDRO operatore:

$$\lambda_v = \frac{\text{massa di miscela effettivamente introdotta nel cilindro}}{\text{massa di un volume di miscela pari alla cilindrata nelle condizioni } t = 15^\circ\text{C, } p = 1 \text{ bar}} = \frac{M_e}{M}$$

Il RENDIMENTO INDICATO espresso in funzione del LAVORO INDICATO ottenuto in un ciclo e del CALORE IMMESSO (o **speso**) nello stesso ciclo, si può scrivere:

$$\eta_i = \varepsilon_b \cdot \eta_t = \frac{L_i}{L_t} \cdot \frac{L_t}{Q_1} = \frac{L_i}{Q_1} \quad \text{da cui si calcola}$$

$$\underline{\underline{L_i = \eta_i \cdot Q_1}}$$

LAVORO INDICATO, cioè il lavoro (**frazione del calore immesso**)

che viene RACCOLTO SULLA TESTA DEL PISTONE.

Il LAVORO EFFETTIVO DISPONIBILE ALL'ALBERO MOTORE L_e è inferiore al lavoro indicato L_i per le **resistenze passive** negli organi di trasmissione del meccanismo biella-manovella (stantuffo, anelli elastici, perni, ...) e per le **perdite dovute al lavoro occorrente per azionare gli organi ausiliari** (organi di distribuzione, pompe: acqua, olio, carburante, alternatore, ventilatore, ...). Di queste perdite se ne tiene conto attraverso il RENDIMENTO MECCANICO (o meglio **organico**) η_m

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} = \frac{L_{\text{EFFETTIVO}}}{L_{\text{INDICATO}}} \quad \text{RENDIMENTO MECCANICO} \quad \eta_m = 0,65 \div 0,85$$

Il RENDIMENTO GLOBALE η_g di un **motore a combustione interna** vale

$$\underline{\underline{\eta_g = \eta_i \cdot \eta_m = \varepsilon_b \cdot \eta_t \cdot \eta_m}} \quad \text{o in funzione dei lavori} \quad \eta_g = \frac{L_i}{Q_1} \cdot \frac{L_e}{L_i} = \frac{L_e}{Q_1}$$

Si riportano i valori orientativi del rendimento globali: $\eta_g = \begin{cases} 0,165 \div 0,295 & \text{per Otto 4 tempi} \\ 0,23 \div 0,28 & \text{per Diesel 4 tempi} \end{cases}$

Il LAVORO EFFETTIVO OTTENUTO ALL'ALBERO quando s'introduce, per ogni ciclo, la quantità di calore $Q_1 = m_{\text{comb.}} \cdot Pci$ vale : $\underline{\underline{L_e = \eta_g \cdot Q_1}}$

↳ CONSUMI

Il giudizio su un motore viene dato, più che sul rendimento globale, sul CONSUMO SPECIFICO DI COMBUSTIBILE q_b definito come segue:

IL CONSUMO SPECIFICO DI COMBUSTIBILE È LA MASSA DI COMBUSTIBILE CHE PRODUCE LA QUANTITÀ DI CALORE NECESSARIA PER OTTENERE IL LAVORO EFFETTIVO DI 1J

Quindi $q_b = m_c$ se $L_e = 1 J$

Vediamo come lo si può esprimere. Dalla definizione di rendimento globale

$$\eta_g = \frac{L_e}{Q_1} = \frac{L_e}{m_c \cdot Pci} \quad \text{ma se } L_e = 1 \text{ si ha } m_c = q_b \quad \Rightarrow \quad \eta_g = \frac{1}{q_b \cdot Pci}$$

quindi: CONSUMO SPECIFICO DI COMBUSTIBILE = $\underline{\underline{q_b = \frac{1}{\eta_g \cdot Pci} \left(\frac{kg}{J} \right)}}$ con Pci in $\left(\frac{J}{kg} \right)$

Il consumo specifico si usa esprimerlo non in $\left(\frac{\text{kg}}{\text{J}}\right)$ ma in $\left(\frac{\text{kg}}{\text{kW}\cdot\text{h}}\right)$; per passare dall'una all'altra unità di misura l'equivalenza è la seguente:

$$1 \frac{\text{kg}}{\text{kW}\cdot\text{h}} = 1 \frac{\text{kg}}{\underbrace{1000\text{W}\times 3600\text{s}}_{\text{W}\cdot\text{s}=\text{J}}} = \frac{1}{3600000} \frac{\text{kg}}{\text{J}} = \frac{1}{36\times 10^5} \frac{\text{kg}}{\text{J}}$$

Valori orientativi del consumo specifico sono: $q_b = \begin{cases} 0,3 \div 0,475 \frac{\text{kg}}{\text{kW}\cdot\text{h}} & \text{per motori a carburazione} \\ 0,225 \div 0,375 \frac{\text{kg}}{\text{kW}\cdot\text{h}} & \text{per Diesel 4 tempi} \end{cases}$

Dall'unità di misura di q_b $\left(\frac{\text{kg}}{\text{kW}\cdot\text{h}}\right)$ si capisce che il CONSUMO SPECIFICO rappresenta anche la MASSA ORARIA DI COMBUSTIBILE necessaria per ottenere 1 kW di POTENZA EFFETTIVA, infatti:

$$\frac{\text{kg}}{\text{kW}\cdot\text{h}} = \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot \frac{1}{\text{kW}} \text{ dove } \begin{cases} \frac{\text{kg}}{\text{h}} & \text{è l'unità di misura di un consumo orario di combustibile} \\ \frac{1}{\text{kW}} & \text{è l'inverso dell'unità di misura di una potenza} \end{cases}$$

Pertanto chiamando con G_h il CONSUMO ORARIO DI COMBUSTIBILE si può scrivere:

$$q_b = \frac{G_h}{P_e} = \frac{\text{consumo orario di combustibile}}{\text{potenza effettiva}} \xrightarrow{\text{da cui si calcola}} G_h = q_b \cdot P_e \quad \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)$$

↳ POTENZA

Per definizione è data dal rapporto $\frac{\text{Lavoro}}{\text{Tempo}}$ dove il lavoro è quello EFFETTIVO ottenuto in un ciclo e il tempo è quello necessario per eseguirlo.

Abbiamo visto che il lavoro indicato si può scrivere come $L_i = p_{mi} \cdot V$ e dalla definizione di rendimento meccanico si può calcolare il lavoro effettivo fatto in un ciclo:

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} \xrightarrow{\text{da cui si calcola}} L_e = \eta_m \cdot L_i = \underbrace{\eta_m \cdot p_{mi}}_{p_{me}} \cdot V = p_{me} \cdot V \quad \text{con } p_{me} = \text{pressione media effettiva}$$

Allo stesso risultato si può pervenire partendo dalla definizione di lavoro

$$L_e = \underbrace{F_e}_{\text{forza sulla testa del pistone}} \cdot \underbrace{s}_{\text{corsa del pistone}} = \underbrace{p_{me}}_{\text{pressione media effettiva sulla testa del pistone}} \cdot \underbrace{\frac{\pi \cdot D^2}{4}}_{\text{cilindrata}} \cdot s = p_{me} \cdot V$$

Valori orientativi della p_{me} sono: $p_{me} = \begin{cases} 6 \div 10 \text{ bar} & \text{motori a carburazione per autoveicoli} \\ 5 \div 7,5 \text{ bar} & \text{motori Diesel per autoveicoli} \end{cases}$

Dalla definizione di potenza si calcola la POTENZA EFFETTIVA P_e che eroga un motore:

$$P_e = \frac{L_e \text{ in 1 ciclo}}{\text{Tempo per fare 1 ciclo}} = \frac{L_e}{t} \quad \text{o anche } P_e = L_e \cdot f \quad \text{essendo } \frac{1}{t} = f \text{ FREQUENZA}$$

La FREQUENZA è uguale al NUMERO DI CICLI AL SECONDO CHE FA LA MACCHINA; se n è il numero di giri al minuto dell'albero motore, uguale al numero di giri della manovella:

$$\text{se } n \text{ sono i } \frac{\text{giri}}{\text{min}} \Rightarrow \frac{n}{60} \text{ sono i } \frac{\text{giri}}{\text{s}}$$

Per determinare i $\frac{\text{cicli}}{\text{secondo}}$ occorre distinguere tra

- MOTORI A 4 TEMPI che compiono **1 ciclo ogni 2 giri dell'albero motore**

$$\text{quindi} \quad f = \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{2} \quad \left(\frac{\text{cicli}}{s} \right)$$

- MOTORI A 2 TEMPI che compiono **1 ciclo ogni 1 giro dell'albero motore**

$$\text{quindi} \quad f = \frac{n}{60} \quad \left(\frac{\text{cicli}}{s} \right)$$

Chiamando con τ il numero dei tempi del motore, la frequenza si può esprimere con la seguente unica relazione

$$f = \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{\tau} \quad \left(\frac{\text{cicli}}{s} \right) \quad \text{inf atti per} \quad \begin{cases} \tau = 4 \Rightarrow f = \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{2} \\ \tau = 2 \Rightarrow f = \frac{n}{60} \end{cases} \quad \text{come visto prima}$$

Pertanto nel caso di **motore monocilindrico** la POTENZA EFFETTIVA ALL'ALBERO MOTORE vale:

$$P_e = L_e \cdot f = \eta_m \cdot p_{mi} \cdot V \cdot f = \eta_m \cdot p_{mi} \cdot V \cdot \frac{n}{60 \cdot \frac{\tau}{2}} \quad (W) \quad \text{o anche ricordando che } \eta_m \cdot p_{mi} = p_{me}$$

$$P_e = p_{me} \cdot V \cdot \frac{n}{60 \cdot \frac{\tau}{2}} \quad (W)$$

Per un **motore pluricilindrico** con "z" cilindri la POTENZA EFFETTIVA ALL'ALBERO vale:

$$P_e = \eta_m \cdot p_{mi} \cdot V \cdot \frac{z \cdot n}{60 \cdot \frac{\tau}{2}} \quad (W) \quad \text{o anche} \quad P_e = \eta_m \cdot p_{mi} \cdot V \cdot \frac{z \cdot n}{1000 \cdot 60 \cdot \frac{\tau}{2}} \quad (kW)$$

o utilizzando la pressione media effettiva

$$P_e = p_{me} \cdot V \cdot \frac{z \cdot n}{60 \cdot \frac{\tau}{2}} \quad (W) \quad \text{o anche} \quad P_e = p_{me} \cdot V \cdot \frac{z \cdot n}{1000 \cdot 60 \cdot \frac{\tau}{2}} \quad (kW)$$

La potenza effettiva può essere espressa anche in funzione del MOMENTO MOTORE o COPPIA C.

Dalla definizione di potenza per il moto rotatorio

$$P_e = C \cdot \omega \quad \text{con} \quad \begin{cases} C \text{ (N} \cdot \text{m) coppia motrice} \\ \omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} \left(\frac{\text{rad}}{s} \right) \text{ velocità angolare dell'albero, } \left(n \text{ in } \frac{\text{giri}}{\text{min}} \right) \end{cases}$$

$$P_e = C \cdot \omega = C \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{C \cdot n}{\frac{60}{2\pi}} = \frac{C \cdot n}{9,549} \quad (W) \quad \text{o anche} \quad P_e = \frac{C \cdot n}{9549} \quad (kW)$$

Il valore della coppia è variabile durante un giro dell'albero motore, pertanto con C è da intendersi IL VALORE MEDIO.

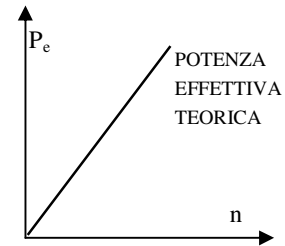
↳ CURVE CARATTERISTICHE DI UN MOTORE

Sono i diagrammi che indicano le VARIAZIONI DI POTENZA, COPPIA MOTRICE e CONSUMO SPECIFICO DI COMBUSTIBILE **in funzione del numero di giri del motore.**

LA CURVA DELLA POTENZA È RICAVALATA SPERIMENTALMENTE con il motore al banco, misurando direttamente (con un contagiri e un freno applicato all'albero) il numero di giri e il valore della coppia IN CONDIZIONE DI MASSIMA AMMISSIONE.

Dall'espressione della potenza effettiva risulta P_e direttamente proporzionale a n ; in realtà le cose vanno diversamente a causa dei vari rendimenti, PRIMO FRA TUTTI QUELLO VOLUMETRICO, che assumono valori diversi al variare del numero di giri.

L'andamento teorico della potenza effettiva sarebbe quello rappresentato in figura se i valori dei vari rendimenti si mantenessero costanti per qualsiasi valore di n .

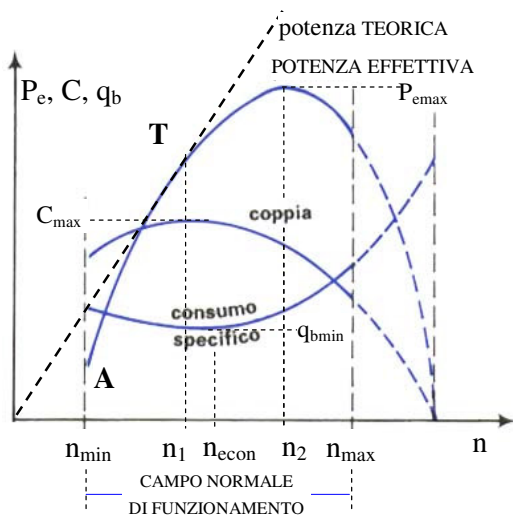


Ricordiamo che il rendimento volumetrico λ_v è il rapporto tra la massa di fluido effettivamente introdotta nel cilindro e quella teorica corrispondente al completo riempimento del cilindro nelle condizioni standard ($p = 1 \text{ atm}$, $t = 15^\circ\text{C}$).

✓ λ_v **diminuisce all'incirca col quadrato del numero di giri**, perché all'aumentare di questi corrisponde una riduzione del tempo di apertura della valvola di aspirazione e un incremento di tutti i fattori negativi che contrastano l'afflusso del fluido nel cilindro (inerzia al moto, strozzamento attraverso le valvole, perdite nei condotti). **La diminuzione di λ_v provoca una diminuzione del rendimento indicato η_i .**

✓ Il rendimento meccanico η_m **diminuisce pure col quadrato del numero di giri.**

Pertanto la POTENZA EFFETTIVA RILEVATA SI DISCOSTA DA QUELLA TEORICA: **non ha più andamento rettilineo, presenta un massimo** e oltre tale valore si ha **una brusca diminuzione** dei valori causate da forti diminuzioni dei rendimenti meccanico e soprattutto volumetrico.



In figura sono riportate, in funzione del numero di giri, le curve della POTENZA (P_e) della COPPIA MOTRICE (C) e del CONSUMO SPECIFICO DI COMBUSTIBILE (q_b).

I valori delle tre grandezze riportate sull'asse verticale non sono nella stessa scala.

➤ Curva della potenza

Nel primo tratto AT cresce all'incirca proporzionalmente col numero di giri, successivamente l'aumento diventa meno sensibile con l'aumentare di n , raggiunge un massimo in corrispondenza di n_2 , quindi decresce sempre più rapidamente con l'aumentare di n per i motivi visti prima (riduzione dei rendimenti). Il punto A rappresenta il limite al di sotto del quale il motore si arresta: la potenza sviluppata da motore prima del punto A serve solo a vincere le resistenze passive.

➤ **Curva della coppia motrice**

- ✓ **AUMENTA** dal numero di giri n_{\min} fino al valore n_1 ; in corrispondenza di n_1 sulla verticale passante per il punto T raggiunge il valore massimo. Infatti $C = \frac{9549 \cdot P_e}{n}$ **AUMENTA**

perché P_e cresce più rapidamente di n , quindi il rapporto $\frac{P_e}{n}$ *aumenta per $n < n_1$*

- ✓ Il valore della coppia $C = \frac{9549 \cdot P_e}{n}$ **DIMINUISCE** perché P_e cresce meno rapidamente di n , quindi il rapporto $\frac{P_e}{n}$ *diminuisce per $n > n_1$*

➤ **Curva del consumo specifico di combustibile**

Analizzando l'espressione $q_b = \frac{G_h}{P_e} = \frac{G_h \cdot 9549}{C \cdot n}$ si deduce che

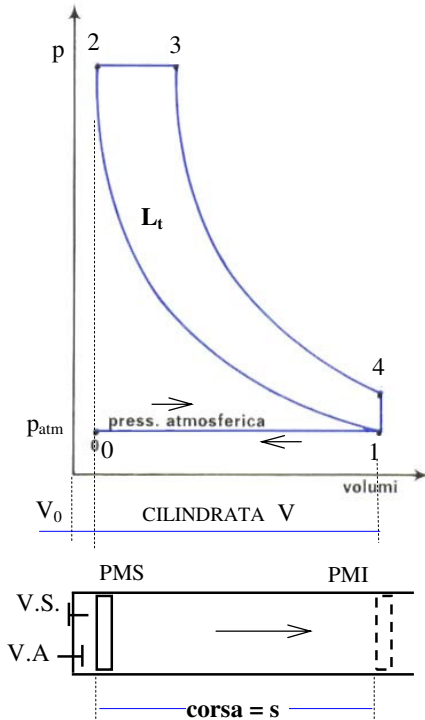
- ✓ q_b **DIMINUISCE** quando $\begin{cases} C, n \text{ aumentano contemporaneamente: } \textit{TRATTO } n_{\min} - n_1 \\ \text{il prodotto } C \cdot n \text{ aumenta: } \textit{TRATTO } n_1 - n_{econ}. \end{cases}$

- ✓ q_b **AUMENTA** per $n > n_{econ}$. perché la diminuzione della coppia C non compensa l'aumento di n e quindi il prodotto $C \cdot n$ **diminuisce**

↳ DIAGRAMMI DI FUNZIONAMENTO DEL MOTORE DIESEL A 4 TEMPI

Rappresentano le VARIAZIONI DELLA PRESSIONE ASSOLUTA all'interno del cilindro, IN FUNZIONE DEL VOLUME GENERATO dal pistone durante la sua corsa.

✓ *Diagramma di funzionamento teorico*



V_0 = volume di spazio morto
 V = cilindrata unitaria (di 1 cilindro)
 s = corsa stantuffo
 V.A. = valvola di aspirazione
 V.S. = valvola di scarico

Ogni tempo corrisponde a una corsa del pistone

0-1 FASE DI ASPIRAZIONE (1° tempo)

Il pistone si sposta dal PMS al PMI aspirando SOLO ARIA, attraverso la V.A., dall'ambiente esterno. Idealmente si suppone un'apertura istantanea della V.A. e l'**aspirazione a pressione costante** $p = p_{atm}$

1-2 FASE DI COMPRESSIONE (2° tempo)

Quando il pistone raggiunge il PMI, istantaneamente si chiude la V.A. e, a **valvole chiuse**, nella corsa di ritorno verso il PMS, il pistone **comprime l'aria** fino a **30 ÷ 50 bar** elevando la temperatura fino a **800 ÷ 900 °C** (pressione e temperatura possono essere così elevate perché l'aria è un gas inerte: **non come la miscela carburata**). Idealmente la **compressione si assume adiabatica**. Il RAPPORTO DI COMPRESSIONE È PIÙ ELEVATO rispetto ai motori a carburazione (**non esiste il pericolo DELL'AUTOACCENSIONE**); valori usuali del rapporto di compressione sono: **$\rho = 13 \div 22$ bar**.

2-3 FASE DI INIEZIONE e COMBUSTIONE (**non è un tempo**)

Il pistone ha raggiunto il PMS e l'**ARIA compressa e ad elevata temperatura occupa il volume di combustione V_0** . A questo punto viene **iniettato il combustibile** (gasolio) che spinto dalla pompa d'iniezione, percorre l'iniettore; in questo il gasolio viene polverizzato e **immesso ad elevata pressione** variabile da 150 a 500 bar (più grande di quella esistente all'interno del cilindro) all'interno del cilindro. Il contatto con l'aria calda ne provoca L'ACCENSIONE SPONTANEA. La **combustione non è istantanea**, perché l'iniezione continua per un certo tempo durante il quale lo stantuffo comincia la fase discendente ($V_2 \rightarrow V_3$). Teoricamente si suppone che l'incremento di pressione prodotto dai gas di combustione venga compensato dall'aumento di volume generato dal moto discendente del pistone, così da ritenere questa fase a **pressione costante**. A fine combustione la temperatura raggiunge, per poco tempo, valori di 2000 °C e più.

Le successive fasi 3-4 DI ESPANSIONE (3° tempo), 4-1 ISOMETRICA e 1-0 DI SCARICO (4° tempo) sono del tutto simili a quelle descritte per i motori a carburazione a 4 tempi.

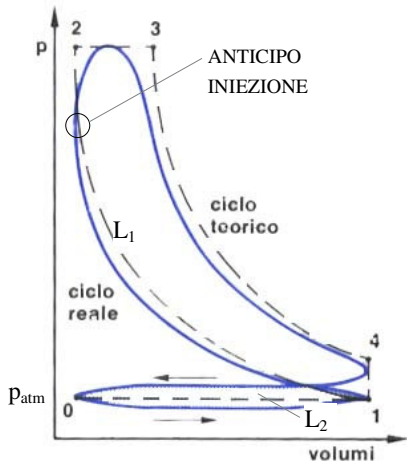
Il lavoro teorico L_t ottenibile in ogni ciclo è pari all'area racchiusa dal ciclo.

Il **diagramma di funzionamento teorico del motore ad accensione spontanea**, a meno delle fasi di aspirazione e di scarico che comunque non sono trasformazioni termodinamiche, è **termodinamicamente simile al ciclo Diesel**, pertanto i rendimenti sono uguali e assume il valore

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{\beta^k - 1}{\beta - 1} \cdot \frac{1}{\rho^{k-1}} \quad \text{RENDIMENTO TERMICO IDEALE}$$

✓ *Diagramma di funzionamento reale (CICLO INDICATO)*

Viene RILEVATO, come per i motori a carburazione, con un INDICATORE e mostra al variare della posizione del pistone la pressione all'interno del cilindro.



In figura sono messi a **confronto** il diagramma di funzionamento teorico (linea tratteggiata) con quello reale.

Si nota che il ciclo reale è composto da due cicli percorsi in sensi opposti, antiorario e quindi con spesa di lavoro, il ciclo formato dalle fasi di aspirazione e scarico.

Il LAVORO INDICATO, cioè quello **RACCOLTO SULLA TESTA DEL PISTONE**, è rappresentato dall'area netta tra i due cicli; tale lavoro risulta naturalmente minore del lavoro L_t ottenibile col diagramma di funzionamento ideale.

$$L_{\text{INDICATO}} = L_i = L_1 - L_2 \quad \text{ovviamente} \quad L_i < L_t$$

Le differenze con il ciclo ideale sono dovute alle stesse cause viste per i motori a carburazione.

Il LAVORO EFFETTIVO, cioè quello **RACCOLTO ALL'ALBERO MOTORE** è minore del lavoro indicato: da quest'ultimo si deve detrarre sia il lavoro perduto per resistenze passive, sia il lavoro per azionare tutti gli apparati ausiliari del motore. DI TUTTO QUESTO SE NE TIENE CONTO ATTRAVERSO IL RENDIMENTO MECCANICO η_m (o meglio ORGANICO). Pertanto

$$L_{\text{EFFETTIVO}} = L_e = \eta_m \cdot L_i \quad \text{con} \quad L_e < L_i$$

I motori Diesel hanno REGIMI DI ROTAZIONE **NON MOLTO ELEVATI** a causa del tempo occorrente per l'iniezione; vengono classificati in

MOTORI DIESEL LENTI quando $n = 500 \div 1000 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$; questi motori sono utilizzati per installazioni fisse (navi, alternatori)

MOTORI DIESEL VELOCI quando $n = 2500 \div 4000 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$; questi motori sono utilizzati per autotrazione

Per motori Diesel il RENDIMENTO GLOBALE assume i seguenti valori orientativi

$$\eta_g = 25 \div 35\% \quad \text{e valori anche più elevati per i motori lenti}$$