

MOTORI ENDOTERMICI

di Ezio Fornero

Nei motori endotermici (m.e.t.) l'energia termica è prodotta mediante combustione di sostanze liquide o gassose, generalmente dette carburanti. Si tratta di motori a combustione interna, dato che il combustibile (benzina o gasolio) viene bruciato all'interno del fluido motore, in modo che questo si trasforma durante ogni ciclo di funzionamento.

[Invece, nei motori a combustione esterna (motori a vapore, turbine a gas a ciclo chiuso), il calore viene sviluppato in una caldaia che funge da sorgente calda, e trasmesso al fluido operante attraverso le sue pareti].

Quindi nei m.e.t. il fluido operante non rimane lo stesso durante ogni ciclo di funzionamento, e dato che la combustione è una trasformazione altamente irreversibile, esso deve essere rinnovato ad ogni ciclo di funzionamento.

Il motore di un comune automezzo è un motore *alternativo*; ciò significa che è azionato da pistoni spinti dal fluido in espansione i quali, scorrendo a contatto delle pareti interne dei cilindri, trasmettono mediante bielle il loro moto rettilineo alternato all'albero motore, che a sua volta imprime il suo moto rotatorio agli organi della trasmissione (frizione, cambio, differenziale...) fino alle ruote motrici. I pistoni (e i cilindri) possono essere 2, 4, 8 e – in teoria – anche di più. Inoltre, si distinguono motori AS (accensione a scintilla) e motori AC (accensione a compressione). I primi usano come carburante la cosiddetta benzina, e sono detti così perché la combustione è prodotta da una scintilla che, al momento opportuno, viene fatta scoccare tra gli elettrodi della candela. Nei motori AC – detti genericamente Diesel – invece l'accensione della miscela di aria e carburante avviene a causa dell'elevata temperatura raggiunta dal fluido, ottenuta dalla forte compressione prodotta durante la corsa ascendente del pistone.

Le realizzazioni tecniche dei m.e.t. sono molto varie; qui ci occupiamo del cosiddetto *motore a 4 tempi*, il cui ciclo termodinamico va sotto il nome di *Ciclo Otto* se è AS, *Ciclo Diesel* se è AC.

In entrambi i tipi, i pistoni scorrono all'interno dei rispettivi cilindri. La base superiore del cilindro è detta *testata*; il punto della corsa del pistone prossimo alla testata è detto punto morto superiore (PMS), il punto più lontano punto morto inferiore (PMI). I punti estremi della corsa si chiamano così perché, essendo punti di inversione del moto, in essi il pistone si arresta. Il volume compreso tra il PMS e la testata costituisce la camera di combustione. Il cilindro comunica con l'esterno attraverso la valvola di aspirazione, attraverso la quale al momento opportuno viene introdotto il fluido operante (in pratica, l'aria), e la valvola di scarico, che sono poste da parti opposte in prossimità della testata. Nella testata dei motori AS, vi sono le candele per produrre la scintilla che farà bruciare il fluido (questo è, prima della combustione, costituito da una miscela di aria e di carburante polverizzato; dopo, da una miscela di aria e di prodotti della combustione. Volendo fare un calcolo preciso del funzionamento del ciclo termodinamico, si dovrebbe tener conto della differente composizione chimica dei due fluidi – per es., vi è una variazione di calore specifico; tuttavia, in prima approssimazione, si ragiona come se il fluido fosse aria).

L'apertura e la chiusura delle valvole è comandata dalla rotazione dell'albero motore, come anche l'accensione delle candele nel motore Otto.

I 4 tempi sono le quattro corse del pistone, che corrispondono, dal punto di vista meccanico, a due giri dell'albero motore, e da quello termodinamico a sei fasi costituenti un singolo ciclo. Infatti, dal punto di vista meccanico non si tiene conto dei punti morti; però, questi ultimi sono rilevanti sotto l'aspetto

termodinamico, e quindi le fasi termodinamiche del ciclo sono in realtà sei. Se il motore è un 4 cilindri (8 valvole), ogni pistone si troverà in un tempo diverso.

Vediamo ora il funzionamento del ciclo Otto.

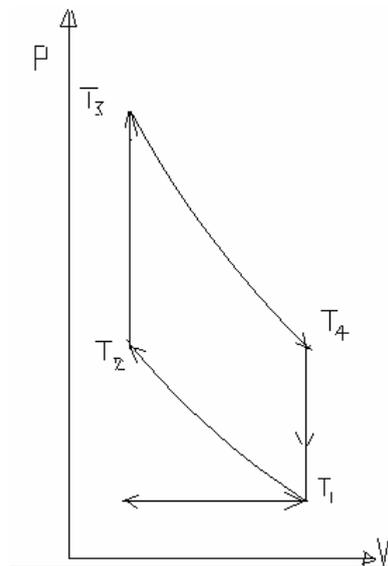
Possiamo incominciare con la fase di *aspirazione* (valvola di aspirazione aperta, valvola di scarico chiusa). All'inizio, il pistone si trova in prossimità del PMS e viene trascinato verso il basso dal moto dell'albero motore; il rapido aumento del volume tra la superficie superiore del pistone e la testata provoca una depressione, che viene compensata dall'immissione di aria attraverso la valvola di aspirazione, che si apre non appena inizia la corsa discendente del pistone. [volendo essere precisi, nei motori a *carburazione* entra la miscela di aria e carburante, preparata appunto dal carburatore; attualmente si preferisce iniettare il carburante in una fase successiva direttamente nella camera di combustione e si parla di motori a *iniezione*]. Dato che il fluido proviene dall'esterno, la sua pressione è approssimativamente quella atmosferica. Ammettendo che resti idealmente costante durante tutta la fase di aspirazione, questa deve considerarsi una espansione *isobara* a bassa temperatura, con incremento del numero di moli e del volume. Superato il PMI, la valvola di aspirazione si chiude (quella di scarico lo era già) confinando il fluido tra il pistone e la testata. Incomincia quindi la fase di *compressione*, che – essendo il moto rotatorio dell'albero motore assai veloce – è molto rapida. Dato che in breve tempo lo scambio termico tra il fluido compresso e le superfici del cilindro e del pistone deve essere molto piccolo, questa fase può idealmente essere considerata una compressione *adiabatica* nella quale – per il primo principio – il lavoro di compressione viene trasformato in energia interna. Quindi il fluido si riscalda fino a quando il pistone non si approssima al PMS. Con un lieve *anticipo* rispetto al PMS, la candela fa passare la scintilla che innesca la combustione del fluido; questa fa aumentare improvvisamente la T e la P in prossimità del PMS, quindi può idealmente essere considerata una *isocora* di volume minimo, durante la quale T e P raggiungono i valori massimi del ciclo. Questa è una delle fasi termodinamiche che non corrispondono a un tempo meccanico separato. Il pistone viene spinto violentemente verso il basso, ovviamente con entrambe le valvole chiuse, e si ha di nuovo un' *adiabatica* nella quale espandendosi il fluido trasferisce lavoro al pistone e quindi all'albero motore a spese della grande energia interna acquistata durante la combustione.

Questa è l'unica fase *attiva* di tutto il ciclo. Quindi, di tutti i pistoni in azione, solo uno su quattro produce lavoro utile in ogni istante. La T e la P scendono molto rapidamente finché il pistone non raggiunge di nuovo il PMI.

L'arresto del pistone (non considerato un tempo meccanico) deve essere invece valutato sotto l'aspetto termodinamico, in quanto – a causa del rallentamento e dell'arresto della velocità – ha una certa durata, lungo la quale del calore passa dal fluido (più caldo delle superfici con le quali è in contatto) alle parti meccaniche. Questo calore quindi è inutilizzato e fa parte del calore complessivamente ceduto alla sorgente fredda (in pratica, l'atmosfera esterna) attraverso le strutture meccaniche del motore. Si ha quindi una *isocora* di raffreddamento, al termine della quale, *idealmente*, la temperatura del fluido è uguale a quella di immissione (questa approssimazione è grossolana e va corretta, se si vuole un calcolo sufficientemente preciso degli scambi termici effettivamente in gioco).

A questo punto, si apre la valvola di scarico (quella di aspirazione deve restare chiusa) e il pistone risalendo verso il PMS espelle il fluido, sotto forma di gas di scarico. Si assume che la pressione sia quella atmosferica e resti costante (idealmente, questa fase è simmetrica di quella di aspirazione, anzi è la sua inversione, quindi in un diagramma $V - P$ del ciclo le è sovrapposta esattamente). Quando il pistone raggiunge il PMS la valvola di scarico si chiude e incomincia un nuovo ciclo, ovviamente identico al precedente.

Il ciclo Otto *ideale* è rappresentato nel grafico V - P nel modo seguente:



Il ciclo in senso stretto è costituito dalle due adiabatiche e isocore, ma fisicamente inizia con l'aspirazione (l'isobara di espansione iniziale) durante la quale viene immessa la miscela nella camera di combustione. Segue la compressione adiabatica, l'isocora al PMS, l'accensione, l'espansione adiabatica e l'isocora del PMI. Infine, l'isobara di scarico.

Detto Q_a il "calore assorbito" dal fluido durante la combustione (il processo di combustione è equiparato ad una sorgente termica) e Q_c la somma dei calori ceduti all'esterno durante tutto lo svolgersi del ciclo, il rendimento η è dato dall'espressione

$$\eta = \frac{Q_a - Q_c}{Q_a}$$

(Q_c è preso positivo, secondo le convenzioni di calcolo dei rendimenti).

I calori scambiati nelle singole fasi possono essere facilmente dedotti dai calori specifici e dalle temperature "di vertice" del ciclo. Indicando con T_1 T_2 T_3 T_4 le temp. rispettivamente all'inizio della fase di compressione, alla fine di questa fase, la massima T raggiunta e la T alla fine della fase di espansione, si ha:
 $Q_a = C_v(T_3 - T_2)$ perché tutto il calore fornito viene dalla isocora - C_v è la cap. termica del fluido a volume costante;

$Q_c = C_v(T_4 - T_1)$ perché il calore viene ceduto all'esterno idealmente solo nella isocora di raffreddamento (in realtà, una certa quantità di Q viene disperso durante la fase di combustione e di espansione, ma trattandosi di componenti irreversibili vengono trascurate durante l'analisi del ciclo teorico).

Perciò si ottiene

$$\eta = \frac{C_v(T_3 - T_2) - C_v(T_4 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Questo risultato presuppone che il fluido ceda calore solo durante l'isocora di raffreddamento.

Si può dimostrare che, supponendo adiabatiche la compressione e la successiva espansione, vale la relazione

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

Scrivendo il rendimento nella forma

$$1 - \frac{T_1}{T_2} \left(\frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \right)$$

si può semplificare e si ottiene infine la *formula del rendimento ideale*

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

T_1 e T_2 sono le temperature all'inizio e alla fine della compressione di riscaldamento. Questo risultato può sembrare strano, perché non coinvolge la T massima raggiunta e quindi esclude la quantità di calore sviluppata durante la combustione. In effetti, la differenza tra T_3 e T_2 determina la potenza (quantità di energia che il motore riesce a fornire nel tempo di un ciclo) e non il rendimento.

Una analisi completa del rendimento ideale porta alla formula

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

nella quale ρ (di solito compreso tra 6 e 10 nei motori che funzionano secondo il ciclo Otto) indica il *rapporto di compressione*, cioè il rapporto tra il volume massimo compreso tra la base superiore del pistone e la testata, e il volume della camera di combustione, cioè tra il V_{\max} a disposizione del fluido e quello minimo, e k è il rapporto tra i calori specifici del fluido a pressione costante e a volume costante, cioè $k = \frac{c_p}{c_v}$. Questo rapporto è caratteristico del fluido gassoso (dipende essenzialmente dal fatto

che sia monoatomico, biatomico, triatomico o poliatomico) e – nel caso dell'aria – è approssimativamente uguale a 1.4. Ovviamente, anche in questo caso un calcolo preciso dovrebbe tener conto della combustione e del fatto che le fasi del ciclo non sono adiabatiche perfette.

Un esempio (teorico) potrebbe essere il seguente:

la pressione durante l'aspirazione e lo scarico del fluido è quella atmosferica;

$T_1 = 350$ K (tenendo conto del riscaldamento delle parti meccaniche quando il motore è a regime);

$T_2 = 670$ K con $P = 9.5$ kg/cm²;

$T_3 = 4720$ K con $P = 67$ kg/cm²; (*)

$T_4 = 2460$ K con $P = 7.06$ kg/cm²

(*) questo valore è molto maggiore di quello effettivamente raggiunto, che grosso modo è la metà di quello teorico. Ovviamente, anche gli altri valori effettivi delle pressioni e temperature sono inferiori a quelli teorici.

In questo caso, il rendimento sarebbe uguale a 0.475, cioè al 47.5%. Quasi la metà del calore di combustione verrebbe convertita in lavoro utile.

Se si considerano i diversi fattori che implicano una caduta del rendimento reale rispetto a quello teorico, si trova che il rendimento effettivo varia da c.ca il 27% per un $\rho = 4$ a c.ca il 38% con $\rho = 8$.

La *potenza* è calcolabile come rapporto tra il lavoro L prodotto in un singolo ciclo termico, e il tempo T in cui il ciclo si compie. Poiché 1 ciclo = 2 giri, se il motore fa N giri al minuto, T in sec. = $\frac{2}{N} 60 = \frac{120}{N}$.

Per il lavoro svolto in un ciclo, si calcola la *pressione media durante il ciclo* (p) e la si moltiplica per il volume V descritto da un pistone durante una corsa. Dato che durante l'intero ciclo tutti i pistoni contribuiscono uno alla volta alla produzione del lavoro L , questo sarà dato da (lavoro di un pistone) x (numero dei pistoni) e quindi, se il motore ha n cilindri, da

$$L = (nV) p$$

Il prodotto nV è detto *cilindrata* C .

Quindi la potenza W (in watt) è data da

$$W = \frac{CpN}{120}$$

La cilindrata è espressa di solito in cm^3 e quindi, trasformata in m^3 va moltiplicata per 10^{-6} . Inoltre 1 atm di pressione = c.ca 10^5 N/m^2 . Tenendo conto dei fattori di conversione, la potenza misurata in kW è data da

$$W_{\text{kW}} = \frac{CpN}{120} \times 10^{-4}$$

N in giri/min

C in cm^3

p in atm.

Per esempio, ipotizzando 3000 giri/min, una p di 10 atm e $C = 1000 \text{ cm}^3$, si avrebbe una potenza di $25 \text{ kW} = (25) \times (1000)/735 = 34 \text{ CV}$ (1 CV = cavallo-vapore = c.ca 735 watt).