

## 8 Motori Alternativi a Combustione Interna

### 8.1 Introduzione

I motori a combustione interna derivano il loro nome dal fatto che la trasformazione dell'energia dalla forma chimica (forma in cui è contenuta nel combustibile) alla forma termica attraverso il processo di combustione ha luogo all'interno del motore stesso, e non all'esterno in appositi organi come caldaie e bruciatori. Inoltre il termine a “combustione interna” sta ad indicare che la combustione avviene all'interno del fluido motore medesimo. In base alla definizione sopra riportata, anche le turbine a gas apparterrebbero, a rigore, alla categoria dei motori a combustione interna: tuttavia, è convenzione diffusa e pressoché universalmente accettata includere in tale categoria i soli motori volumetrici, tra i quali i più diffusi sono senz'altro i motori alternativi.

I motori alternativi a combustione interna (nel seguito indicati per brevità motori a *c.i.*) possono essere suddivisi in differenti categorie, facendo uso di differenti criteri di classificazione, brevemente illustrati nel seguito.

#### 1. Modalità di Accensione

In base alle modalità con cui viene avviato il processo di combustione, si possono distinguere i motori a *c.i.* in due classi:

- motori ad accensione comandata, in cui la combustione è innescata dallo scoccare di una scintilla all'interno di una miscela combustibile comburente;
- motori ad accensione per compressione, in cui il combustibile, iniettato in seno all'aria compressa all'interno del cilindro, si autoaccende spontaneamente.

I motori ad accensione comandata sono spesso anche indicati come *motori Otto* (dal nome del loro inventore), o *motori a benzina* (dal tipo di combustibile più frequentemente impiegato), mentre i motori ad accensione per compressione sono indicati come *motori Diesel* (dal nome del loro inventore).

#### 2. Durata del ciclo

In base alla durata del ciclo descritto si possono distinguere i motori a *c.i.* in:

- motori a 2 tempi, in cui è necessario un solo giro dell'albero motore (e quindi due sole corse o tempi dello stantuffo) per descrivere un intero ciclo;
- motori a 4 tempi, in cui sono necessari due giri dell'albero motore (e quindi quattro corse o tempi dello stantuffo) per descrivere un intero ciclo.

## 8.2 Principali elementi costitutivi dei motori alternativi a c.i.

I motori alternativi a combustione interna sono caratterizzati dalla presenza di una camera a volume variabile, realizzata tramite il moto alternativo di uno stantuffo all'interno di un cilindro chiuso all'estremità opposta dalla testata.

Lo stantuffo è collegato tramite una biella all'albero motore (anche detto albero a gomiti per la sua forma caratteristica) e si muove di moto alternativo tra due posizioni estreme, dette rispettivamente punto morto superiore (PMS) e punto morto inferiore (PMI), in corrispondenza delle quali il volume della camera raggiunge i valori minimo e massimo.

Il cilindro è messo in comunicazione con l'ambiente esterno da apposite valvole o luci di aspirazione e scarico, che vengono aperte ad ogni ciclo e consentono il ricambio del fluido motore: è necessario infatti immettere inizialmente all'interno della camera di combustione la carica fresca, costituita dal combustibile e dall'aria comburente prelevata dall'ambiente, ed evacuare poi al termine del ciclo i gas combusti scaricandoli nuovamente nell'ambiente. Per impedire che gli organi del motore raggiungano temperature eccessivamente elevate, è necessario asportare parte del calore che viene prodotto dalla combustione all'interno del cilindro e trasmesso alle pareti della camera di combustione. A tale scopo si può utilizzare un apposito circuito di raffreddamento, facendo circolare un liquido refrigerante in appositi canali all'interno della testata e del monoblocco (motori raffreddati ad acqua, v. [fig. 8. 1](#)), oppure dotando la superficie del cilindro e della testa di apposite alettature, e facendola investire da una corrente d'aria (motori raffreddati ad aria, v. [fig. 8. 2](#)).

Le principali grandezze geometriche ([v. fig. 8. 3](#)) che caratterizzano un motore alternativo sono pertanto le seguenti:

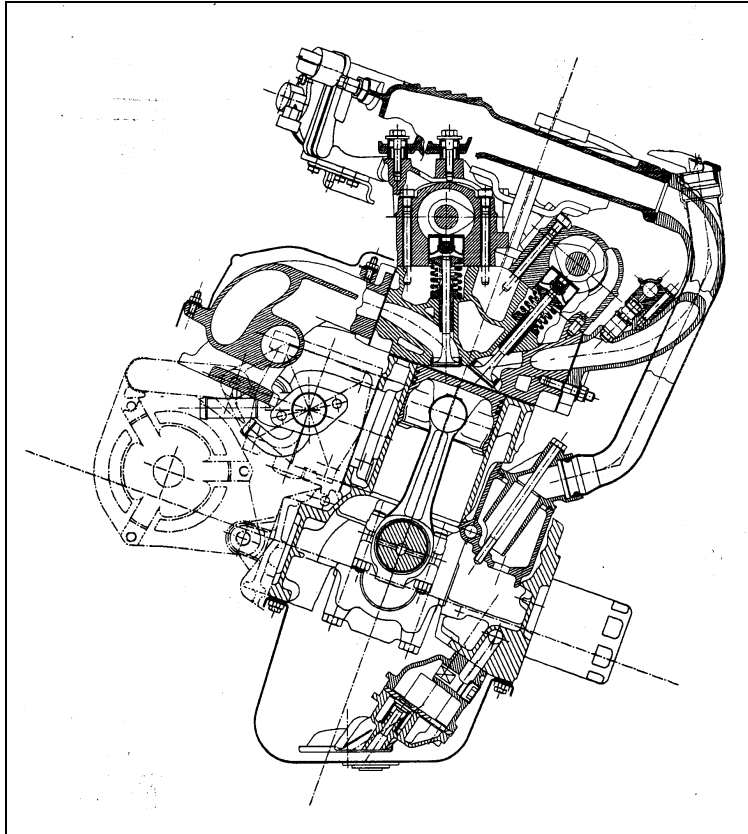
- *alesaggio d*: diametro del cilindro entro cui si muove lo stantuffo
- *corsa c*: spazio percorso dallo stantuffo nel suo moto alternativo tra le due posizioni estreme corrispondenti al PMS ed al PMI
- *cilindrata V*: differenza tra il volume massimo  $V_{max}$  della camera di combustione (raggiunto con lo stantuffo al PMI) ed il volume minimo  $V_{min}$  della camera di combustione (raggiunto con lo stantuffo al PMS):

$$V = V_{max} - V_{min} = \pi \frac{d^2}{4} c$$

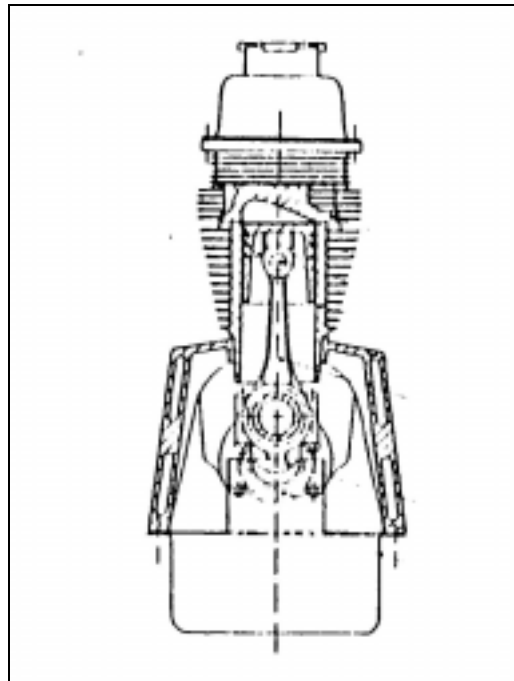
- *rapporto di compressione  $\varepsilon$* : rapporto tra il volume massimo  $V_{max}$  ed il volume minimo  $V_{min}$  della camera di combustione:

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}}$$

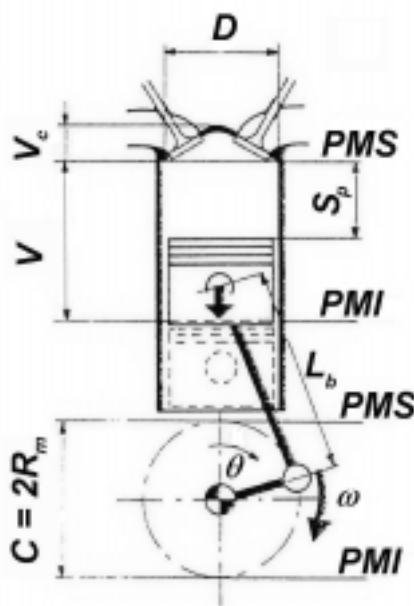
(valori tipici sono per motori a ciclo Otto  $\varepsilon=8\div12$  , e per motori a ciclo Diesel  $\varepsilon=15\div23$ .)



**Figura 8. 1** Sezione trasversale di un motore 4T raffreddato ad acqua.



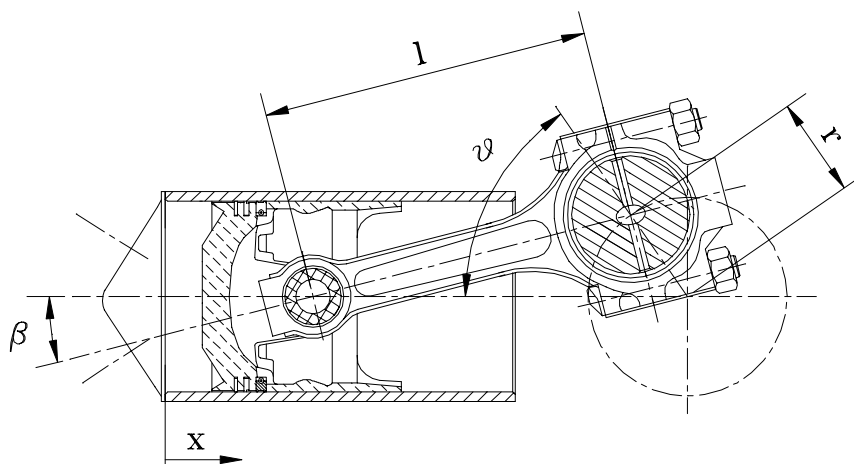
**Figura 8. 2** Sezione trasversale di un motore 2T raffreddato ad aria.



**Figura 8. 3** Principali grandezze geometriche che caratterizzano un motore alternativo.

### 8.3 Relazioni geometriche, cinematiche e dinamiche del manovellismo

Nei motori a c.i. lo stantuffo è generalmente azionato tramite un *manovellismo ordinario centrato*, secondo lo schema riportato nella [figura 8.4](#):



**Figura 8. 4** Schema del manovellismo ordinario centrato

In base ad ovvie considerazioni geometriche lo spostamento dello stantuffo rispetto al PMS può essere espresso in funzione dell'angolo di rotazione della manovella  $\theta$  :

$$x = r \left[ (1 - \cos \theta) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right]$$

indicando con  $\lambda$  il

$$\text{rapporto di allungamento } \lambda = \frac{r}{l}$$

(valori tipici  $\lambda=0.25 \div 0.3$ )

Poiché da semplici considerazioni geometriche si può scrivere

$$l \cdot \sin \beta = r \cdot \sin \theta$$

da cui:

$$\sin \beta = \lambda \sin \theta \quad \Rightarrow \quad \cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}$$

la relazione precedente può essere riscritta in funzione del solo angolo  $\theta$  descritto dalla manovella; eliminando l'angolo  $\beta$ :

$$x = r \left[ (1 - \cos \theta) + \frac{1}{\lambda} \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \right) \right]$$

ed in forma adimensionata:

$$\frac{x}{c} = \frac{r}{c} \left[ (1 - \cos \theta) + \frac{1}{\lambda} \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \right) \right]$$

Per derivazione rispetto al tempo si ottengono poi la velocità e l'accelerazione istantanee dello stantuffo:

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \omega = \omega r \left[ \sin \theta + \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{\sin(2\theta)}{\cos \beta} \right]$$
$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dv}{d\theta} \cdot \omega \cong \omega^2 r \left[ \cos \theta + \lambda \frac{\cos(2\theta)}{\cos \beta} \right]$$

dove nel derivare la velocità per ottenere l'espressione dell'accelerazione si è considerato per semplicità  $\cos \beta \cong \text{costante}$  essendo usualmente  $\beta$  piuttosto piccolo ( $\beta < 15^\circ$ ).

Introducendo infine la velocità media dello stantuffo

$$u = \frac{2cn}{60}$$

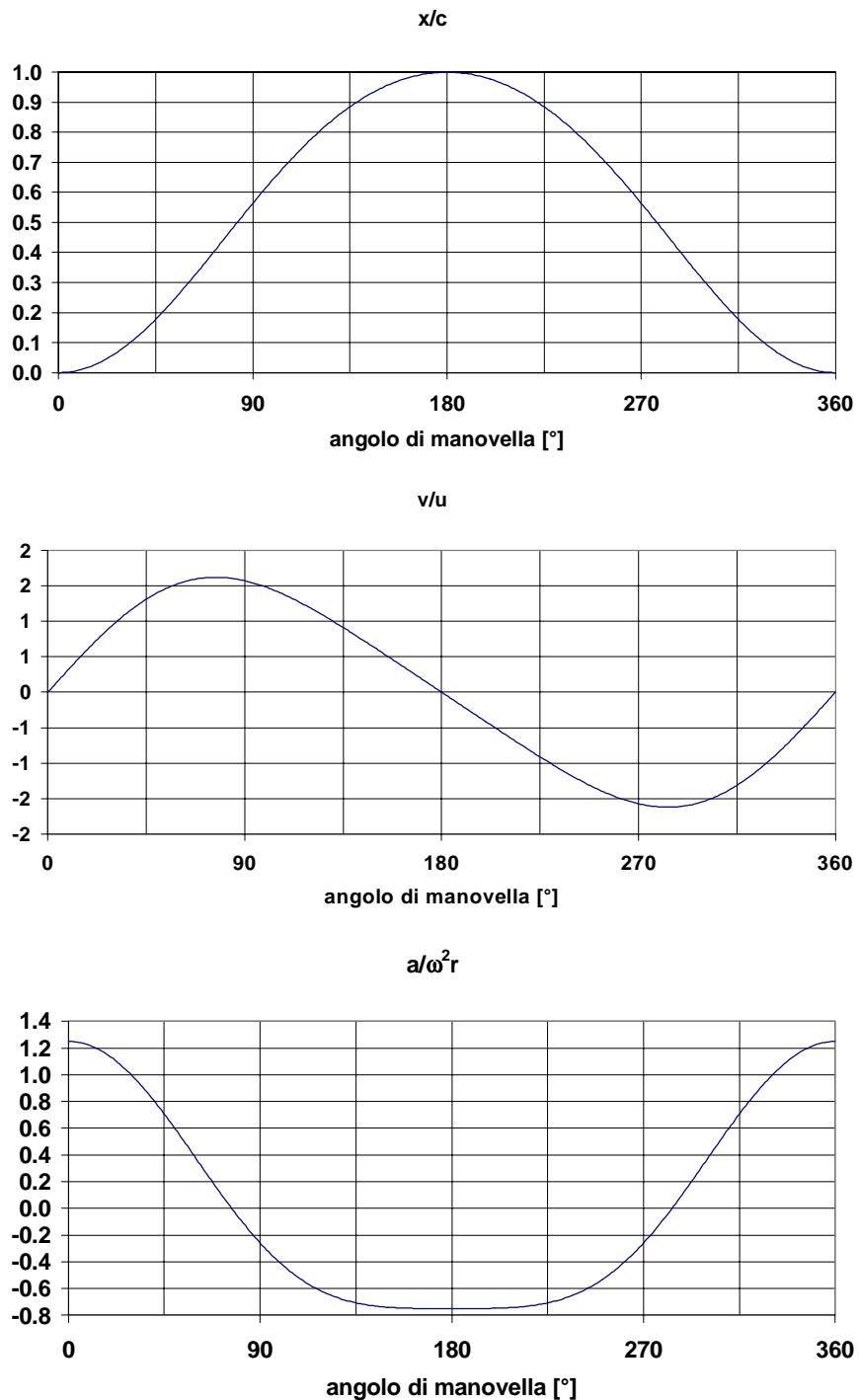
con  $n$  pari al numero di giri al minuto, (valori tipici  $u=10 \div 20$  m/s), si può scrivere:

$$v = \frac{\pi}{2} u \left[ \sin \theta + \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{\sin(2\theta)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right]$$

ed in forma adimensionata si ottiene:

$$\frac{v}{u} = \frac{\pi}{2} \left[ \sin \theta + \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{\sin(2\theta)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right]$$

$$\frac{a}{\omega^2 r} \cong \left[ \cos \theta + \lambda \frac{\cos(2\theta)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right]$$



**Figura 8. 5** Posizione, velocità ed accelerazione dello stantuffo in funzione dell'angolo di manovella.

## **8.4 Cicli di lavoro**

All'interno di un motore alternativo a combustione interna il fluido non evolve secondo un ciclo termodinamico, ma subisce una trasformazione aperta: la miscela di aria e combustibile, subita la combustione, viene infatti rilasciata nell'ambiente e sostituita da carica fresca. Per questa ragione è corretto parlare di *ciclo di lavoro o di funzionamento*, intendendo la trasformazione operata dalla macchina.

### **8.4.1 Ciclo di lavoro motore a 4 tempi**

Il ciclo di funzionamento di un motore a 4 tempi, sia esso ad accensione comandata o ad accensione per compressione, si realizza attraverso quattro corse dello **stantuffo** (v. [fig.8.6](#)) richiedendo pertanto due rotazioni complete dell'albero motore.

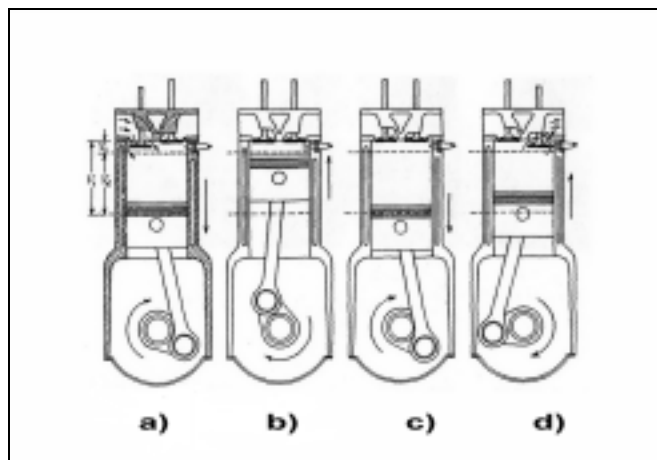
**Corsa di aspirazione.** Durante questa corsa viene immessa all'interno del cilindro la carica fresca: lo stantuffo spostandosi dal PMS al PMI crea all'interno del cilindro una depressione che richiama il fluido fresco dall'esterno attraverso la valvola di aspirazione, aperta poco prima del PMS e richiusa poco dopo il PMI tramite l'albero della distribuzione. Se il motore è ad accensione comandata, durante la corsa di aspirazione si immette all'interno del cilindro una miscela di aria e combustibile (generalmente benzina), mentre se il motore è un motore ad accensione per compressione viene immessa soltanto aria.

**Corsa di compressione.** Durante la corsa di compressione entrambe le valvole sono chiuse, e lo stantuffo, spinto dall'albero motore, si sposta dal PMI al PMS, operando la compressione del gas contenuto all'interno del cilindro. Poco prima che lo stantuffo raggiunga il PMS, viene avviata la **combustione**: se il motore è ad accensione comandata, ciò avviene facendo scoccare, all'interno della miscela compressa, una scintilla tramite la candela di accensione; se invece il motore è ad accensione per compressione, il combustibile viene iniettato all'interno del cilindro per mezzo di un iniettore e, a contatto con l'aria compressa e ad elevata temperatura, si autoaccende. In ogni caso la pressione all'interno del cilindro aumenta rapidamente nell'intorno del PMS per effetto delle reazioni di combustione.

**Corsa di espansione.** Durante la corsa di espansione, i gas combusti ad alta pressione ed alta temperatura prodotti dalle reazioni di combustione si espandono sospingendo lo stantuffo verso il PMI e provocando la rotazione dell'albero motore. Durante la corsa di espansione lo stantuffo riceve dai gas combusti un lavoro superiore al lavoro che ha dovuto compiere sui gas stessi prima della combustione.

**Corsa di scarico.** Al termine della corsa di espansione, poco prima che lo stantuffo raggiunga il PMI, l'albero della distribuzione provvede ad aprire la valvola di scarico: inizialmente, essendo la pressione all'interno del cilindro ancora superiore a quella dell'ambiente esterno, i gas combusti abbandonano spontaneamente il cilindro (**scarico spontaneo**); successivamente lo stantuffo, sospinto dall'albero motore, si porta al PMS espellendo i gas ancora rimasti all'interno (**espulsione**). Infine, in prossimità del PMS, viene chiusa la valvola di scarico e viene aperta la valvola di aspirazione, consentendo così l'inizio di un nuovo ciclo.

Riassumendo, sebbene dal punto di vista geometrico il ciclo venga descritto in quattro corse dello stantuffo (*aspirazione, compressione, espansione e scarico*), dal punto di vista del funzionamento si possono distinguere invece sei fasi (*aspirazione, compressione, combustione, espansione, scarico spontaneo ed espulsione*).



**Figura 8. 6** Ciclo di lavoro del motore 4T.

#### 8.4.2 Ciclo di lavoro motore a 2 tempi

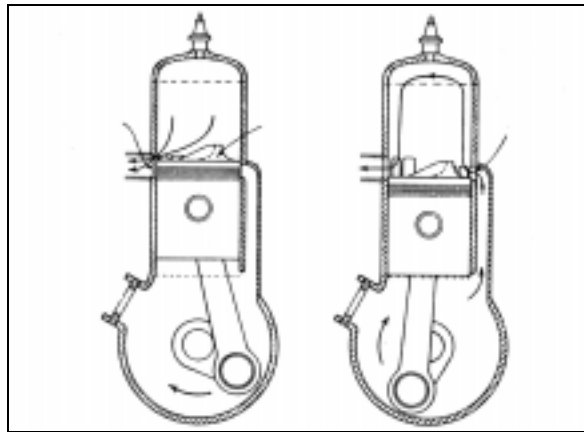
Il ciclo di funzionamento di un motore a c.i. a 2 tempi, sia esso ad accensione comandata o ad accensione per compressione, si realizza attraverso due sole corse dello stantuffo (v. fig. 8.7) richiedendo pertanto un'unica rotazione completa dell'albero motore, in quanto la sostituzione del fluido motore viene effettuata quando lo stantuffo si trova in prossimità del PMI, evacuando i gas combusti ed immettendo la carica fresca tramite apposite luci praticate nella parete del cilindro e scoperte dallo stantuffo stesso nel suo moto.

**Corsa di compressione.** Durante la corsa di compressione entrambe le luci sono chiuse, e lo stantuffo, spinto dall'albero motore, opera la compressione del gas contenuto all'interno del cilindro. Poco prima che lo stantuffo raggiunga il PMS, viene avviata la **combustione**: se il motore è ad accensione comandata, ciò avviene facendo scoccare, all'interno della miscela compressa, una scintilla tramite la candela di accensione; se invece il motore è ad accensione per compressione, il combustibile viene iniettato all'interno del cilindro per mezzo di un iniettore e, a contatto con l'aria compressa e ad elevata temperatura, si autoaccende. In ogni caso la pressione all'interno del cilindro aumenta rapidamente nell'intorno del PMS per effetto delle reazioni di combustione.

**Corsa di espansione.** Durante la corsa di espansione, i gas combusti ad alta pressione ed alta temperatura prodotti dalle reazioni di combustione si espandono sospingendo lo stantuffo verso il PMI e provocando la rotazione dell'albero motore. Durante la corsa di espansione lo stantuffo riceve dai gas combusti un lavoro superiore al lavoro che ha dovuto compiere sui gas stessi prima della combustione. Poco prima che lo stantuffo raggiunga il PMI, vengono scoperte le luci di scarico e parte dei gas combusti abbandonano spontaneamente il cilindro (**scarico spontaneo**); successivamente vengono scoperte le luci di alimentazione, e la carica fresca, precedentemente



compressa all'esterno del cilindro da un'apposita pompa (ottenuta ad esempio sfruttando il volume variabile creato dal moto dello stantuffo nel carter), spinge verso lo scarico i gas combusti ancora presenti all'interno del cilindro, realizzando il cosiddetto **lavaggio**. Successivamente, risalendo lo stantuffo verso il PMS, vengono dapprima chiuse le luci di alimentazione, mentre le luci di scarico sono ancora aperte: parte della carica fresca immessa all'interno del cilindro durante il lavaggio rifluisce pertanto direttamente allo scarico (**riflusso**). Infine, proseguendo lo stantuffo la sua corsa, vengono chiuse anche le luci di scarico, dando inizio da una nuova fase di compressione.



**Figura 8. 7** Ciclo di lavoro del motore 2T.

Riassumendo, sebbene dal punto di vista geometrico il ciclo venga descritto in due sole corse dello stantuffo (*compressione ed espansione*), dal punto di vista del funzionamento si possono distinguere anche in questo caso sei fasi (*compressione, combustione, espansione, scarico spontaneo, lavaggio e riflusso*).

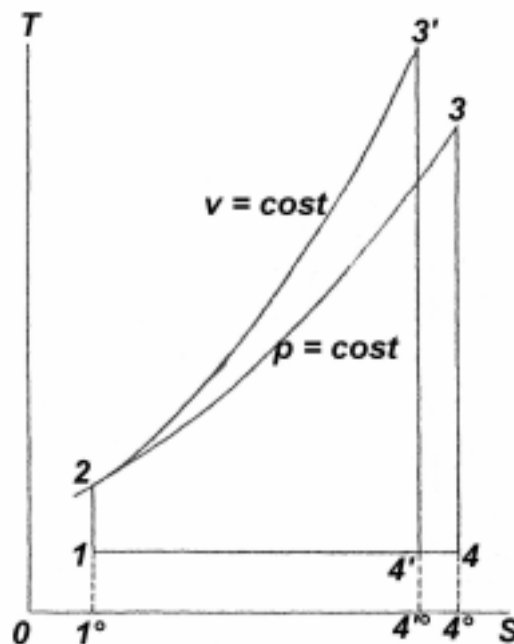
## **8.5 Cicli ideali di riferimento**

Sebbene, come già visto in precedenza, all'interno di un motore alternativo a combustione interna il fluido non evolva secondo un ciclo termodinamico, ma subisca una trasformazione aperta, può comunque essere opportuno, al fine di studiare le prestazioni di un motore, prendere in considerazione, almeno inizialmente, alcuni cicli termodinamici "chiusi" di riferimento, considerando le evoluzioni di un fluido che non subisca trasformazioni chimiche (ad esempio aria), e che riceva ad esempio, attraverso una trasformazione "equivalente" la medesima quantità di calore liberata dalle reazioni di combustione. Ci si soffermerà ora pertanto sull'analisi di alcuni cicli termodinamici ideali di riferimento, intendendo per **cicli ideali** i **cicli privi di perdite percorsi da un fluido avente caratteristiche fisiche e chimiche costanti**.

Dalla termodinamica è noto che il ciclo ideale di massimo rendimento termico è il *ciclo di Carnot*, che prevede due trasformazioni adiabatiche e due trasformazioni isoterme per portare a termine il ciclo tra due sorgenti di calore a temperature differenti. Tuttavia, i cicli motore che dobbiamo studiare prevedono trasformazioni di tipo *monotermico*, cioè presuppongono l'esistenza di una sola sorgente di calore a bassa temperatura (tipicamente l'ambiente): dal momento che in virtù della loro inerzia termica le pareti del motore risentono unicamente dalla temperatura media del ciclo, non esiste invece alcuna limitazione riguardo alla temperatura massima del ciclo (per questa ragione la scelta del ciclo di Carnot come riferimento sarebbe inadeguata).

#### 8.5.1 Ciclo ideale di riferimento per motori ad accensione comandata: ciclo Otto

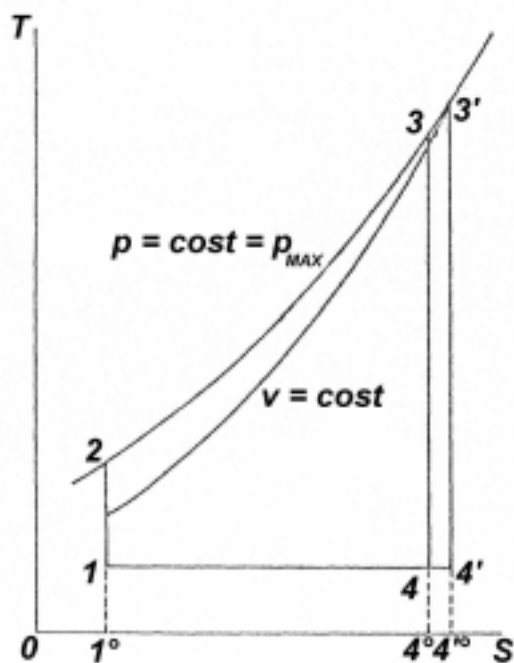
Nell'introduzione si è fatto riferimento alla classificazione dei motori a c.i. secondo il tipo di accensione; prendiamo quindi dapprima in considerazione i motori ad *accensione comandata*. Questo tipo di motori utilizza combustibili a bassa reattività. È quindi possibile immettere nella camera di combustione una miscela combustibile-comburente usualmente preformata all'esterno del motore, e successivamente comprimere tale miscela, senza che essa raggiunga condizioni di pressione e temperatura tali da innescare la combustione; l'inizio della fase di combustione avviene soltanto in seguito ad un comando esterno, usualmente rappresentato dallo scoccare di una scintilla elettrica, in grado di portare ad altissima temperatura la miscela circostante, avviando così le reazioni di combustione. L'unico vincolo risulta pertanto in questo caso quello di non superare a fine compressione un valore massimo di pressione  $p_2$  oltre il quale si avrebbe autoaccensione della miscela. L'"introduzione di calore" più conveniente risulta allora rappresentata dall'isocora  $v=v_2$ , come appare evidente dalla [figura 8.8](#), in cui tale soluzione è confrontata con l'introduzione di calore lungo l'isobara  $p=p_2$ : a parità di calore  $Q_1$  introdotto, la soluzione a  $v=\text{costante}$  prevede infatti un minor calore  $Q_2$  ceduto al pozzo.



**Figura 8. 8** Trasformazioni a pressione e volume costanti con vincolo su  $p_2$

### 8.5.2 Ciclo ideale di riferimento per motori ad accensione per compressione: ciclo Diesel

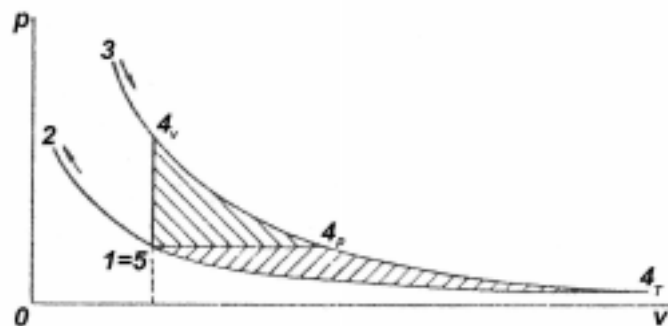
Prendiamo ora in considerazione i motori ad *accensione per compressione*. In questo caso, essendo il combustibile utilizzato ad alta reattività, si è costretti ad immettere il combustibile stesso all'interno del cilindro soltanto in corrispondenza dell'istante di inizio combustione, dal momento che esso è in grado di autoaccendersi spontaneamente a contatto con l'aria comburente portata ad alta temperatura dalla precedente fase di compressione. Non si hanno allora ovviamente limiti sulla pressione  $p_2$  di fine compressione, ma soltanto sulla pressione massima del ciclo  $p_{\max}$  (al crescere di quest'ultima crescono infatti le sollecitazioni sugli organi meccanici, con la conseguente necessità di dover incrementare le masse alterne – stantuffo, spinotto, etc. -, provocando così un aumento delle forze di inerzia, che porta ad un ulteriore incremento delle sollecitazioni, nonché ad una maggior potenza dissipata per attriti). In tal caso l'“introduzione di calore” più conveniente del ciclo è rappresentata dall'isobara  $p = p_{\max}$ , come si può osservare in [figura 8.9](#), dove tale modalità di introduzione del calore è confrontata con l'isocora che da luogo alla medesima introduzione di calore  $Q_1$  senza superare il valore limite di  $p_{\max}$ .



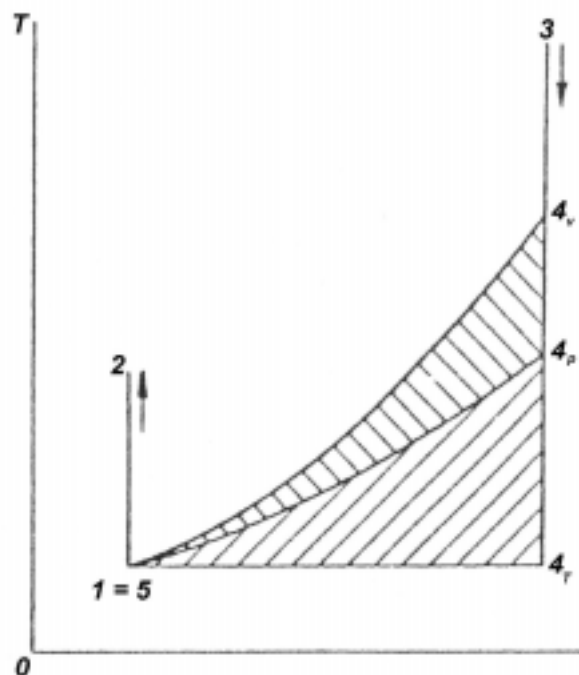
**Figura 8. 9** Trasformazioni a pressione e volume costanti con vincolo su  $p_{\max}$

### 8.5.3 La ‘chiusura’ inferiore dei cicli

Finora si è analizzata solamente la fase di fornitura di calore che, nei cicli di riferimento, sostituisce la combustione. Per quanto riguarda la cessione di calore alla sorgente a bassa temperatura, la soluzione termodinamicamente più vantaggiosa sarebbe ovviamente rappresentata da un processo isoterma (v. [fig. 8.10 – 8.11](#)):



**Figura 8. 10** Chiusura inferiore dei cicli sul diagramma p-v.



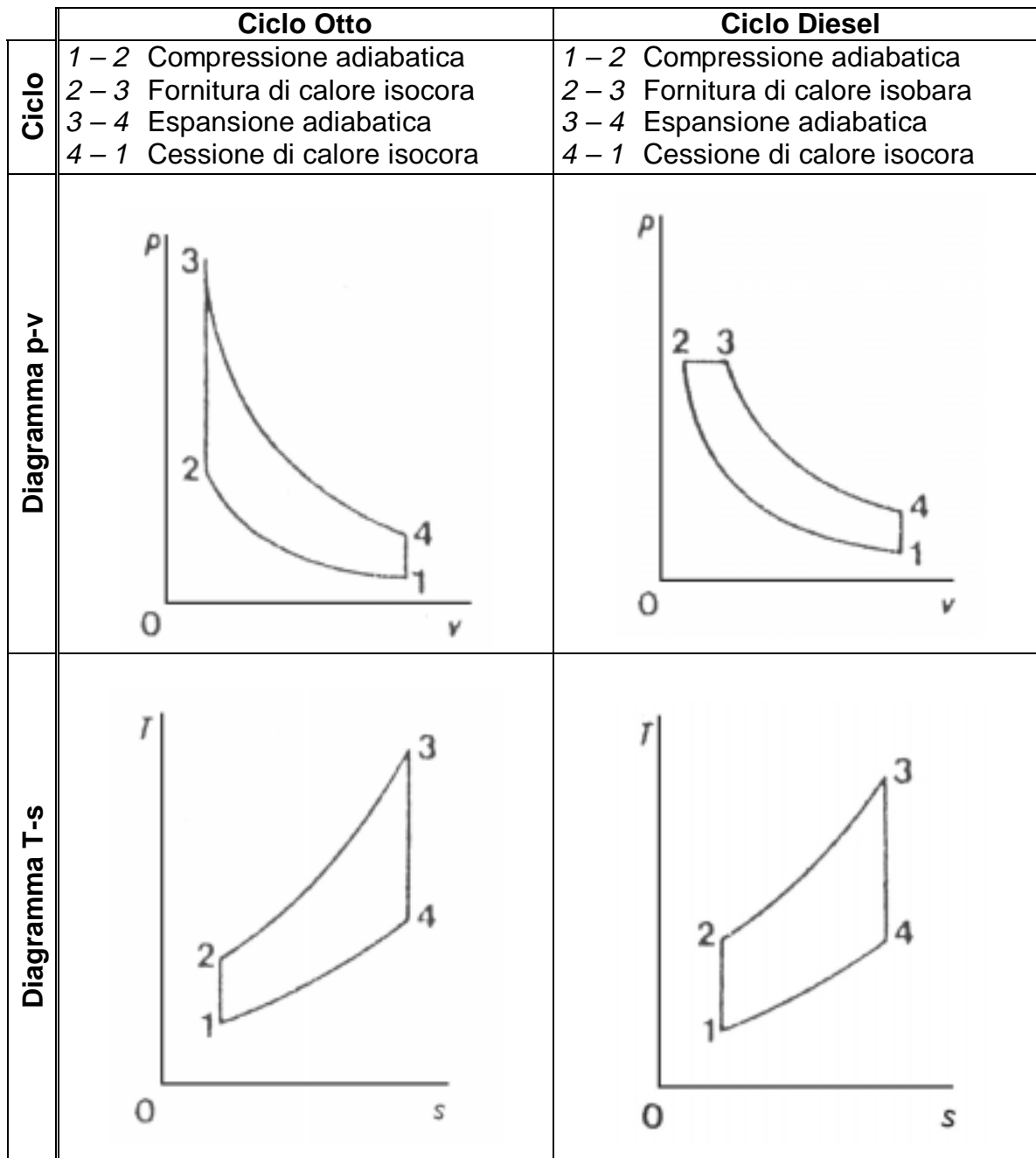
**Figura 8. 11** Chiusura inferiore dei cicli sul diagramma T-s.

Peraltro, protrarre l'espansione fino alla temperatura  $T_1$  dell'ambiente comporta la necessità di realizzare una compressione isoterma da  $4^t$  ad 1, condizione estremamente difficile, se non impossibile, da realizzare nella pratica.

Anche arrestando l'espansione nel punto  $4^p$  una volta raggiunta la pressione  $p_1$ , si avrebbero comunque delle difficoltà in quanto essendo il volume massico  $v_{4p} \gg v_1$ , sarebbero necessarie variazioni del volume della camera di combustione notevoli per poter realizzare il ciclo.

Decisamente più conveniente risulta invece interrompere l'espansione quando  $v_4 = v_1$ , rinunciando a parte del lavoro di espansione ma con il notevole vantaggio di poter realizzare il ciclo in una macchina di cilindrata e dimensioni estremamente più contenute rispetto ai casi precedenti (e quindi con un più favorevole rapporto tra il lavoro ottenuto al ciclo e la cilindrata).

Si arriva così ad individuare come cicli ideali di riferimento per i motori ad accensione comandata il ciclo Otto, e per i motori ad accensione per compressione il ciclo Diesel (v. fig. 8.12).



**Figura 8. 12** Ciclo Otto e ciclo Diesel sui diagrammi (p, v) e (T, s)

#### 8.5.4 Rendimento del ciclo Otto

Al fine di valutare il rendimento del ciclo Otto, esso può essere scomposto idealmente in cicli elementari, il cui numero tenda ad infinito, secondo quanto indicato in [figura 8.13](#). Ognuno di questi cicli può poi essere in prima approssimazione assimilato ad un ciclo di Carnot, il cui rendimento è come noto pari a

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

Analogamente, il rendimento del  $j$ -esimo ciclo elementare sarà pari a:

$$\eta = 1 - \frac{T_{bj}}{T_{aj}}$$

dove  $T_{aj}$  e  $T_{bj}$  sono gli estremi di temperatura del ciclo elementare  $j$ -esimo.

Pertanto, essendo le evoluzioni 2–3 e 4–1 dello stesso tipo (isocore), il rapporto delle temperature si mantiene costante per ogni ciclo elementare:

$$\left( \frac{T_b}{T_a} \right)_{vj} = \frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1}$$

Ma il rapporto dei volumi massici è legato al *rapporto geometrico di compressione*:

$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}$$

Si conclude quindi che il rendimento ideale del ciclo Otto è pari a:

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

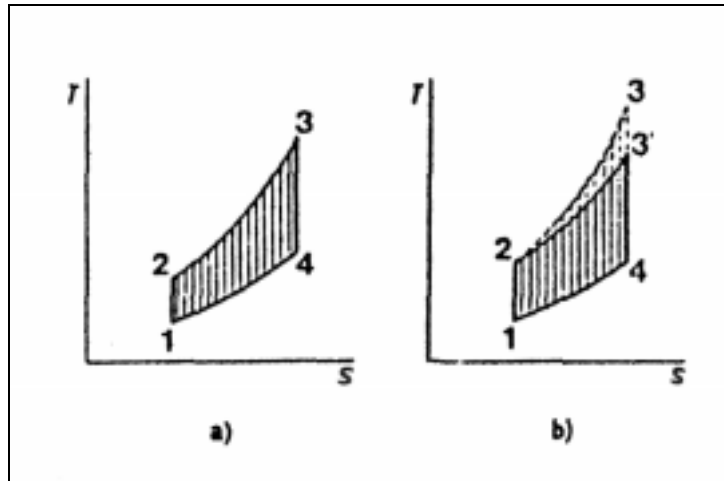
(Assumendo  $\varepsilon = 10$ ,  $k = 1.4$ , si ottiene  $\eta_{id} = 0.60$ )

#### 8.5.5 Rendimento del ciclo Diesel

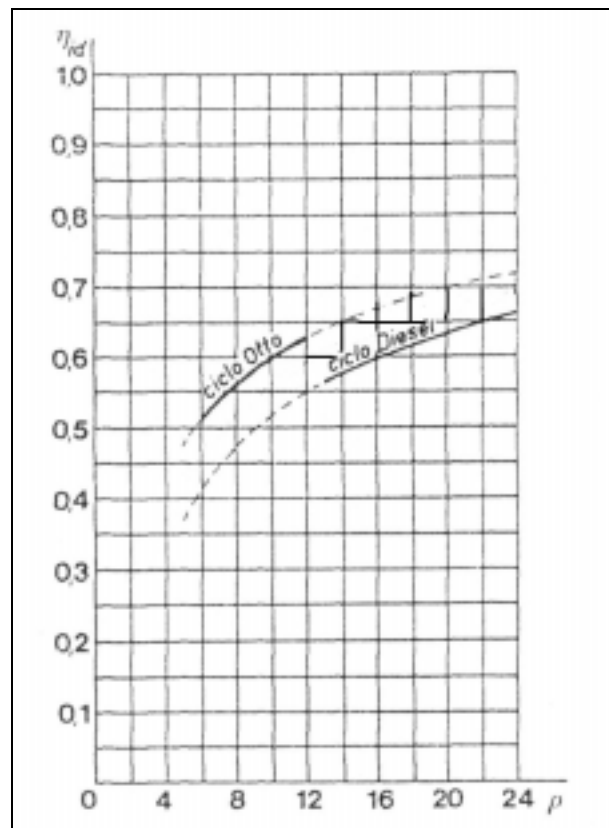
Per quanto riguarda il ciclo Diesel, le due curve percorse dal fluido durante lo scambio di calore non sono più dello stesso tipo (bensì una isobara e l'altra una isocora); quindi, pur potendo ancora procedere ad una suddivisione del ciclo in cicli di Carnot elementari, non possiamo più asserire la costanza del rapporto delle temperature estreme per tutti i cicli elementari.

Poiché il rendimento di un ciclo di Carnot, come noto, diminuisce al diminuire del rapporto tra le temperature estreme, se ne deduce che i cicli elementari in cui il ciclo Diesel è stato scomposto presentano via via rendimenti decrescenti al procedere verso entropie maggiori.

In conclusione, pur senza ricavare l'esatta espressione analitica del rendimento, possiamo asserire che il rendimento del ciclo Diesel è inferiore a quello del ciclo Otto, a parità di rapporto di compressione  $\varepsilon$  ([vedi fig. 8.14](#)). Non bisogna però dimenticare che i motori Diesel operano con rapporti di compressione più elevati dei motori Otto (mediamente  $\varepsilon \approx 15 \div 23$  per i Diesel, a fronte di  $\varepsilon \approx 8 \div 12$  per motori Otto), e presentano quindi generalmente rendimenti superiori.



**Figura 8. 13** Scomposizione dei cicli Otto e Diesel in cicli elementari. a) ciclo Otto, b) ciclo Diesel e ciclo Otto (linea tratteggiata) a confronto.



**Figura 8. 14** Rendimenti dei cicli ideali in funzione del rapporto di compressione.

## 8.6 Legami tra cicli di lavoro e cicli ideali di riferimento

I cicli ideali introdotti nel paragrafo precedente possono essere utilizzati come cicli di riferimento, ma non potrebbero comunque essere realizzati nei motori a combustione interna, a prescindere dalla possibilità di annullare ogni tipo di perdita, data la necessità di dover provvedere alla completa sostituzione del fluido motore al termine di ogni *ciclo di lavoro*, dal momento che la fase di combustione ne altera la composizione chimica, rendendolo inutilizzabile per un successivo impiego.

E' opportuno quindi considerare, invece del ciclo ideale, un **ciclo limite**, ovvero un **ciclo privo di perdite**, ma **descritto dal fluido reale**. Con il ciclo limite andrà poi dunque confrontato il **ciclo di lavoro effettivamente realizzato dalla macchina**, detto anche **ciclo indicato**, poiché rilevabile sperimentalmente tramite strumenti indicatori in grado di registrare l'andamento della pressione e del volume all'interno della camera di combustione.

Data la necessità di provvedere al ricambio del fluido motore, la linea 4-1 del ciclo ideale corrispondente alla sottrazione di calore isocora verrà sostituita nel ciclo limite da una o più linee corrispondenti a tale fase di ricambio (v. fig. 8.15). Nei motori a 4 tempi si avrà pertanto una fase di scarico spontaneo 4-5 con stantuffo fermo al PMI, seguita da un ciclo di ricambio costituito da una prima corsa di espulsione 5-6 dal PMI al PMS e da una successiva corsa di aspirazione 6-1 dal PMS al PMI. Nei motori a 2 tempi si avrà invece, dopo una fase di scarico spontaneo 4-5 con stantuffo fermo al PMI, una fase di lavaggio in cui i gas combusti ancora presenti all'interna della camera verranno rimpiazzati da carica fresca messa in pressione all'esterno del cilindro. In entrambi i casi il processo di ricambio è del tutto equivalente alla sottrazione di calore isocora del ciclo ideale, sia in termini di calore sottratto (anche se la sottrazione di calore avviene sostituendo il fluido caldo con fluido fresco) sia in termini di lavoro richiesto dal ricambio (lavoro che risulta nullo nel caso di ciclo limite, così come è nullo nel ciclo ideale il lavoro richiesto per la fase 4-1).

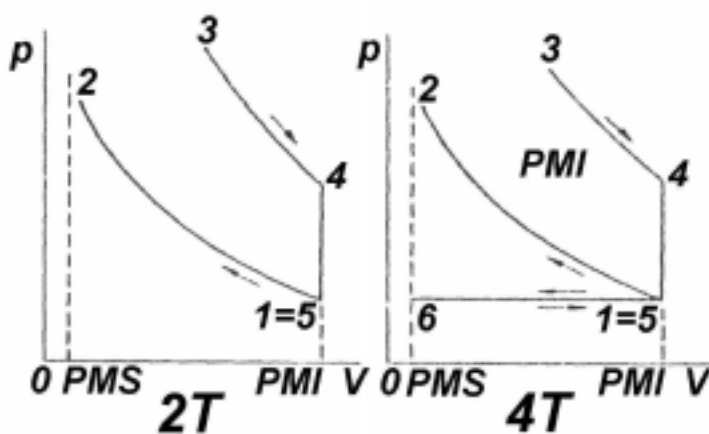


Figura 8. 15 Confronto tra cicli limite 2T e 4T.



### 8.6.1 Ciclo limite

Per ciclo limite si intende il miglior ciclo realizzabile con il fluido reale; esso rappresenta in altre parole il miglior ciclo di lavoro che il motore possa percorrere.

Riservandoci di esaminare in seguito più a fondo il ciclo limite, ci limitiamo ora ad introdurre il *rendimento del ciclo limite*:

$$\eta_{\text{lim}} = \frac{L_{i,\text{lim}}}{E_u} = \frac{L_{i,\text{lim}}}{m_b H_i}$$

dove:

$L_{i,\text{lim}}$ : lavoro del ciclo limite  
 $E_u$ : energia utilizzabile al ciclo  
 $m_b$ : massa di combustibile utilizzata al ciclo  
 $H_i$ : potere calorifico inferiore del combustibile

### 8.6.2 Ciclo indicato

Il *ciclo indicato* è il ciclo effettivamente realizzato all'interno della macchina; esso deriva il proprio nome dal fatto che potrebbe essere tracciato mediante indicatori della pressione e del volume all'interno della camera di combustione istante per istante.

Riservandoci di esaminare in seguito più a fondo il ciclo indicato, ci limitiamo ora ad introdurre il *rendimento termofluidodinamico interno*, utilizzato per confrontarlo con il ciclo limite:

$$\text{Rendimento termofluidodinamico interno} \quad \eta_{\theta i} = \frac{L_i}{L_{\text{lim}}}$$

### 8.6.3 Lavoro utile

Il lavoro indicato  $L_i$  non è pari al lavoro di cui l'utilizzatore collegato al motore a combustione interna può effettivamente disporre: intervengono infatti ancora perdite meccaniche (attriti) nonché eventuali spese di lavoro per azionare accessori del motore, che riducono l'entità del *lavoro utile*  $L_u$ . Si ricorre allora al:

$$\text{Rendimento organico} \quad \eta_o = \frac{L_u}{L_i}$$

per quantificare tali ulteriori perdite.

Si può quindi finalmente introdurre il:

$$\text{Rendimento utile} \quad \eta_u = \frac{L_u}{E_u} = \eta_o \cdot \eta_{\theta i} \cdot \eta_{\text{lim}}$$

quale complessivo rapporto tra l'effetto utile ottenuto e la spesa necessaria.

## 8.7 Prestazioni del motore alternativo a combustione interna

### 8.7.1 Potenza utile

Il motore alternativo a combustione interna genera una *potenza utile* pari a:

$$P_u = L_u \cdot i_{tot} \cdot \frac{n}{m}$$

dove

- $L_u$ : lavoro utile al ciclo per ogni cilindro
- $i_{tot}$ : numero di cilindri
- $n$ : numero di giri nell'unità di tempo
- $m$ : numero di giri necessario per compiere un ciclo (1 per i motori 2T, 2 per i 4T)

Esplicitando l'espressione del lavoro utile:

$$L_u = \eta_u E_u = \eta_u m_b H_i$$

si può scrivere:

$$P_u = \eta_u \cdot m_b \cdot H_i \cdot i_{tot} \cdot \frac{n}{m}$$

Introducendo quindi la *dosatura*  $\alpha$  della miscela di aria e combustibile, definita come:

$$\text{dosatura } \alpha = \frac{\text{massa d'aria per ciclo}}{\text{massa di combustibile per ciclo}}$$

si ottiene:

$$P_u = \eta_u \cdot \frac{m_a}{\alpha} \cdot H_i \cdot i_{tot} \cdot \frac{n}{m}$$

La massa d'aria aspirata per ciclo  $m_a$  può essere espressa in funzione di una massa di riferimento  $m_{a,rif}$  tramite il coefficiente di riempimento  $\lambda_v$ :

$$\lambda_v = \frac{m_a}{m_{a,rif}} = \frac{m_a}{\rho V}$$

La massa d'aria di riferimento è generalmente assunta pari al prodotto della densità  $\rho_a$  dell'aria nell'ambiente di aspirazione per la cilindrata  $V$ : a rigore, questa definizione si dovrebbe applicare ai soli motori a 4 tempi ad accensione per compressione; tuttavia, per uniformità di notazione e per un più agevole confronto tra le tipologie di motori, si adotterà questa definizione anche per i motori ad accensione comandata, che aspirano una miscela di combustibile e comburente generalmente preformato all'esterno del cilindro.

Alla luce di queste definizioni si può scrivere la potenza utile  $P_u$  come:

$$P_u = \eta_u \cdot \frac{\lambda_v \rho_a H_i}{\alpha} \cdot i_{tot} \cdot V \cdot \frac{n}{m}$$

### 8.7.2 Consumo specifico di combustibile

Il parametro che si accompagna alla potenza utile per definire le prestazioni di un motore è il *consumo specifico di combustibile*  $q_b$ , definito come:

$$q_b = \frac{\dot{m}_b}{P_u} = \frac{1}{\eta_u \cdot H_i}$$

Esso esprime il costo della potenza sviluppata nei termini della quantità di combustibile spesa per ottenerla.

### 8.7.3 Pressioni medie effettiva ed indicata; pressione di marcia a vuoto

Allo scopo di poter confrontare più agevolmente motori differenti si è soliti generalmente esprimere le prestazioni del motore in rapporto alla cilindrata; poiché il rapporto tra lavoro utile e cilindrata ha le dimensioni di una pressione, si definisce:

$$\text{Pressione media effettiva } p_{me} = \frac{L_u}{V} = \eta_u \cdot \frac{\lambda p H_i}{\alpha}$$

La potenza utile si può quindi esprimere come:

$$P_u = p_{me} \cdot (i_{tot} V) \cdot \frac{n}{m}$$

Essendo la potenza pari al prodotto della coppia per la velocità angolare  $\omega = 2\pi n/60$ , la *pressione media effettiva* si può anche scrivere come

$$p_{me} = \frac{C \cdot 2\pi \cdot m}{i_{tot} V}$$

Anche il *lavoro indicato* può essere rapportato alla cilindrata per ottenere la *pressione media indicata*

$$p_{mi} = \frac{L_i}{V}$$

La differenza tra il lavoro indicato ed il lavoro utile è detta *lavoro di marcia a vuoto* ( $L_v$ ), in quanto rappresenta il lavoro necessario per compiere un ciclo di funzionamento “senza carico”, ovvero trascinando gli accessori e vincendo gli attriti (funzionamento ‘*al minimo*’). In accordo alla scelta di esprimere le prestazioni a prescindere dalla cilindrata del motore, si può definire la *pressione di marcia a vuoto* come

$$p_v = \frac{L_v}{V} = \frac{L_i - L_u}{V} = p_{mi} - p_{me}$$

### 8.7.4 Analisi dei parametri che influenzano la p<sub>me</sub>

Essendo la potenza utile ottenibile da un motore di cilindrata prefissata pari al prodotto della p<sub>me</sub> per il numero di cicli nell'unità di tempo, appare evidente come sia opportuno massimizzare la p<sub>me</sub> se si desidera rendere massima la potenza erogata da un motore di cilindrata prefissata.

Analizzando i termini che compaiono nell'espressione della p<sub>me</sub>, si può osservare come sia opportuno:

- Aumentare il più possibile il rendimento utile (il che consente inoltre di ridurre i consumi, ed aumentare quindi in campo aeronautico l'autonomia del velivolo)
- Aumentare il più possibile il coefficiente di riempimento  $\lambda_v$ , allo scopo di incrementare il più possibile la quantità d'aria comburente disponibile all'interno della cilindrata (e quindi la massa di combustibile utilizzabile)
- Aumentare il più possibile la densità dell'aria all'aspirazione, sempre al fine di incrementare la quantità d'aria comburente. A tale scopo può essere utile la pratica della sovralimentazione ovvero l'uso di un compressore, azionato dal motore, al fine di aumentare la pressione dell'aria all'aspirazione.
- Utilizzare combustibili con elevato potere calorifico  $H_i$  e bassa dosatura stechiometrica  $\alpha_{st}$ , ovvero con elevato rapporto  $H_i / \alpha_{st}$ . La dosatura  $\alpha$  infatti non può essere molto lontana dal valore stechiometrico se si vuole sfruttare il più possibile l'aria comburente ed al tempo stesso contenere la quantità di incombusti.

Segue una tabella comparativa tra i motori ad accensione comandata e per compressione (non sovralimentati), nella quale si assumono per i vari parametri valori ragionevoli per ottenere indicazioni di massima sulle prestazioni delle due tipologie di macchine.

Accensione comandata	Accensione per compressione
$\eta_u = 0.3$ $\lambda_v = 0.9$ $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$ $H_i = 44 \text{ MJ/kg}$ $\alpha \cong \alpha_{st} = 14.6$	$\eta_u = 0.33$ $\lambda_v = 0.9$ $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$ $H_i = 42.5 \text{ MJ/kg}$ $\alpha \cong 1,3^* \alpha_{st} \cong 20$
$pme \cong 10 \text{ bar}$	$pme \cong 7 \text{ bar}$

Dalla tabella si deduce che, a parità di cilindrata:

$$pme_{Otto} > pme_{Diesel}$$

Essendo inoltre  $n_{Otto} > n_{Diesel}$  in virtù del diverso processo di combustione e delle minori masse alterne e rotanti necessarie date le minori pressioni massime raggiunte, risulta, sempre a parità di cilindrata:

$$(P_u)_{Otto} > (P_u)_{Diesel}$$

Questo, in aggiunta alla già citata maggior leggerezza specifica [kg per litro di cilindrata] del motore Otto rispetto al Diesel, significa altresì minor peso del motore a parità di potenza erogata; una considerazione questa che ha dettato l'impiego praticamente esclusivo, in campo aeronautico, dei motori ad accensione comandata.

Nel seguito si analizzeranno pertanto in dettaglio i fattori che determinano le pme, soffermandosi in particolare su  $\eta_u$  e  $\lambda_v$  e limitando la trattazione ai soli motori Otto.

## 8.8 Analisi dei rendimenti: il rendimento limite

I parametri motoristici ed i fenomeni fisici da cui dipende il rendimento limite sono essenzialmente i seguenti:

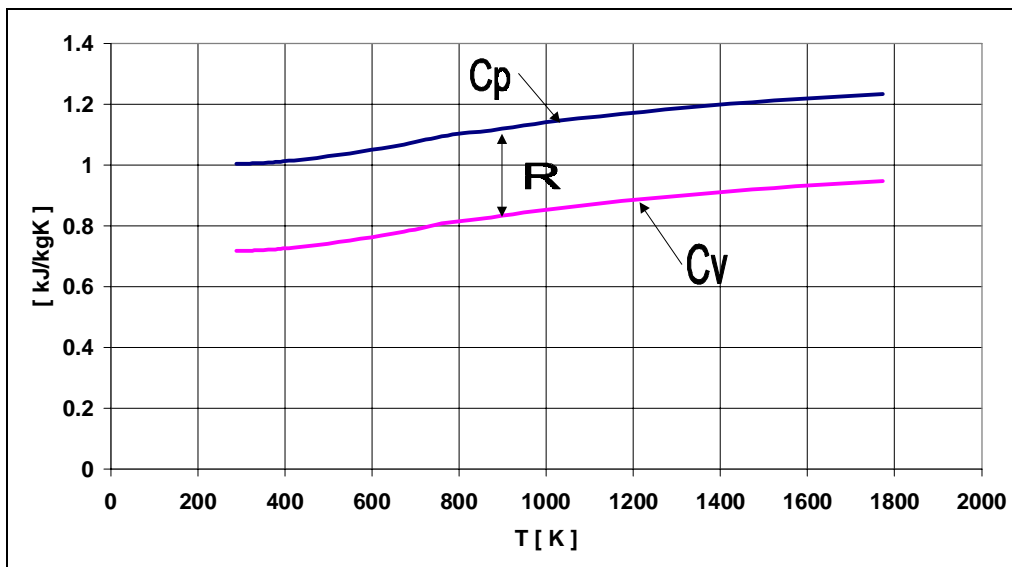
- Tipo di ciclo (Otto, Diesel)
- Rapporto geometrico di compressione  $\varepsilon$
- Dissociazione in fase di combustione
- Variazioni di  $c_p$ ,  $c_v$  con la temperatura
- Variazione di  $R$  durante la combustione

Poiché l'influenza dei primi due parametri è già stata illustrata trattando del *rendimento ideale*, verranno ora analizzati gli altri effetti, dovuti alla “realtà” del fluido che compie il ciclo limite.

### 8.8.1 Variazione di $c_p$ e $c_v$ con la temperatura

Gli andamenti crescenti di  $c_p$  e  $c_v$  in funzione della temperatura riportati in figura 6.16 mostrano come la loro differenza,  $R$ , si possa sostanzialmente ritenere costante, mentre non si possa dire lo stesso del loro rapporto  $k$  che diminuisce all'aumentare della temperatura, essendo:

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



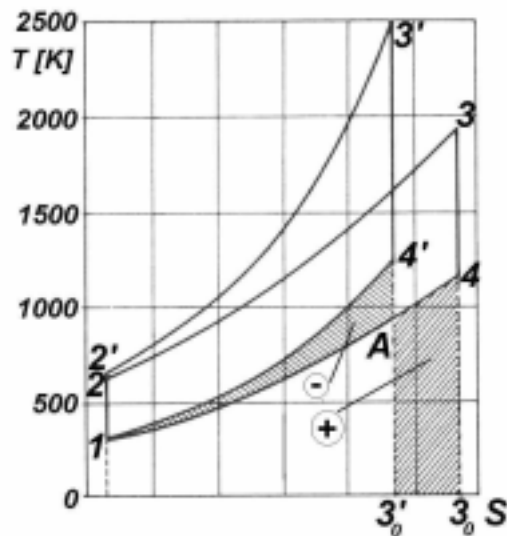
**Figura 8. 16** Andamento di  $c_p$  e  $c_v$  in funzione della temperatura.

Per i motori Otto si è soliti adottare un valore medio  $k_m$  con il quale quantificare, in maniera approssimata, il rendimento limite secondo la formulazione già introdotta per il rendimento ideale:

$$\eta_{lim} \approx 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_m-1}}$$

(Così ad esempio, assumendo  $\varepsilon=10$ ,  $k=1.35$  si ottiene  $\eta_{lim} \approx 0.55$ )

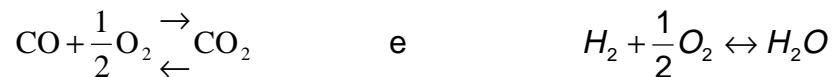
Come noto dalla termodinamica, i calori specifici  $c_p$  e  $c_v$  rappresentano la sottotangente delle curve che rappresentano, rispettivamente, trasformazioni a pressione e a volume costanti sul diagramma termodinamico  $T$ - $s$ . È facile osservare come il ciclo limite risulti penalizzato dalla variazione di  $c_p$  e  $c_v$  con la temperatura, essendo maggiore il calore  $Q_2$  ceduto all'ambiente rispetto al ciclo tracciato con i calori specifici costanti (v. fig. 8.17).



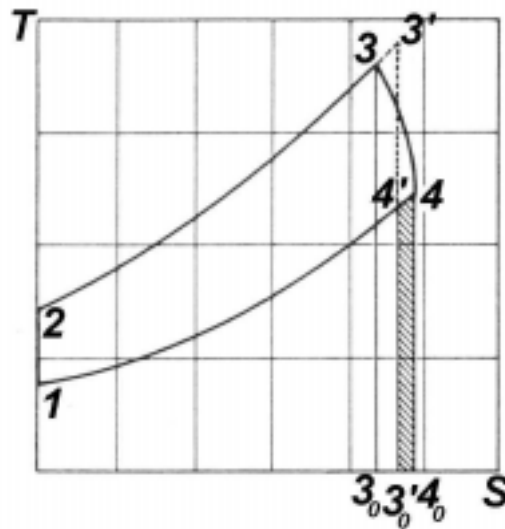
**Figura 8. 17** Variazione del calore ceduto a causa dell'aumento di  $c_p$  e  $c_v$  con la temperatura

### 8.8.2 Dissociazione

Le reazioni di ossidazione che avvengono in sede di combustione rappresentano degli equilibri cinetici tra le reazioni “dirette”, ovvero quelle che portano all’ossidazione dei reagenti, e quelle “inverse”, ovvero le *dissociazioni* dei prodotti nei reagenti, e come tali, sono estremamente sensibili alla temperatura. In particolare, le due reazioni:



portano ad una completa ossidazione dei reagenti per dare  $\text{CO}_2$  e  $\text{H}_2\text{O}$  alle basse temperature, mentre l’equilibrio si sposta verso i reagenti per temperature al di sopra dei  $1850\text{K}$ ; in altre parole, le alte temperature incrementano la velocità delle reazioni inverse. L’energia chimica teoricamente messa a disposizione dai reagenti non viene dunque completamente liberata durante la combustione; questa energia viene peraltro progressivamente rilasciata quando, in fase di espansione, le temperature diminuiscono. Tuttavia, in virtù di tali fenomeni di dissociazione e riassociazione la fornitura di calore non avviene più unicamente lungo la linea isocora prevista dal ciclo ideale, bensì in parte anche durante la fase di espansione che, per questa ragione, non si può più ipotizzare adiabatica; ne risulta un incremento di entropia che, come messo in luce dal diagramma termodinamico (v. fig. 8.18), si traduce in un aumento del calore ceduto all’ambiente e, dunque, in una diminuzione del rendimento.



**Figura 8. 18** Rilascio di energia per riassociazione

### 8.8.3 Variazione della costante di elasticità $R$

Si tratta di un effetto positivo, anche se di modesta entità. Per i combustibili impiegati usualmente, la combustione è generalmente accompagnata da un aumento del numero di moli, con conseguente aumento della costante di elasticità  $R$ . Ciò porta ad un incremento della pressione massime  $p_3$  e quindi del lavoro di espansione, rispetto ad un ciclo Otto ideale con caratteristiche del fluido di lavoro costanti. Risulta infatti, per il ciclo Otto limite:

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{R' T_3}{R T_2}$$

con  $R' > R$ .

### 8.8.4 Dipendenza del rendimento limite dai parametri di funzionamento

Analizziamo ora come i parametri di funzionamento del motore influiscano sul valore del rendimento limite. In particolare prendiamo in considerazione:

- il numero di giri  $n$
- la dosatura  $\alpha$

#### Dipendenza del rendimento limite dal numero di giri

Il numero di giri non modifica i fattori che influiscono sul rendimento limite (tipo di ciclo, rapporto di compressione  $\varepsilon$ , dissociazione e dipendenza dei calori specifici dalla temperatura). Se ne conclude:

$$\eta_{\text{lim}} = \text{costante al variare di } n$$

#### Dipendenza dalla dosatura $\alpha$

Prima di analizzare la dipendenza di  $\eta_{\text{lim}}$  da  $\alpha$ , è necessario determinare il legame tra  $\alpha$  e la temperatura massima del ciclo  $T_3$ .

Applicando il I° principio della termodinamica tra gli stati di inizio e fine combustione, ipotizzando che non vi siano scambi di calore con le pareti, e trascurando i fenomeni di dissociazione, si ottiene:

$$m_b H_i = (m_a + m_b) \cdot c'_v \cdot (T_3 - T_2)$$

dove con  $c'_v$  si è indicato il calore specifico a volume costante dei prodotti di combustione. Introducendo la dosatura, è facile ricavare la temperatura  $T_3$ :

$$H_i = (\alpha + 1) \cdot c'_v \cdot (T_3 - T_2)$$
$$T_3 = T_2 + \frac{1}{c'_v} \cdot \frac{H_i}{1 + \alpha}$$

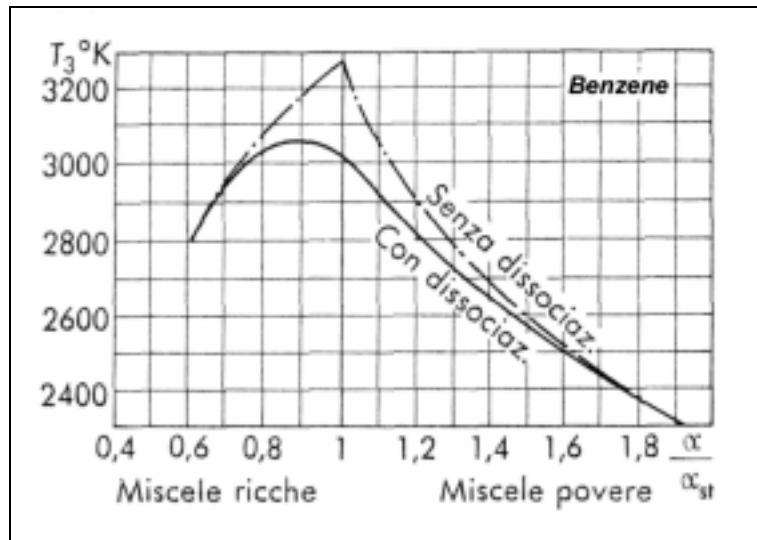
La temperatura di fine combustione viene quindi ad assumere un andamento iperbolico rispetto alla dosatura. Questo modello è valido qualora la massa di aria  $m_a$  sia in quantità sufficiente a bruciare tutto il combustibile, ossia nel caso in cui la dosatura sia “*povera*” (di combustibile), ovvero  $\alpha > \alpha_{st}$ .

Nel caso di *dosature “ricche”*, con abbondanza cioè di combustibile rispetto al rapporto stechiometrico, si può ipotizzare che bruci completamente solo la parte stechiometrica della massa di combustibile, e che la parte rimanente si comporti come un inerte; (nella realtà il comportamento è ben diverso, iniziando tutto il combustibile l'ossidazione parziale per poi completarla solo per una frazione della massa di prodotti intermedi). Secondo questo modello semplificato, comunque, si può riscrivere l'equazione di combustione, avendo l'accortezza di conteggiare solo l'apporto di calore fornito dalla combustione della porzione stechiometrica di combustibile:

$$\left( \frac{m_{bst}}{m_b} \right) \cdot m_b H_i = (m_a + m_b) \cdot c'_v (T_3 - T_2)$$
$$\left( \frac{m_{bst}}{m_a} \cdot \frac{m_a}{m_b} \right) \cdot H_i = \frac{\alpha}{\alpha_{st}} H_i = (\alpha + 1) \cdot c'_v (T_3 - T_2)$$
$$T_3 = T_2 + \frac{1}{c'_v} \cdot \frac{\alpha}{\alpha_{st}} \cdot \frac{H_i}{1 + \alpha}$$

Complessivamente la caratteristica  $T_3(\alpha)$  presenta quindi l'andamento illustrato in [figura 8.19](#).





**Figura 8. 19** Temperatura  $T_3$  in funzione della dosatura.

Fino a questo momento il problema è stato però trattato senza tenere in conto il fenomeno della dissociazione.

Nel caso in cui si tenga in conto il fenomeno della dissociazione si può osservare uno spostamento nel campo delle dosature ricche del massimo di  $T_3$ ; ciò è dovuto alla maggiore concentrazione di  $CO$  tipica delle dosature ricche, che rallenta le reazioni di dissociazione, permettendo dunque alla temperatura di raggiungere valori più elevati.

Appurato come la dosatura influisca sulla temperatura  $T_3$ , analizziamo ora l'influenza di questo parametro sul rendimento limite.

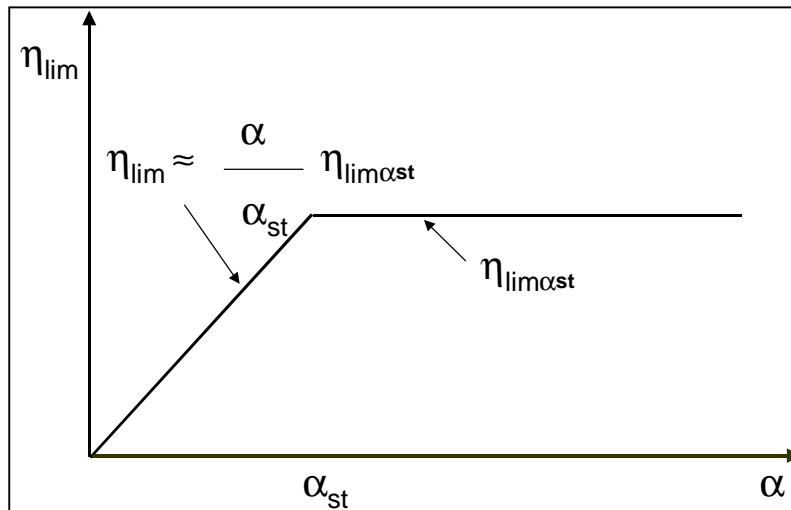
Il rendimento ideale:

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

non dipende da  $T_3$ ; allo stesso modo, in prima approssimazione (v. fig. 8.20), non dipenderà da  $T_3$  nemmeno il rendimento limite, almeno nel campo delle dosature povere (dove si suppone che tutta l'energia chimica del combustibile venga utilizzata). Diverso è il comportamento nel campo delle dosature ricche, dove parte dell'energia chimica utilizzabile non viene sfruttata; in questo caso il rendimento

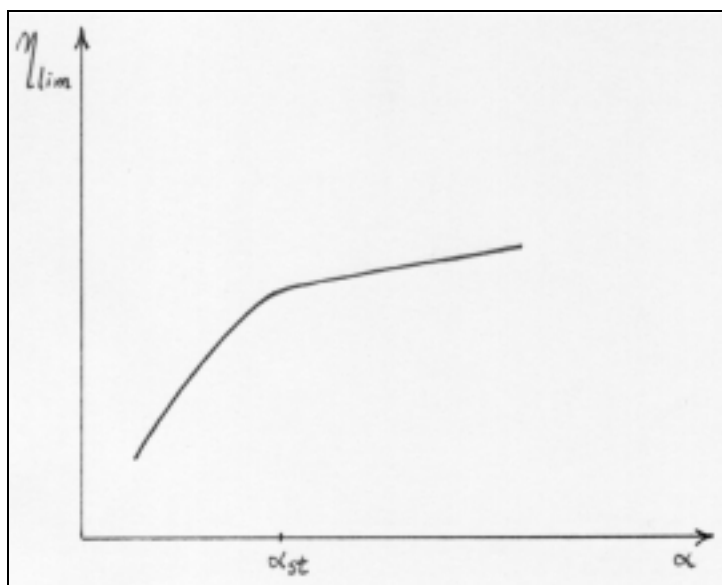
$$\eta_{lim} = \frac{L_u}{m_b H_i}$$

diminuisce al diminuire della dosatura, poiché supponendo che la diminuzione di dosatura sia ottenuta aumentando la massa di combustibile e mantenendo costante invece la massa d'aria rimane inalterato il numeratore e aumenta invece il denominatore.



**Figura 8. 20** Rendimento limite al variare della dosatura per un motore Otto (andamento di prima approssimazione)

In conclusione, per un rapporto di compressione geometrico  $\varepsilon \approx 10$ , a fronte di un rendimento ideale  $\eta_{id} \approx 0.6$ , ci si può attendere un valore di  $\eta_{lim} \approx 0.45$  nel caso di dosatura stechiometrica, ed un valore di  $\eta_{lim} \approx 0.4$  per dosature leggermente ricche ( $\alpha \approx 0.8 \alpha_{st}$ ). Ancora una volta l'andamento dedotto in prima approssimazione va corretto per tenere in conto il comportamento reale della miscela, con un conseguente smussamento della caratteristica nell'intorno della dosatura stechiometrica, ed un leggero aumento del rendimento con  $\alpha$  nel campo delle dosature povere; quest'ultimo è giustificato osservando come la diminuzione di  $T_3$  al crescere di  $\alpha$  cui si assiste a queste dosature comporti un aumento di  $k$ , rapporto dei calori specifici, nonché una attenuazione del fenomeno della dissociazione.



**Figura 8. 21** Rendimento limite al variare della dosatura per un motore Otto

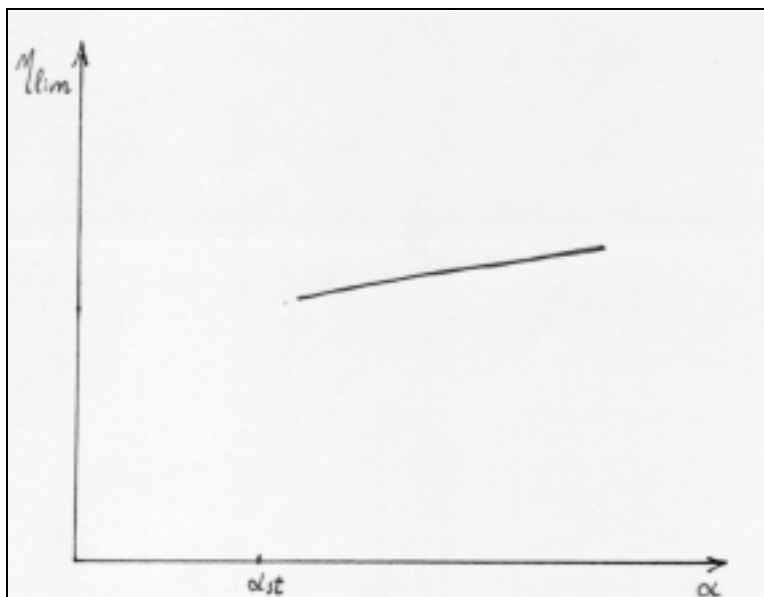
**Dipendenza del rendimento limite dalla dosatura nei motori ad accensione per compressione**

Per le modalità di funzionamento dei motori ad accensione per compressione, è possibile operare esclusivamente nel campo delle dosature povere; questo principalmente perché l'iniezione del combustibile difficilmente riesce a sfruttare tutta l'aria presente all'interno della camera di combustione.

Vale allora l'andamento debolmente crescente con la dosatura del rendimento limite, causa l'aumento di  $k$  dovuto alla riduzione delle temperature (v. fig. 8.22). Questo andamento è peraltro accentuato dalla dipendenza dello stesso rendimento ideale, nel ciclo Diesel, dalla temperatura  $T_3$ .

$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot f\left(\frac{T_3}{T_2}\right)$$

La riduzione di  $T_3$  elimina infatti le zone del ciclo a più basso rendimento (si veda la suddivisione in cicli di Carnot infinitesimi di fig. 8.13).



**Figura 8. 22** Rendimento limite al variare della dosatura per un motore Diesel

## **8.9 Analisi dei rendimenti: il rendimento termofluidodinamico interno**

Il rendimento termofluidodinamico interno

$$\eta_{\theta i} = \frac{L_i}{L_{i,lim}}$$

tiene conto delle seguenti cause di perdita:

1. Imperfetta combustione (intempestiva ed incompleta)
2. Scambi di calore con le pareti

3. Fughe di fluido motore
4. Lavoro di ricambio del fluido motore

Poiché il lavoro di ricambio del fluido viene spesso tenuto in conto nel *rendimento organico*, se ne rimanda la trattazione al paragrafo 8.10.4.

#### 8.9.1 Intempestività della combustione

Le reazioni di combustione non sono istantanee, ma richiedono un certo intervallo di tempo: di conseguenza l' "introduzione di calore" in un ciclo Otto indicato non avviene istantaneamente al PMS, ma si protrae invece su di un intervallo angolare dell'ordine di qualche decina di gradi, con una riduzione del lavoro di espansione e del rendimento.

Le perdite per intempestività possono essere contenute, (ma non annullate) adottando un opportuno anticipo di accensione, in modo di far sì che l' "introduzione di calore" avvenga a cavallo del PMS.

È opportuno osservare che un anticipo non corretto può portare non soltanto ad una riduzione del rendimento, ma anche al danneggiamento di organi meccanici del motore. In particolare:

- In caso di anticipo insufficiente, l'elevata temperatura dei gas a fine espansione può portare al surriscaldamento delle valvole di scarico.
- In caso di anticipo eccessivo, le reazioni di combustione, sviluppandosi già ampiamente durante la compressione, possono portare ad un incremento delle pressioni e delle temperature del gas tale da causare anomalie di combustione come la detonazione (spesso indicata col termine "battito in testa") in grado di danneggiare lo stantuffo ed i segmenti.

Infine, è opportuno ricordare che l'intempestività della combustione è legata alla dosatura: le reazioni di combustione sono infatti tanto più rapide quanto più la dosatura è prossima al valore stechiometrico, mentre la loro velocità diminuisce con dosature molto ricche o molto povere, fino a diventare incompatibile con le velocità di funzionamento del motore per  $\alpha < 0.5\alpha_{st}$  e per  $\alpha > 1.5\alpha_{st}$ .

#### 8.9.2 Incompletezza della combustione

Per i *motori ad accensione comandata*, è opportuno ricordare innanzitutto che, in caso di alimentazione con dosatura ricca, l'incompleta ossidazione di parte del combustibile è già tenuta in conto nel rendimento limite.

L'incompletezza di cui si tiene conto nel rendimento termofluidodinamico è legata invece alla mancata riassociazione, causata dal repentino abbassamento della temperatura durante l'espansione, abbassamento che "congela" gli equilibri chimici ed alla presenza di zone di spegnimento entro cui la fiamma non riesce a propagarsi, come, ad esempio, lo strato limite a contatto con le pareti relativamente "fredde" della camera di combustione.

Oltre che un danno energetico (peraltro modesto) questi fenomeni risultano estremamente nocivi dal punto di vista dell'impatto ambientale, poiché causano l'emissione in atmosfera di sostanze altamente inquinanti come gli idrocarburi incombusti (indicati spesso con il termine generico di HC).

Nei *motori ad accensione per compressione* invece, dove il combustibile viene iniettato in seno all'aria compressa in prossimità del PMS, l'incompletezza è legata essenzialmente alla difficoltà, per le ultime frazioni di combustibile iniettato, di trovare aria comburente: per

ovviare a questo inconveniente si cerca pertanto di incrementare il più possibile la turbolenza, sagomando opportunamente i condotti di aspirazione ed il cielo dello stantuffo.

Complessivamente, le perdite dovute alla combustione imperfetta possono causare una riduzione dal 5% al 10% del rendimento termofluidodinamico.

### 8.9.3 Scambi di calore con le pareti

Il fluido di lavoro scambia calore con le pareti della camera di combustione, cedendo calore durante la parte finale della compressione, durante la combustione, l'espansione e l'espulsione, e ricevendone invece durante l'aspirazione e durante la parte iniziale della compressione.

Benché il calore ceduto complessivamente nell'ambito di un ciclo possa raggiungere il 25% ÷ 35% dell'energia utilizzabile, la perdita dovuta agli scambi termici è molto più contenuta, non superando generalmente il 5 ÷ 10%. Questo perché solo il calore ceduto in prossimità del PMS dà luogo ad una perdita esattamente corrispondente in termini di lavoro, mentre il calore ceduto in fase di espansione dà luogo a perdite tanto più contenute quanto più ci si avvicina al PMI (dove il calore scambiato non è affatto dannoso, perché andrebbe comunque ceduto al pozzo tramite la successiva fase di scarico). È opportuno quindi rendere la camera di combustione il più possibile compatta riducendo al minimo il rapporto superficie/volume nell'intorno del PMS: nel caso di forma cilindrica della camera, con diametro  $d$  ed altezza  $h$ , il minimo rapporto superficie/volume corrisponde al cilindro quadro con  $h=d$ . Il rapporto corsa/alesaggio  $v = c/d$  varrebbe, in tali condizioni:

$$v = \varepsilon - 1$$

Pur trattandosi di un valore molto elevato, non realizzabile in pratica date le elevate sollecitazioni inerziali che deriverebbero dalle elevate velocità dello stantuffo, si può comprendere come sia opportuno, per ridurre il più possibile gli scambi termici, utilizzare motori a corsa lunga, ovvero rapporti  $v = c/d > 1$  (anche se difficilmente si superano valori dell'ordine di 1.1 ÷ 1.15).

### 8.9.4 Fughe di fluido motore

Il fluido motore che sfugge attraverso i segmenti di tenuta tra canna e stantuffo dà luogo ovviamente ad una perdita energetica tanto più grave quanto più tale fuga avviene in prossimità del PMS, dal momento che la fuga di fluido motore comporta una diminuzione della pressione e quindi del lavoro di espansione. In motori non particolarmente usurati tali perdite sono tuttavia generalmente molto modeste, essendo la massa dei gas che trafila attraverso i segmenti (detti anche gas di "blow-by") dell'ordine dell' 1÷2%.

Nei motori a 4T fughe di fluido motore possono verificarsi anche durante la fase di incrocio valvole, quando in corrispondenza del PMS si trovano ad essere contemporaneamente aperte sia la valvola di scarico (in virtù del suo posticipo di chiusura) sia la valvola di aspirazione (in virtù del suo anticipo di apertura). Anche in questo caso le perdite sono generalmente contenute, essendo modeste le alzate delle valvole e quindi le sezioni di passaggio del fluido.

Ben diverso è invece il caso dei motori a 2T, dove durante il lavaggio le perdite per fughe possono raggiungere anche il 30÷40% della massa di fluido fresco immessa all'interno del cilindro: pertanto si preferisce per i motori a 2T computare a parte queste perdite, introducendo un rendimento di lavaggio o di intrappolamento  $\eta_{lv}$ , rapporto tra la carica

intrappolata in camera ad inizio compressione  $m_{ai}$  e la massa di fluido fresca immessa nel cilindro nel corso della fase di lavaggio  $m_{al}$ .

$$\eta_{lv} = \frac{m_{ai}}{m_{al}}$$

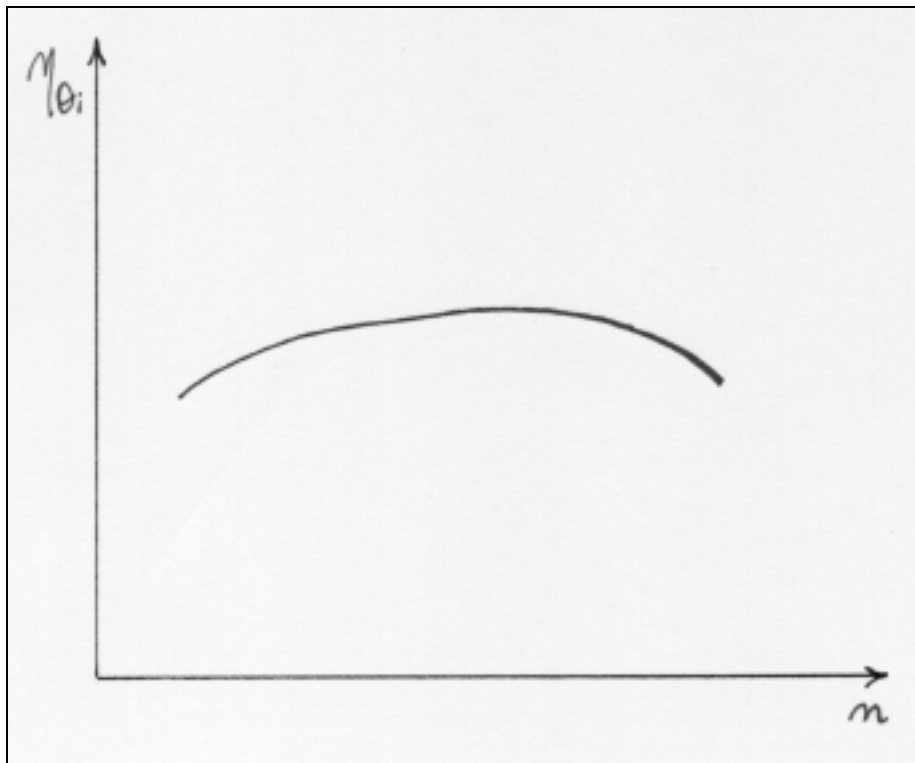
#### 8.9.5 Dipendenza del rendimento $\eta_{\theta i}$ dai parametri di funzionamento

Analizziamo come i parametri di funzionamento del motore influiscano sul rendimento termofluidodinamico interno, prendendo in considerazione:

- il numero di giri
- la dosatura  $\alpha$

##### Dipendenza dal numero di giri

L'andamento del rendimento termofluidodinamico interno  $\eta_{\theta i}$  risulta crescente al crescere della velocità di rotazione del motore, fino a raggiungere un massimo situato generalmente nell'intorno dei  $\frac{3}{4}$  della velocità di rotazione massima del motore, oltre il quale  $\eta_{\theta i}$  diminuisce nuovamente (v. fig. 8.23).

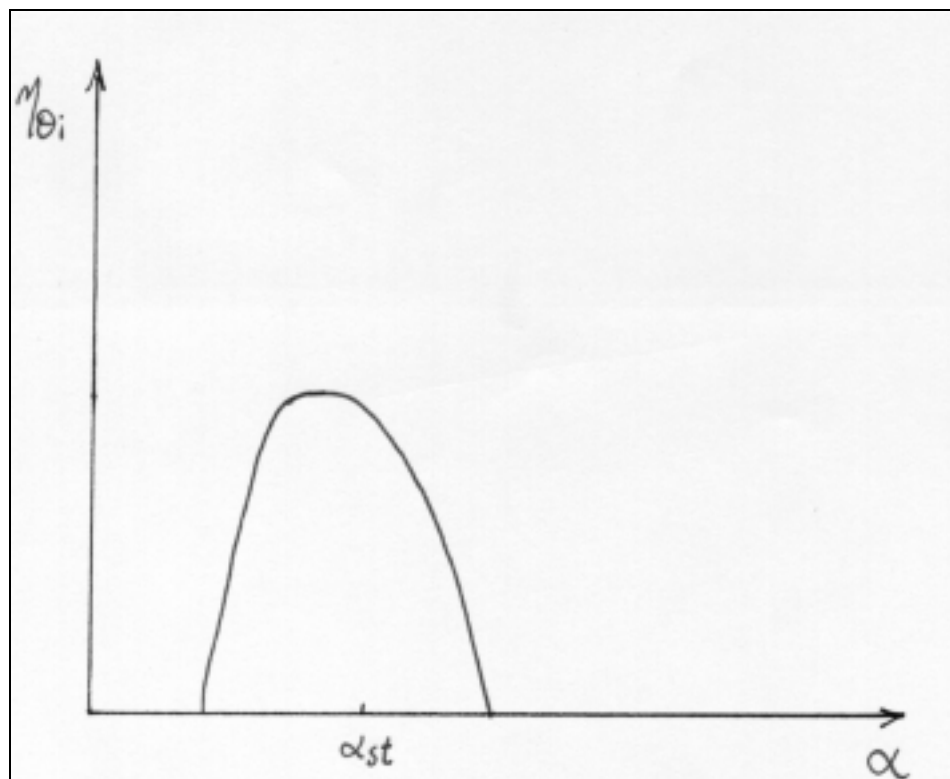


**Figura 8. 23** Rendimento termofluidodinamico al variare della velocità di rotazione

Al crescere della velocità di rotazione diminuiscono infatti sia le fughe (dato il minore tempo a disposizione) sia gli scambi termici (l'aumento del coefficiente globale di scambio termico tra gas e parete al crescere della velocità di rotazione non compensa infatti la riduzione del tempo a disposizione). Crescono invece al crescere della velocità di rotazione le perdite per intemperività della combustione.

Dipendenza dalla dosatura

Nei motori ad accensione comandata, essendo le perdite per intemperatività estremamente sensibili alla dosatura (v. par. 8.9.1), il rendimento termofluidodinamico interno  $\eta_{\theta i}$  risulta maggiore di zero soltanto nell'intorno della dosatura stechiometrica laddove le reazioni di combustione risultano sufficientemente rapide. In particolare  $\eta_{\theta i}$  risulta massimo per dosature leggermente ricche ( $\alpha \approx 0,9\alpha_{ST}$ ), corrispondenti alle massime velocità di propagazione del fronte di fiamma, e si annulla invece per  $\alpha < 0,5\alpha_{ST}$  e  $\alpha > 1,5\alpha_{ST}$ . Per questa ragione la regolazione dei motori ad accensione comandata deve essere effettuata mantenendo  $\alpha$  pressoché costante.

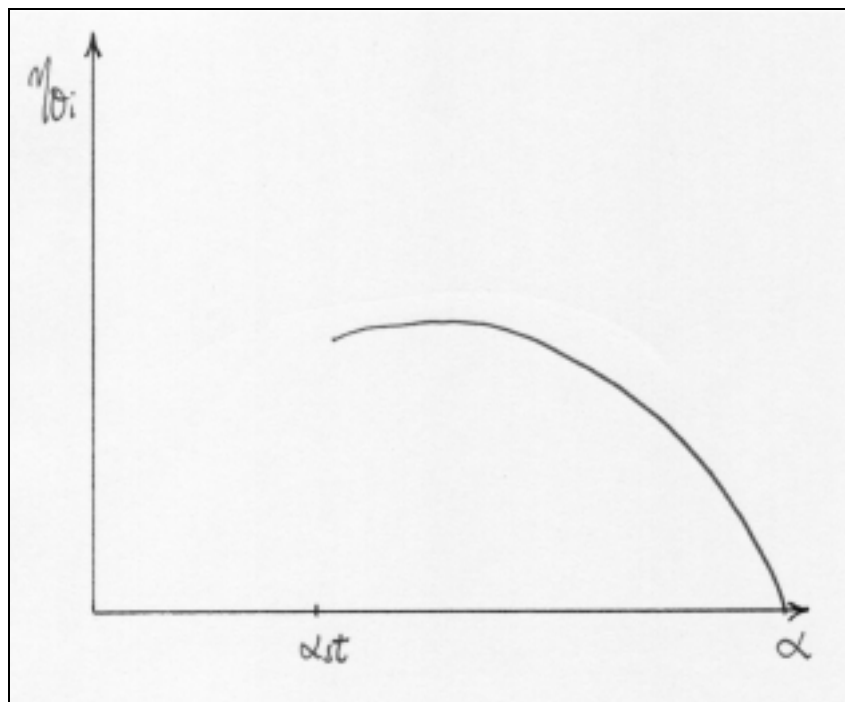


**Figura 8. 24** Rendimento termofluidodinamico al variare della dosatura (motore Otto)

Qualora sia necessario ridurre la portata di combustibile inviata al motore allo scopo di ridurre la potenza erogata sarà necessario ridurre contestualmente anche la portata d'aria aspirata al fine di mantenere la dosatura sempre nell'intorno del valore stechiometrico.

La regolazione di un motore Otto viene pertanto effettuata facendo variare la quantità di miscela aria/combustibile introdotta all'interno del cilindro tramite un'apposita valvola di laminazione (valvola a farfalla) posta sul condotto di aspirazione: tale operazione comporta, come si vedrà nel par. 8.10.4, un aumento del lavoro richiesto per il ricambio del fluido motore ed un conseguente peggioramento del rendimento organico.

Nei motori ad accensione per compressione, in virtù delle differenti modalità con cui avviene la combustione, il rendimento termofluidodinamico interno  $\eta_{\theta i}$  risulta invece poco sensibile alla dosatura (v. fig. 8.25): ciò permette di effettuare la regolazione del motore intervenendo unicamente sulla quantità di combustibile iniettata per ciclo e lasciando inalterata la quantità d'aria aspirata, senza che sia quindi necessario introdurre perdite aggiuntive durante la fase di ricambio del fluido motore.



**Figura 8. 25** Rendimento termofluidodinamico al variare della dosatura (motore Diesel)

### 8.10 Analisi dei rendimenti: il rendimento organico

Il rendimento organico risulta inferiore all'unità a causa del lavoro speso per l'azionamento degli accessori e per vincere gli attriti nel manovellismo; è inoltre consuetudine conteggiare tra le perdite organiche anche il lavoro di ricambio del fluido motore dal momento che tali perdite vengono spesso determinate misurando la potenza necessaria per trascinare il motore.

In definitiva, le perdite da tenere in conto nel computo del rendimento organico sono le seguenti:

1. attriti nel manovellismo derivanti dalle pressioni dei gas
2. attriti nel manovellismo derivanti dalle forze di inerzia
3. lavoro richiesto dagli accessori
4. lavoro di ricambio del fluido motore

#### 8.10.1 Forze di attrito derivanti dalle pressioni dei gas

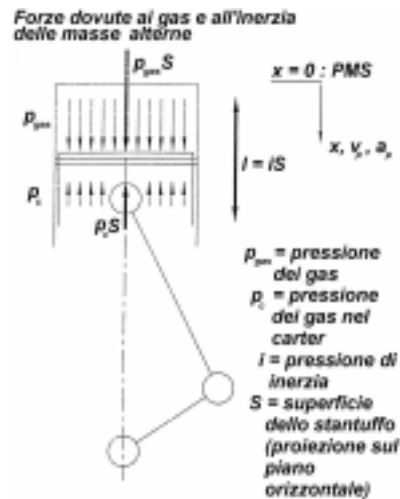
Gli attriti tra gli organi del manovellismo riducono il lavoro utile all'albero rispetto al lavoro indicato scambiato tra gas e stantuffo. Prendendo in esame l'accoppiamento stantuffo-canna (v. fig. 8.26), si può osservare quanto segue.

La risultante delle azioni dei gas sullo stantuffo è ovviamente pari al prodotto della superficie dello stantuffo stesso  $S$  per la differenza tra la pressione in camera di combustione e la pressione nel carter:

$$P = (p_{gas} - p_{carter}) \cdot S$$



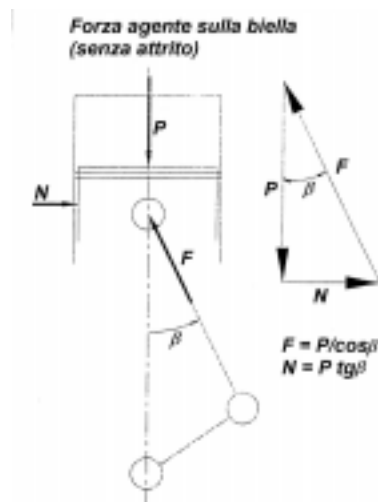
Se gli attriti tra canna e stantuffo fossero trascurabili, le azioni scambiate tra i due corpi in moto relativo sarebbero esclusivamente normali alla superficie di contatto: per l'equilibrio dello stantuffo la forza  $P$  dovrebbe allora essere controbilanciata dalla somma vettoriale delle forze che lo stantuffo riceve dalla canna ( $N$ , diretta lungo la normale) e dalla biella ( $F$ , diretta lungo l'asse della biella stessa). (fig. 8.27)



**Figura 8. 26** Forze dovute alla pressione dei gas e alle forze di inerzia agenti sulle masse alterne.

La forza  $F$  trasmessa all'albero sarebbe dunque:

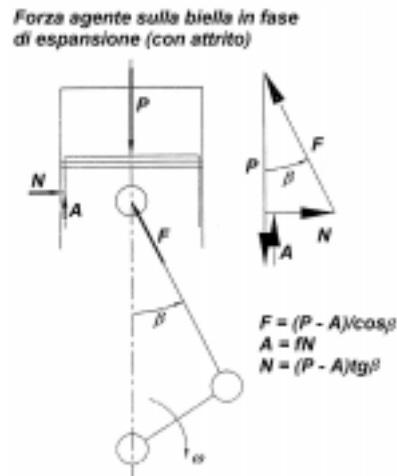
$$F = \frac{P}{\cos \beta}$$



**Figura 8. 27** Forza agente sulla biella (assenza di attrito).

Tenendo ora in considerazione gli attriti, occorre distinguere tra la corsa di espansione e quella di compressione; nel caso dell'espansione, una forza di attrito  $fN$  si oppone al moto dello stantuffo lungo le pareti della canna, con una conseguente riduzione, a parità di  $P$ , della forza  $F$  trasmessa all'albero (v. fig. 8.28):

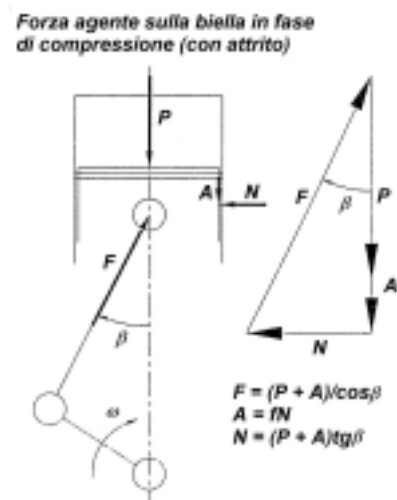
$$F = \frac{P - fN}{\cos \beta}$$



**Figura 8. 28** Forza agente sulla biella in fase di espansione (presenza di attrito).

Viceversa in fase di compressione, quando la forza di attrito si somma alla forza necessaria per spingere lo stantuffo verso il PMS, a parità di  $P$ , la forza  $F$  necessaria risulta maggiore (v. fig. 8.29):

$$F = \frac{P + fN}{\cos \beta}$$



**Figura 8. 29** Forza agente sulla biella in fase di compressione (presenza di attrito).

Gli attriti provocano quindi un aumento del lavoro di compressione ed una riduzione del lavoro di espansione. Integrando queste azioni lungo tutto il ciclo di lavoro, si ottiene il primo contributo al lavoro di marcia a vuoto:

$$L_v^{(1)} = \oint f \cdot p_{gas}(\theta) \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \cdot g(\theta) \cdot dx$$

dove  $g(\theta)$  è una funzione generica dell'angolo  $\theta$ . Moltiplicando e dividendo per la corsa  $c$  e per la pressione massima  $p_{max}$ , si ha:

$$L_v^{(1)} = \oint f \cdot p_{max} \cdot \frac{p_{gas}(\theta)}{p_{max}} \cdot V \cdot g(\theta) \cdot d\left(\frac{x}{c}\right)$$

$L_v^{(1)}$  si può quindi esprimere come:

$$L_v^{(1)} = k^{(1)} \cdot V \cdot p_{max}$$

dove  $k^{(1)}$  è una costante che dipende dal coefficiente di attrito  $f$ , dalla forma del ciclo  $(p_{gas}(\theta)/p_{max})$  e dalla geometria del manovellismo ovvero da  $\lambda$ .

Il corrispondente contributo alla pressione di marcia a vuoto risulta quindi:

$$p_v^{(1)} = k^{(1)} \cdot p_{max}$$

#### 8.10.2 Forze di attrito derivanti dalle azioni di inerzia

Le cosiddette “masse alterne”, ovvero lo stantuffo, lo spinotto, i segmenti ed il piede di biella, sono soggette a forze d'inerzia esprimibili, in base alle relazioni dinamiche del manovellismo, come:

$$F_{in} = -m_a \cdot a \cong -m_a \omega^2 r (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta)$$

Sebbene non sia lecito applicare il principio di sovrapposizione degli effetti con le pressioni dei gas, dal momento che le forze d'inerzia risultano concordi con il verso delle pressioni in prossimità del PMI e discordi in prossimità del PMS, si può, in prima approssimazione, trascurare l'effetto di parziale compenso che si può avere tra pressione dei gas e forze d'inerzia, e calcolare il contributo dato al lavoro di marcia a vuoto  $L_v^{(2)}$  come:

$$L_v^{(2)} = \oint f \cdot m_a \omega^2 r \cdot f(\theta) \cdot dx$$

dove si è indicato con  $f(\theta)$  una funzione generica dell'angolo di manovella. Essendo inoltre  $r = c/2$ , si ha:

$$L_v^{(2)} = \oint f \cdot m_a \frac{\omega^2 c^2}{2} \cdot f(\theta) \cdot d\left(\frac{x}{c}\right)$$

Poiché  $\omega c = u \pi$ , l'integrale risulta sostanzialmente dipendente dall'entità delle masse alterne  $m_a$  e dal quadrato della velocità media dello stantuffo  $u$  per mezzo di una costante  $k^{(2)}$ :

$$L_v^{(2)} = k^{(2)} \cdot m_a u^2$$

Il corrispondente termine della pressione di marcia a vuoto  $p_v^{(2)}$  è pertanto:

$$p_v^{(2)} = k^{(2)} \cdot \frac{m_a}{V} u^2$$

Questo risultato mette in evidenza come i motori alternativi siano costretti a funzionare con valori moderati della velocità media dello stantuffo (generalmente inferiore a 20 m/s) per contenere l'entità delle sollecitazioni inerziali e le perdite ad esse connesse.

### 8.10.3 Azionamento accessori

Sostanzialmente, in prima approssimazione, il lavoro necessario al trascinamento degli accessori si può ritenere indipendente dalle condizioni di funzionamento e proporzionale alle sole dimensioni del motore, ovvero alla cilindrata.

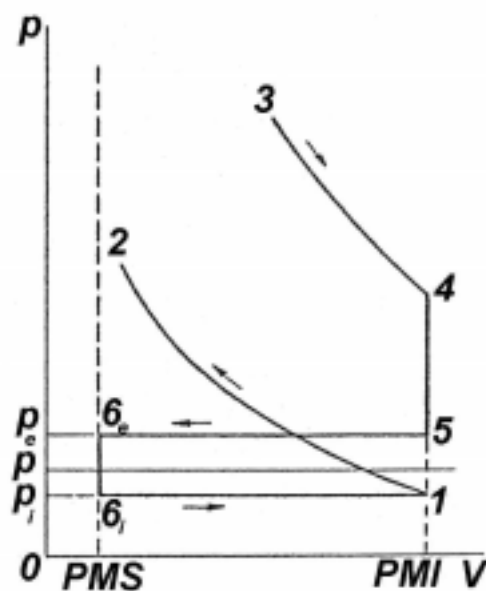
Risulta quindi:

$$L_v^{(3)} = k^{(3)} \cdot V \quad \text{ovvero} \quad p_v^{(3)} = k^{(3)}$$

### 6.10.4 Ricambio del fluido motore

Le perdite dovute alle laminazioni subite dal fluido nel passaggio attraverso le valvole fanno sì che l'espulsione dei gas combusti avvenga ad una pressione maggiore di quella dell'ambiente, e l'aspirazione della carica fresca ad una pressione inferiore. Il lavoro di ricambio del fluido risulta pertanto negativo. Il lavoro richiesto durante l'espulsione risulta pertanto superiore a quello ottenuto durante l'aspirazione, ed il ciclo di sostituzione del fluido motore dà quindi generalmente un contributo negativo al lavoro indicato. Usualmente tale contributo viene computato tra le perdite organiche, in quanto queste ultime vengono spesso determinate misurando la potenza necessaria per trascinare il motore termico.

Al fine di effettuare una valutazione di massima dell'entità del lavoro di ricambio del fluido supponiamo che il ciclo di sostituzione possa essere schematizzato come indicato in [figura 8.30](#), ovvero che tanto l'aspirazione quanto lo scarico forzato avvengano a pressione costante (rispettivamente  $p_i$  e  $p_r$ ), e che si possano considerare come istantanee l'apertura e la chiusura delle valvole.

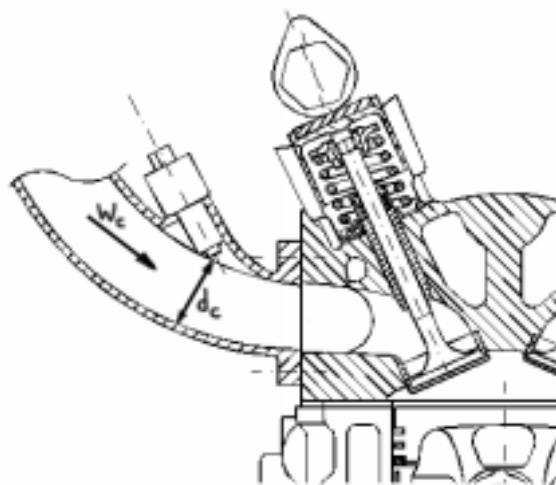


**Figura 8. 30** Ricambio del fluido motore (ciclo convenzionale).

In prima approssimazione risulta dunque:

$$L_v^{(4)} = (p_r - p_i) \cdot V$$

Per valutare il salto di pressione ( $p_i - p_r$ ) tra espulsione e aspirazione dei gas consideriamo un tratto del condotto di aspirazione, riportato in [figura 8.31](#).



**Figura 8. 31** Condotto di aspirazione

Ipotizzando per semplicità di operare con un fluido incompressibile in moto stazionario, e supponendo lo stantuffo animato di velocità costante pari alla velocità media  $u$ , imponiamo l'uguaglianza delle portate in volume:

$$dV_A = \frac{\pi}{4} d_c^2 \cdot w_c dt$$

$$dV_B = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot u dt$$

Si ottiene così per la velocità nel condotto  $w_c$  il valore:

$$w_c = u \left( \frac{d}{d_c} \right)^2$$

Per ragioni geometriche, data l'impossibilità per questioni di ingombro di realizzare condotti dal diametro maggiore di  $d/2$ , tale velocità risulta pari a 4 ÷ 5 volte la velocità media dello stantuffo  $u$ , ossia dell'ordine di 80÷100 m/s.

Per mettere in luce la dipendenza delle pressioni dalla velocità, applichiamo il I principio della termodinamica in forma euleriana tra una sezione a monte del condotto dove  $p \approx p_a$  e  $w \approx 0$  ed il meato valvola con le medesime ipotesi sopra enunciate:

$$0 = L_i \approx - \int v dp - \Delta E - L_w \approx - \frac{p_i - p_a}{\rho} - \frac{w_i^2}{2} - L_w$$

Trascurando per semplicità le perdite fluidodinamiche fino al meato valvola ( $L_w \approx 0$ ) si ottiene:

$$\frac{p_a - p_i}{\rho} \approx \frac{w_i^2}{2}$$

Poiché a valle del meato valvola il fluido subisce una brusca decelerazione non guidata, dissipando pressoché integralmente l'energia cinetica precedentemente acquisita in  $L_w$ , la pressione  $p_i$  risulta praticamente coincidente con la pressione all'interno del cilindro durante l'aspirazione.

In conclusione, ricordando il legame tra  $w$  ed  $u$ , il salto di pressione all'aspirazione risulta proporzionale a:

$$\Delta p_{\text{aspirazione}} = (p_a - p_i) \propto \rho \cdot u^2$$

Ad un aumento della velocità media  $u$  dello stantuffo corrisponde pertanto un aumento del salto di pressione con legge quadratica, ed un conseguente notevole aumento del lavoro di ricambio. Inoltre, la riduzione della pressione all'aspirazione riduce la quantità di aria aspirabile, diminuendo quindi il coefficiente di riempimento  $\lambda_v$  e la potenza sviluppabile dal motore. I valori di massima tollerabili per le velocità media dello stantuffo devono per questo motivo essere usualmente limitati al di sotto dei 15 m/s.

Valori di velocità media più elevati (20 ÷ 25 m/s) possono essere tollerati su motori plurivalvole, dove l'adozione di più canali per l'aspirazione e lo scarico consente la

realizzazione di una più ampia sezione di passaggio ed una conseguente riduzione del rapporto  $w/u$ .

Applicando un analogo procedimento alla fase di scarico, si può scrivere il contributo dato dal ricambio del fluido al lavoro di marcia a vuoto come:

$$L_v^{(4)} = (\Delta p_{\text{aspirazione}} + \Delta p_{\text{scarico}}) \cdot V = k^{(4)} \cdot \rho \cdot u^2 \cdot V$$

A parità di temperatura, dalla legge dei gas perfetti si può sostituire alla densità la pressione media del fluido nei condotti moltiplicata per una costante, che può essere conglobata con  $k$  nella costante di proporzionalità  $k^{(4)}$ .

Si ottiene così:

$$L_v^{(4)} = k^{(4)} \cdot p \cdot u^2 \cdot V$$

ovvero:

$$p_v^{(4)} = k^{(4)} \cdot p \cdot u^2$$

#### 8.10.4 Dipendenza del rendimento organico dai parametri di funzionamento

La pressione di marcia a vuoto  $p_v$  può essere espressa, sulla base delle considerazioni espresse nei paragrafi precedenti come:

$$p_v = k^{(1)} \cdot p_{\max} + k^{(2)} \cdot \left( \frac{m_a}{V} \right) \cdot u^2 + k^{(3)} + k^{(4)} p \cdot u^2$$

Analizziamo ora come i parametri di funzionamento influiscano sul valore del rendimento organico.

In particolare prendiamo in considerazione la dipendenza da:

- numero di giri
- carico
- dosatura  $\alpha$

#### Dipendenza del rendimento organico dal numero di giri

Il rendimento organico  $\eta_0$  può essere espresso come:

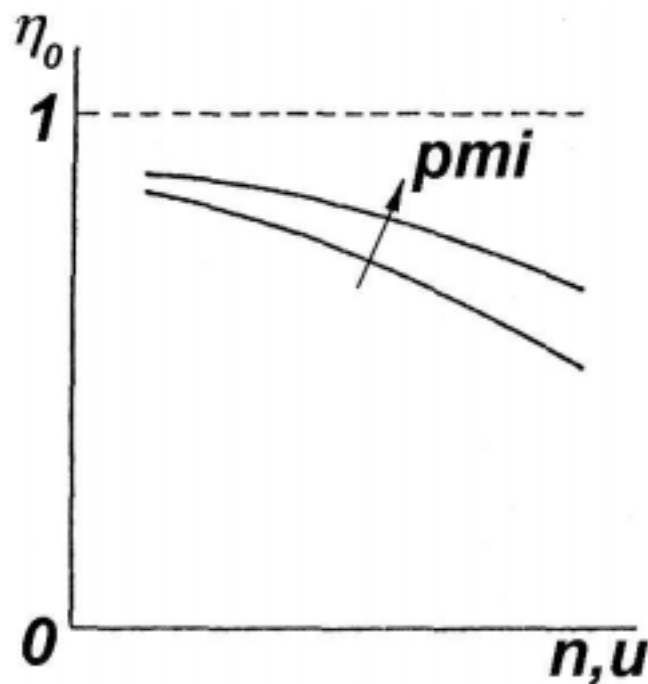
$$\eta_o = 1 - \frac{p_v}{pmi} = 1 - \frac{k^{(1)} p_{\max} + k^{(2)} \left( \frac{m_a}{V} \right) \cdot u^2 + k^{(3)} + k^{(4)} p \cdot u^2}{pmi}$$

ovvero:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A + Bn^2}{pmi}$$

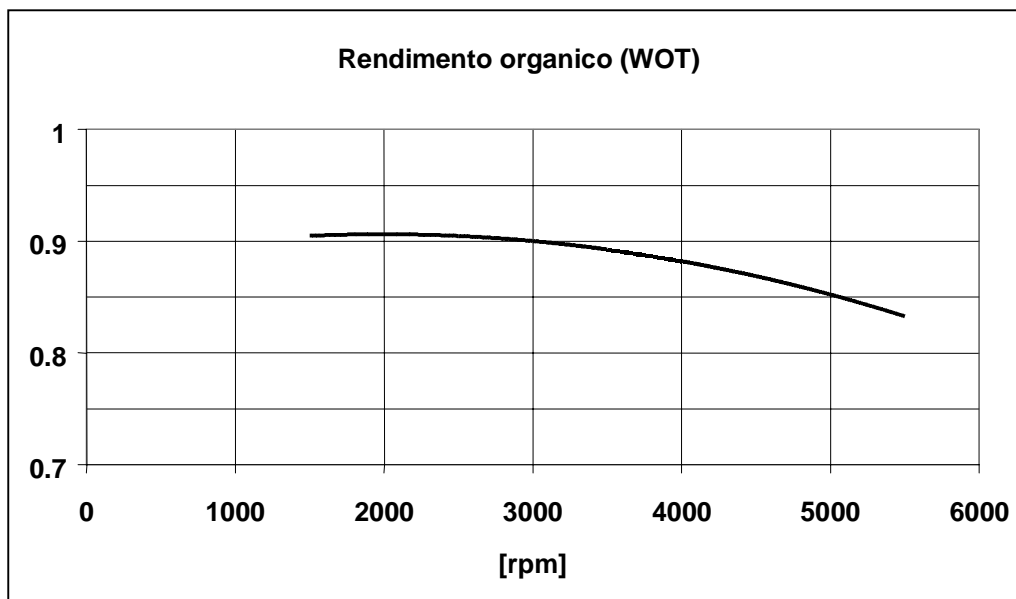
dove  $A$  e  $B$  rappresentano due costanti.

Supponendo, per semplicità,  $pmi$  costante al variare di  $n$ , il rendimento organico diminuisce pertanto al crescere della velocità di rotazione, data la maggiore incidenza delle perdite per attriti dovute alle forze d'inerzia e del lavoro di ricambio del fluido (v. fig. 8.32).



**Figura 8. 32** Rendimento organico  $\eta_0$  al variare della velocità di rotazione (supponendo  $pmi$  costante)

In seconda approssimazione, poiché a carico costante (ovvero, per un motore Otto, con valvola a farfalla in posizione fissa)  $pmi$  varia con  $n$  a causa della variazione di  $\eta_{\theta i}$  e  $\lambda_v$ , e poiché si possono realizzare effetti di compenso tra forze d'inerzia e pressioni dei gas (trascurati applicando la sovrapposizione degli effetti), l'andamento di  $\eta_0$  con  $n$  a carico costante è generalmente inizialmente crescente, per poi decrescere rapidamente una volta superato il punto di massimo (v. fig. 8.33).

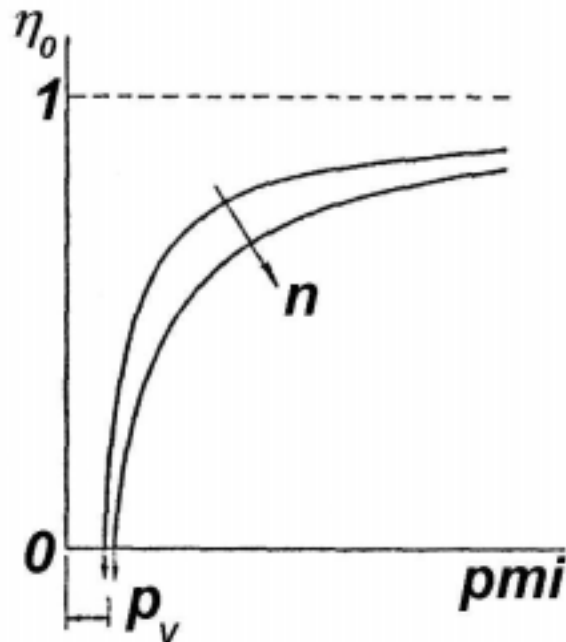


**Figura 8. 33** Rendimento organico  $\eta_0$  al variare della velocità di rotazione (RM costante, W.O.T.)



Dipendenza del rendimento organico dal carico

A velocità di rotazione costante, al diminuire del carico (ovvero chiudendo progressivamente la valvola a farfalla in un motore Otto) aumenta il lavoro di ricambio del fluido, ma diminuiscono gli attriti legati alle pressioni dei gas. Supponendo che le due variazioni si compensino mutuamente, ovvero  $p_v \approx \text{costante}$ , si ottiene per  $\eta_0$  l'andamento crescente con il carico (ovvero con la  $pmi$ ) riportato in [figura 8.34](#).



**Figura 8. 34** Rendimento organico  $\eta_0$  in funzione di  $pmi$  ( $n=\text{costante}$ ).

Dipendenza del rendimento organico dalla dosatura

E' ragionevole ritenere la pressione di marcia a vuoto pressochè indipendente dalla dosatura: l'unico termine che dipende da  $\alpha$  è infatti quello relativo all'attrito dovuto alle pressioni dei gas. Sicuramente è invece funzione della dosatura la  $pmi$ :

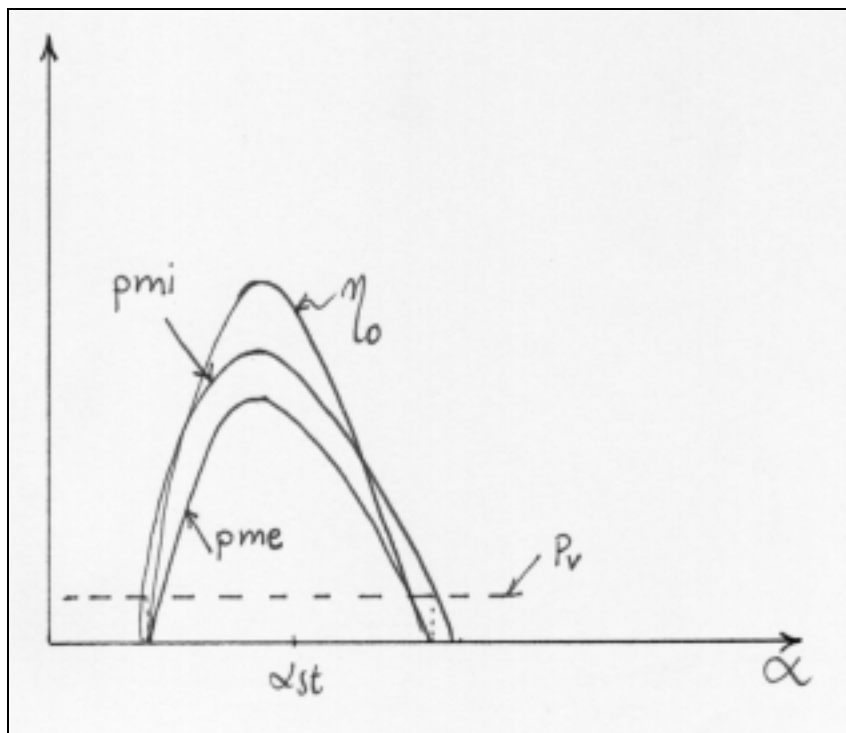
$$pmi = \eta_{\theta i} \cdot \eta_{lim} \cdot \frac{H_i}{\alpha \cdot V} \propto \eta_{\theta i} \cdot \eta_{lim} \cdot \frac{1}{\alpha}$$

Noti gli andamenti dei rendimenti limite e termofluidodinamico interno in funzione della dosatura, si può quindi tracciare l'andamento della  $pmi$  e della  $pme$ , che differiscono tra loro unicamente per il termine costante  $p_v$ .

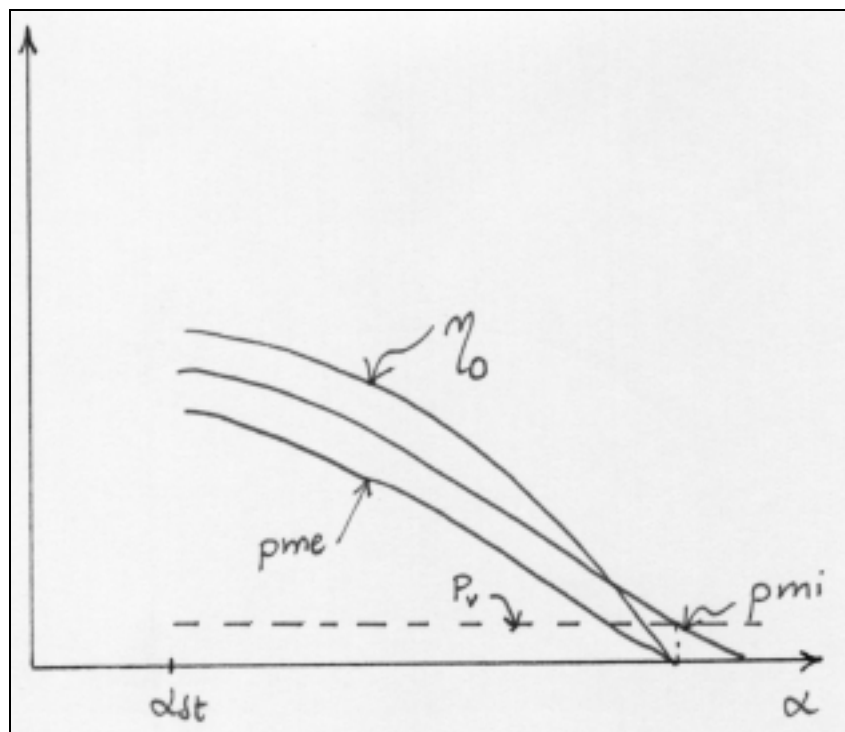
Il rendimento organico risulta pertanto massimo laddove è massima la  $pmi$ , ovvero per dosature leggermente ricche, per annullarsi invece dove  $pmi = p_v$  ([v. fig. 8.35a](#)).

Per quanto concerne infine il motore Diesel, l'andamento della  $pmi$  in funzione di  $\alpha$  risulta invece nettamente differente, dato il diverso andamento del rendimento termofluidodinamico interno  $\eta_{\theta i}$  ([v. fig. 8.25](#)). Di conseguenza il campo di esistenza di  $\eta_0$  è

in questo caso nettamente più ampio, poiché risulta  $p_{mi} = p_v$  solo per dosature  $\alpha$  nell'ordine di  $5\alpha_{st}$  (v. fig. 8.35a).



**Figura 8. 35a**  $p_{mi}$ ,  $p_{me}$ ,  $p_v$  in funzione della dosatura (motore Otto).



**Figura 8. 35b**  $p_{mi}$ ,  $p_{me}$ ,  $p_v$  in funzione della dosatura (motore Diesel).

## 8.11 Analisi dei rendimenti: il rendimento utile

Il rendimento utile rappresenta il rapporto complessivo tra l'effetto utile ottenuto dal motore (ovvero il lavoro utile prodotto) e la spesa (ovvero l'energia chimica del combustibile impiegato). Esso è dato dal prodotto dei rendimenti organico, termofluidodinamico interno e limite.

$$\eta_u = \frac{L_u}{E_u} = \frac{L_u}{L_I} \frac{L_I}{L_{i\lim}} \frac{L_{i\lim}}{E_u}$$

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

### 8.11.1 Dipendenza del rendimento utile dai parametri di funzionamento

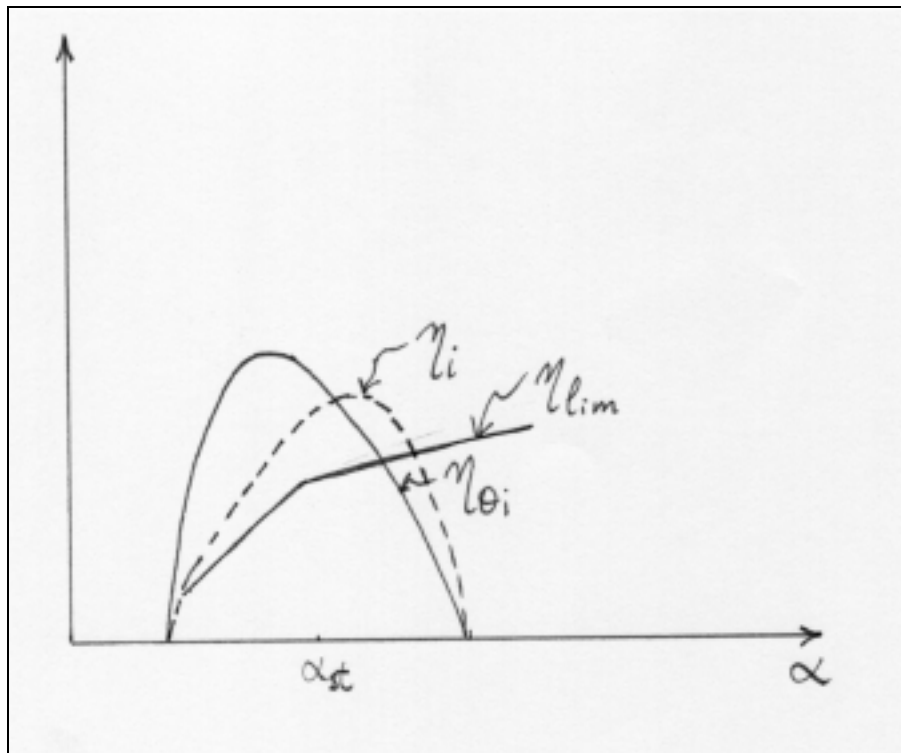
Analizziamo ora come i parametri di funzionamento influiscano sul valore del rendimento organico.

In particolare prendiamo in considerazione la dipendenza da:

- dosatura  $\alpha$
- numero di giri

#### Dipendenza del rendimento utile dalla dosatura $\alpha$

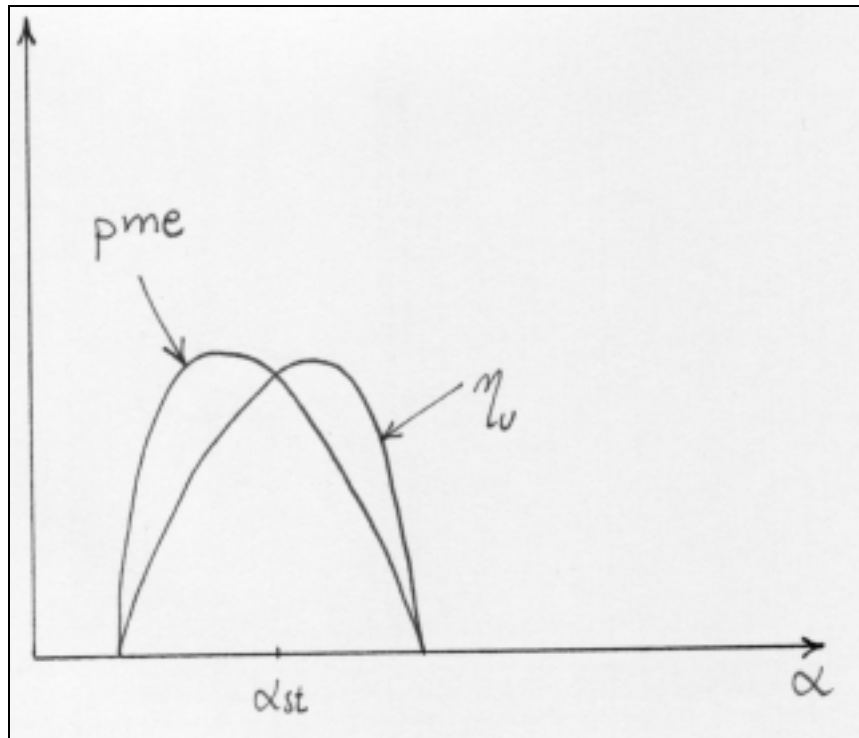
Al fine di individuare la dipendenza del rendimento utile dalla dosatura nei motori ad accensione comandata, è utile esaminare l'andamento del *rendimento interno*  $\eta_i = \eta_{\lim} \eta_{\theta i}$  (v. fig. 8.36):



**Figura 8. 36** Rendimento interno  $\eta_i$  in funzione della dosatura  $\alpha$  (motore Otto)

Esso presenta un massimo nel campo delle dosature povere a causa dell'andamento crescente con  $\alpha$  del rendimento limite; moltiplicando  $\eta_i$  per il rendimento organico, si ottiene quindi un diagramma simile, con un massimo ancora nel campo delle miscele povere ma più vicino alla dosatura stechiometrica.

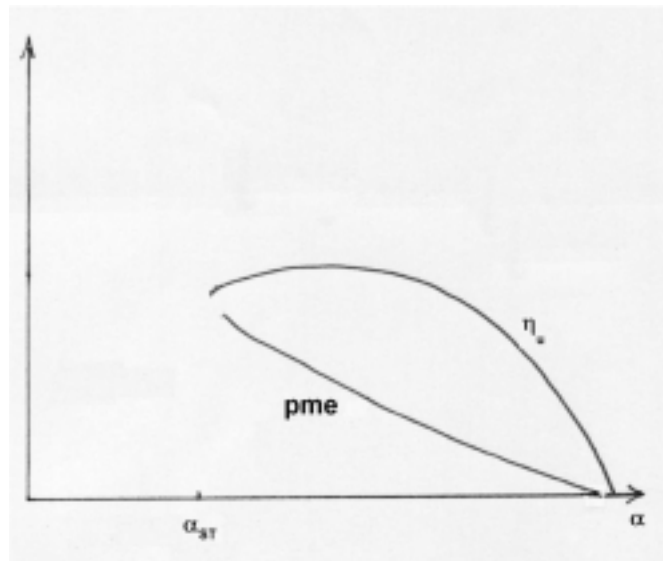
Può essere utile confrontare l'andamento del rendimento utile con quello della pressione media effettiva  $p_{me}$  (v. fig. 8.37):



**Figura 8. 37** Rendimento utile e  $p_{me}$  in funzione della dosatura  $\alpha$  (motore Otto)

Risulta evidente come sia opportuno pertanto alimentare il motore con dosatura ricca qualora sia necessario ottenere la massima potenza (ovvero, per un motore aeronautico al decollo), e con dosatura povera invece qualora sia necessario privilegiare l'ottenimento di bassi consumi (ovvero, per un motore aeronautico, in condizioni di volo a velocità di crociera).

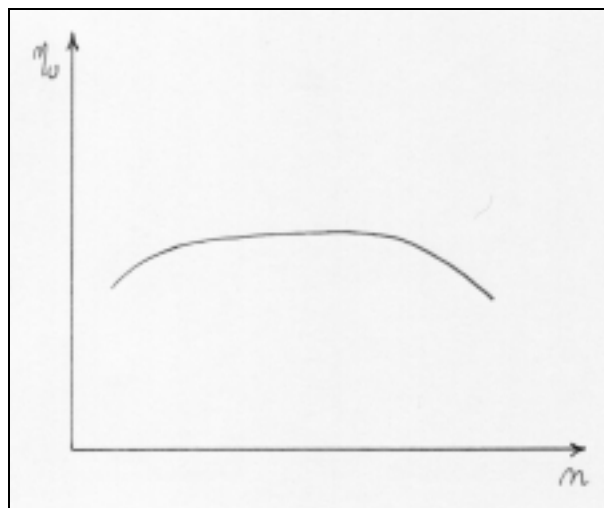
Infine, per quanto concerne i motori ad accensione per compressione, si può osservare (v. fig. 8.38) come in questo caso si possano ottenere dei rendimenti elevati in un ampio campo di valori di dosatura, dal momento che il rendimento utile raggiunge un massimo per  $\alpha \approx \alpha_{ST}$  e si annulla per valori di dosatura molto elevati,  $\alpha \geq 5\alpha_{ST}$ .



**Figura 8. 38** Rendimento utile e  $pme$  in funzione della dosatura  $\alpha$  (motore Diesel).

Dipendenza del rendimento utile dal numero di giri

Il comportamento del rendimento utile può essere determinato analizzando il prodotto dei rendimenti termofluidodinamico interno ed organico (il rendimento limite non dipende infatti dal regime di rotazione).



**Figura 8. 39** Rendimento utile in funzione della velocità di rotazione.

L'andamento del rendimento utile al variare della velocità di rotazione del motore risulta pertanto poco variabile, mostrando generalmente un apprezzabile decadimento solo alle alte velocità, a causa del crescere delle perdite organiche (v. fig. 8.39).

## 8.12 Il coefficiente di riempimento $\lambda_v$

Il coefficiente di riempimento  $\lambda_v$  è definito come rapporto tra la massa d'aria aspirata dal motore  $m_a$  ed una massa di riferimento  $m_{a,rif}$ , usualmente ritenuta pari alla massa che potrebbe riempire la cilindrata nelle condizioni di pressione e temperatura presenti all'aspirazione del motore.

$$\lambda_v = \frac{m_a}{m_{a,rif}} = \frac{m_a}{\rho V}$$

I principali fenomeni che influenzano il coefficiente di riempimento  $\lambda_v$  sono i seguenti:

- Laminazioni all'aspirazione
- Laminazioni allo scarico
- Scambi di calore con le pareti
- "Rifiuto" o "riflusso"
- Effetti dinamici

### 8.12.1 Laminazioni all'aspirazione ed allo scarico

Le laminazioni all'aspirazione riducono la pressione ad un valore  $p_i < p_{amb}$  riducendo al contempo la densità dell'aria ( $\rho_i < \rho_{amb}$ ): ciò comporta pertanto una riduzione del coefficiente di riempimento  $\lambda_v$  in misura pressoché corrispondente, in prima approssimazione, alla riduzione di pressione (se  $p_i/p_{amb} \approx 0,9$  allora  $\rho_i/\rho_{amb} \approx 0,9$  ovvero  $\lambda_v \approx 0,9$ ). Inoltre le laminazioni allo scarico causano un'ulteriore perdita di riempimento, dal momento che al termine dell'espulsione lo spazio morto  $V_M$  risulta occupato da gas combusti alla pressione  $p_r > p_{amb}$ : prima che possa aver inizio l'effettiva immissione di carica fresca all'interno del cilindro è infatti necessario che i gas combusti si espandano dalla pressione  $p_r$  alla pressione  $p_i$ , sottraendo così parte della cilindrata che non può essere impiegata per ospitare la carica fresca.

Volendo entrare più nel dettaglio circa l'incidenza quantitativa che questi effetti hanno sul coefficiente di riempimento, è opportuno fare ricorso al *ciclo convenzionale* che non tiene conto degli anticipi/posticipi di apertura/chiusura delle valvole e prevede pressioni costanti durante le fasi di aspirazione e scarico.

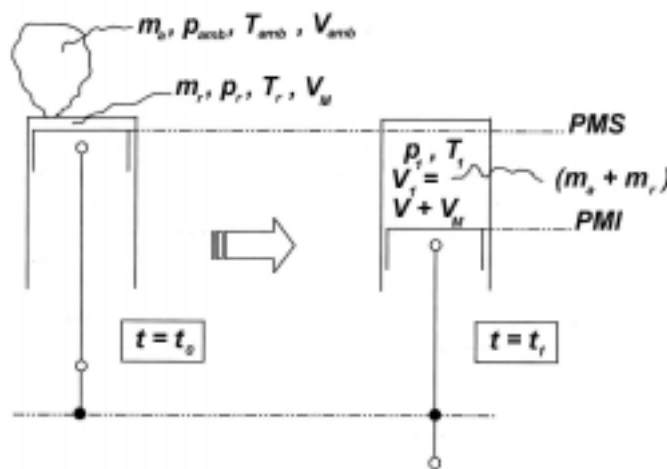


Figura 8. 40 Fase di aspirazione.

Applicando il I principio in forma *lagrangiana* alla massa di fluido presente nel cilindro al termine della fase di aspirazione e seguendo l'evoluzione dall'inizio alla fine della fase di aspirazione si ha (supponendo per il momento che la trasformazione sia adiabatica e ritenendo trascurabili le variazioni di energia cinetica tra inizio e fine aspirazione):

$$Q = 0 = \Delta U + L_e + \Delta E \approx \Delta U + L_e$$

Essendo:

$$\Delta U = m_a c_v (T_1 - T_{amb}) + m_r c'_v (T_1 - T_r)$$

e

$$L_e = p_1 V - p_{amb} V_{amb}$$

trascurando la differenza tra i calori specifici dell'aria e dei gas residui, si può ottenere, con pochi passaggi, la seguente espressione che evidenzia l'influenza delle laminazioni all'aspirazione e allo scarico sul coefficiente di riempimento  $\lambda_v$ :

$$\lambda_v = \frac{p_i}{p_{amb}} \cdot \left[ 1 - \frac{\frac{p_r}{p_{amb}} - 1}{k(\varepsilon - 1)} \right] = \frac{p_i}{p_{amb}} \cdot \left[ 1 - \frac{\left( \frac{p_r}{p_{amb}} \right) \left( \frac{p_{amb}}{p_i} \right) - 1}{k(\varepsilon - 1)} \right]$$

Sono evidenti i principali effetti negativi legati alle laminazioni all'aspirazione e allo scarico:

- La riduzione di pressione (e quindi di densità) del fluido all'aspirazione, rappresentata dal termine  $p_{amb} / p_i$
- La riduzione di volume a disposizione (rappresentata dal termine entro parentesi quadra) a causa sia della laminazione allo scarico ( $p_r / p_{amb}$ ), sia delle laminazioni all'aspirazione

Non è difficile mostrare come le due laminazioni abbiano “pesi” diversi sul coefficiente  $\lambda_v$ : considerando separatamente i due effetti e supponendo le laminazioni di pari entità, ad esempio  $(p_r - p_{amb}) = (p_{amb} - p_i) = 0,1$  bar si ottengono infatti i seguenti valori:

- solo laminazione all'aspirazione ( $p_r = p_{amb}$ ):  $\lambda_v = 0.89$
- solo laminazione allo scarico ( $p_i = p_{amb}$ ):  $\lambda_v = 0.99$

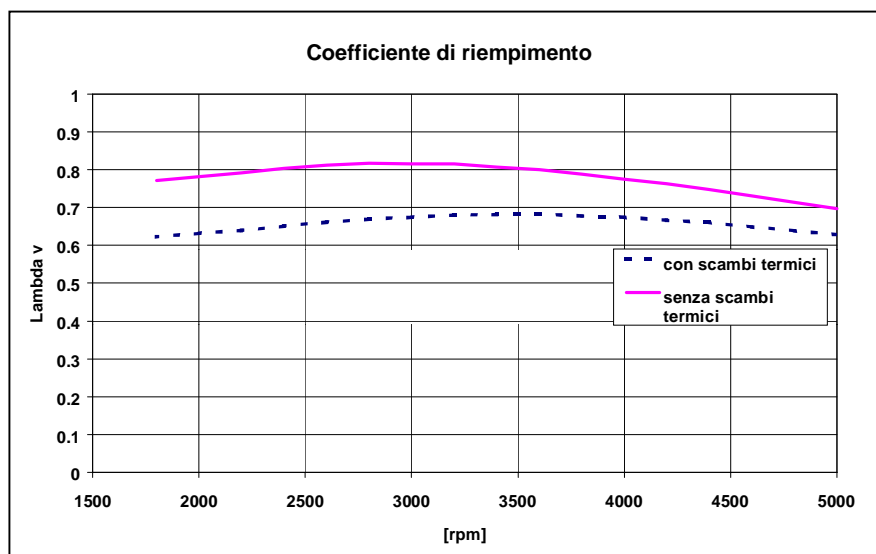
Le considerazioni sopra riportate spiegano la tendenza a privilegiare le dimensioni delle valvole di aspirazione a scapito di quelle di scarico, data la scarsa incidenza delle laminazioni allo scarico sul coefficiente di riempimento. Ricordando infine che l'entità delle laminazioni cresce con il quadrato della velocità media dello stantuffo ([v. par. 8.10.4](#)), si comprende come l'incidenza di tale perdita sul  $\lambda_v$  cresca notevolmente al crescere della velocità di rotazione del motore.

### 8.12.2 Scambi di calore con le pareti

Essendo la temperatura media delle pareti del motore largamente superiore a quella dell'ambiente durante la fase di aspirazione, si assiste ad una cessione di calore dalle pareti alla massa d'aria in ingresso, con una conseguente riduzione della sua densità a scapito del coefficiente di riempimento.

Si possono invece, in prima istanza, trascurare gli effetti degli scambi termici tra la massa d'aria aspirata e i gas residui, in quanto le reciproche variazioni di volume specifico tendono a compensarsi.

Per quanto riguarda la dipendenza di questo fattore di perdita dalla velocità di rotazione, benché al crescere di  $n$  il coefficiente di scambio termico tenda a crescere ( $h \propto u^{0,75}$ ), la riduzione del tempo a disposizione per gli scambi di calore risulta essere predominante causando una riduzione dell'incidenza di tale perdita sul  $\lambda_v$  al crescere del numero di giri (v. fig. 8.41).



**Figura 8. 41** Coefficiente di riempimento  $\lambda_v$  in funzione della velocità di rotazione  $n$  con e senza scambi termici

### 8.12.3 “Rifiuto” o “riflusso”

E' conveniente adottare un posticipo di chiusura delle valvole di aspirazione rispetto al *PMI* per sfruttare l'inerzia della colonna d'aria entrante. Peraltro il ritardo di chiusura delle valvole di aspirazione risulta determinato dal profilo della camma ed è pertanto costante in termini di intervallo angolare  $\Delta\theta$  e crescente invece al diminuire della velocità di rotazione in termini di intervallo temporale. Quindi se in fase di progetto il posticipo  $\Delta\theta$  viene scelto per ottimizzare il riempimento alla velocità  $n = n_0$ , alle velocità inferiori ad  $n_0$  la colonna fluida, già dotata di una minore inerzia, avrà a disposizione un intervallo di tempo  $\Delta t > \Delta t_0$  che le consentirà di annullare la propria velocità e di acquistare invece una velocità negativa, causando così un *reflusso* dal cilindro verso l'ambiente di aspirazione.

### 8.12.4 Effetti dinamici

All'atto dell'apertura della valvola di aspirazione la depressione prodotta dal moto dello stantuffo si propaga lungo il condotto di aspirazione risalendo la corrente con velocità pari alla velocità del suono  $c_s$ . L'onda di depressione, raggiunta la sezione di sbocco del condotto nel cassoncino di aspirazione, viene riflessa come onda di sovrappressione e



percorre nuovamente il condotto di aspirazione, questa volta con verso concorde con la corrente, con velocità  $c_s$ . Qualora quest'onda di sovrappressione giunga in prossimità della valvola quando quest'ultima è ancora aperta si può realizzare un effetto di sovralimentazione dinamica, incrementando la quantità d'aria aspirata dal motore. Questo effetto positivo sul riempimento si ottiene però soltanto se il tempo  $\Delta t_w$  impiegato dall'onda per percorrere il condotto di lunghezza  $L$  ( $\Delta t_w \approx \frac{2L}{c_s}$ , trascurando la velocità della corrente  $w$  rispetto a  $c_s$ ) nei due sensi risulta inferiore al periodo di apertura delle valvola  $\Delta t_{v,asp} < \frac{\Delta \theta_{asp}}{\omega}$ : essendo la velocità di propagazione dell'onda  $c_s$  indipendente dalla velocità di rotazione del motore sarà possibile realizzare un effetto di sovralimentazione dinamica positivo solo in corrispondenza di una determinata velocità del motore.

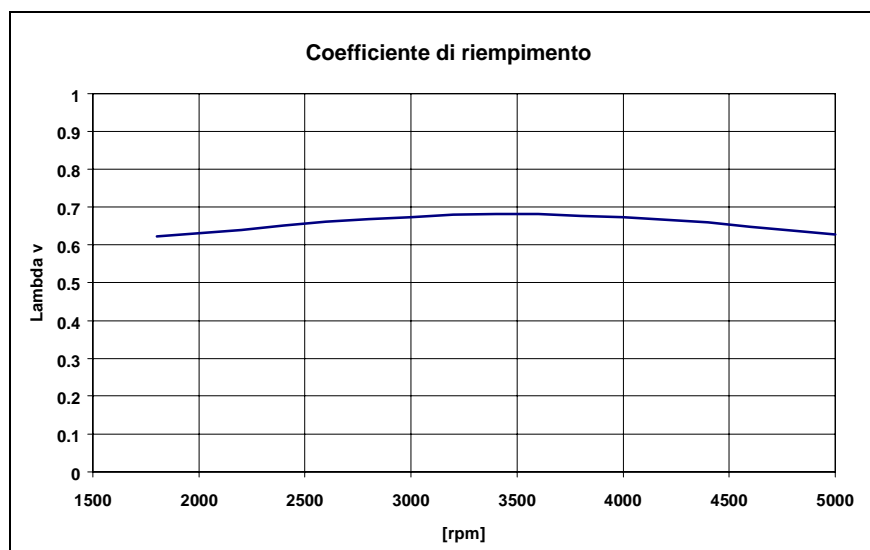
#### 8.12.5 Dipendenza del coefficiente di riempimento $\lambda_v$ dai parametri di funzionamento

Analizziamo le dipendenze del coefficiente di riempimento  $\lambda_v$  dai parametri di funzionamento del motore e in particolare da:

- Velocità di rotazione  $n$
- Carico

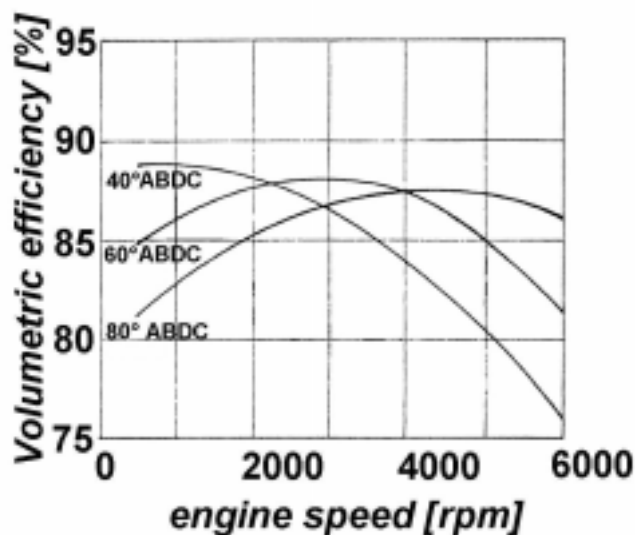
##### Dipendenza di $\lambda_v$ dalla velocità di rotazione $n$

L'andamento del coefficiente di riempimento  $\lambda_v$  risulta inizialmente crescente al crescere della velocità di rotazione grazie alla progressiva riduzione delle perdite per riflusso e per scambi termici, per poi raggiungere un massimo oltre il quale  $\lambda_v$  decresce essenzialmente a causa della sempre maggiore incidenza delle perdite per laminazione (v. fig. 8.42). A questo andamento possono poi sovrapporsi massimi o minimi locali causati da effetti dinamici nell'intorno di particolari regimi di rotazione in cui si realizzano condizioni di risonanza positive o negative.



**Figura 8. 42** Coefficiente di riempimento  $\lambda_v$  in funzione della velocità di rotazione  $n$ .

La posizione del massimo risulta essere determinata essenzialmente dal posticipo di chiusura della valvola di aspirazione, tendendo a spostarsi verso regimi di rotazione più elevati al crescere del posticipo adottato.

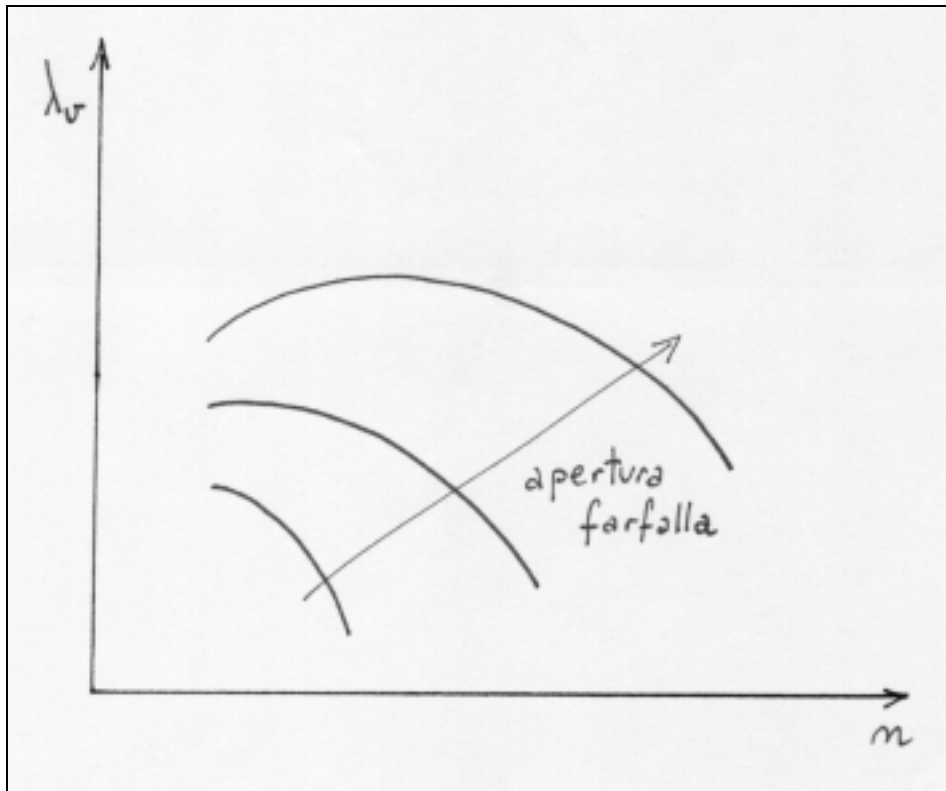


**Figura 8. 43** Coefficiente di riempimento  $\lambda_v$  (*volumetric efficiency*) in funzione della velocità di rotazione per diversi valori del posticipo di chiusura delle valvole di aspirazione (40° ABDC corrisponde a 40° dopo il PMI, etc.).

Per questo motivo possono essere adottati *variatori di fase*, ovvero dispositivi in grado di variare la fasatura del profilo della valvola di aspirazione in dipendenza del regime di rotazione.

#### Dipendenza di $\lambda_v$ dal carico

Nei motori ad accensione comandata data la necessità di mantenere  $\alpha \approx$  costante al ridursi della potenza erogata dal motore è necessario ridurre contestualmente alla portata di combustibile anche la portata d'aria introducendo una laminazione attraverso un'apposita valvola di regolazione detta valvola a farfalla. Al ridursi del carico viene pertanto ridotto il  $\lambda_v$  agendo sulla valvola a farfalla: al diminuire del grado di apertura della farfalla l'andamento del  $\lambda_v$  in funzione di  $n$  si fa più rapidamente decrescente (il massimo si sposta verso sinistra fino a scomparire) data la sempre maggiore incidenza della laminazione aggiuntiva introdotta (v. fig. 8.44).



**Figura 8. 44** Coefficiente di riempimento  $\lambda_v$  in funzione della velocità di rotazione  $n$  e del grado di apertura della farfalla

## 8.13 Curve caratteristiche dei motori alternativi

### 8.13.1 Caratteristica meccanica

Per *caratteristica meccanica* di un motore alternativo si intende il diagramma della coppia motrice e della potenza erogata in funzione del numero di giri per una prefissata posizione dell'organo di regolazione (*RM*) del motore (in assenza di indicazioni differenti, si intende in posizione tale da consentire l'erogazione della massima potenza).

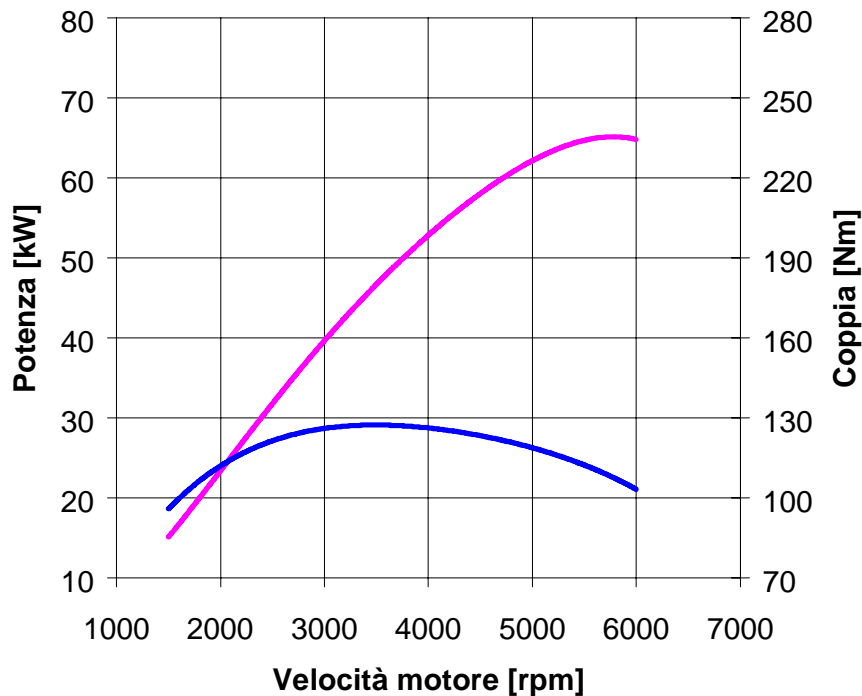
Nel caso dei *motori ad accensione comandata*, l'organo di regolazione è rappresentato dalla valvola a farfalla. L'andamento della coppia in funzione del numero di giri, essendo:

$$C \propto pme \propto \eta_u \cdot \lambda_v \cdot \frac{H_i}{\alpha v}$$

risulta quindi determinato dal coefficiente di riempimento  $\lambda_v$  e dal rendimento utile  $\eta_u$  dato che la dosatura è all'incirca costante (pari a  $0,9 \cdot \alpha_{st}$ ). Più precisamente, essendo relativamente modeste le variazioni del rendimento utile con il numero di giri (se si esclude un apprezzabile peggioramento ai regimi più elevati), l'andamento della coppia risulta determinato essenzialmente dal coefficiente di riempimento  $\lambda_v$ . La coppia risulta pertanto inizialmente crescente con la velocità di rotazione fino a raggiungere un massimo al cosiddetto *regime di coppia massima* (coincidente, nell'ipotesi semplificativa di  $\eta_u \approx$  costante, col regime di massimo riempimento) per poi diminuire al crescere della velocità. Per quanto concerne la potenza, essendo  $P_u = C_u \cdot \omega$ , si ha generalmente un andamento rapidamente crescente fino al regime di coppia massima, in quanto crescono sia coppia

che velocità; successivamente, una volta superato tale regime, la potenza continua ad aumentare (ma con minore rapidità) perché almeno inizialmente prevale l'aumento di velocità sulla diminuzione di coppia. Infine dopo aver raggiunto il massimo in corrispondenza del cosiddetto *regime di potenza massima* anche la potenza diventa decrescente in quanto la diminuzione della coppia erogata agli alti regimi si fa così marcata da non potere più essere compensata dall'aumento di velocità. (v. fig. 8.45)

Si può notare, infine, come la tangente dell'angolo  $\beta$  formato dall'asse delle ascisse col segmento  $\overline{OP}$  che unisce l'origine con un punto qualsiasi della curva di potenza risulta essere proporzionale alla coppia erogata; di conseguenza si avrà  $\beta = \beta_{\max}$  in corrispondenza del regime di coppia massima, dove il segmento  $\overline{OP}$  sarà tangente alla curva di potenza (v. fig. 8.46)



**Figura 8. 45** Caratteristica meccanica (motore Otto).

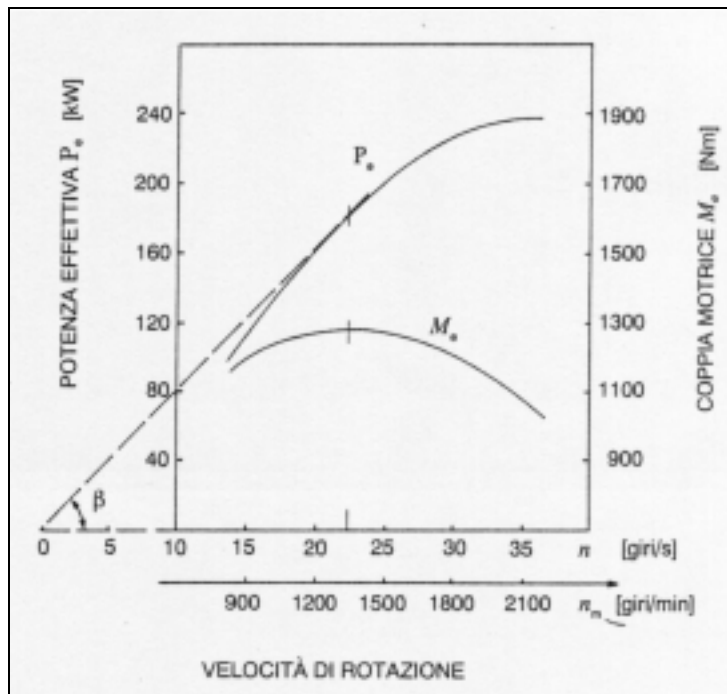


Figura 8. 46 Caratteristica meccanica.

Per quanto riguarda invece i *motori ad accensione per compressione*, la regolazione è effettuata direttamente sulla quantità di combustibile iniettata  $m_{bi}$ : supponendo allora che ad RM costante corrisponda  $m_{bi}$  costante la coppia seguirà l'andamento del rendimento utile, presentando dunque un andamento pressoché costante in funzione del numero di giri (v. fig. 8.47).

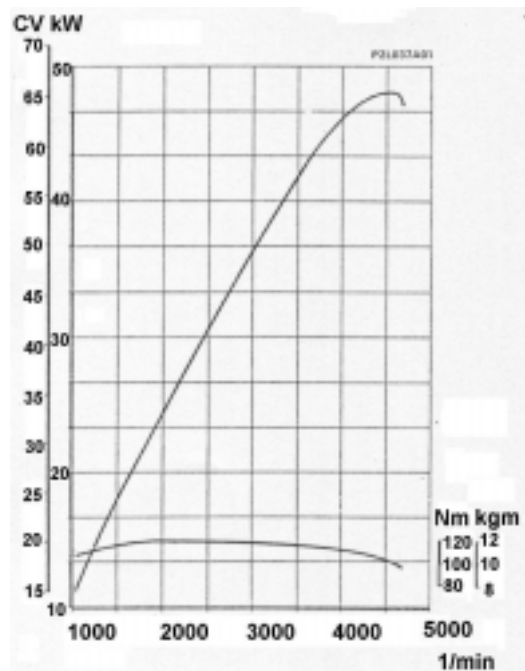
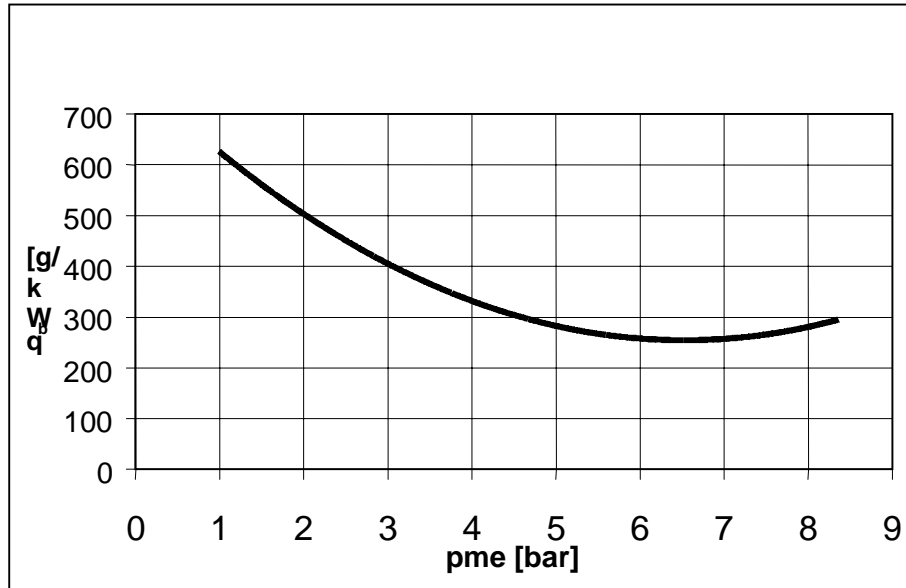


Figura 8. 47 Caratteristica meccanica (motore Diesel).

### 8.13.2 Caratteristica di regolazione

Nel caso di motori destinati ad utilizzatori che devono funzionare ad un prefissato regime di rotazione (quali ad esempio motori destinati all'azionamento di un alternatore per la produzione di energia elettrica) è importante conoscere l'andamento del consumo specifico di combustibile  $q_b$  (o del rendimento utile  $\eta_u$ ) al variare della potenza utile erogata dal motore a numero di giri costante: questo diagramma prende il nome di *caratteristica di regolazione* (v. fig. 8.48).

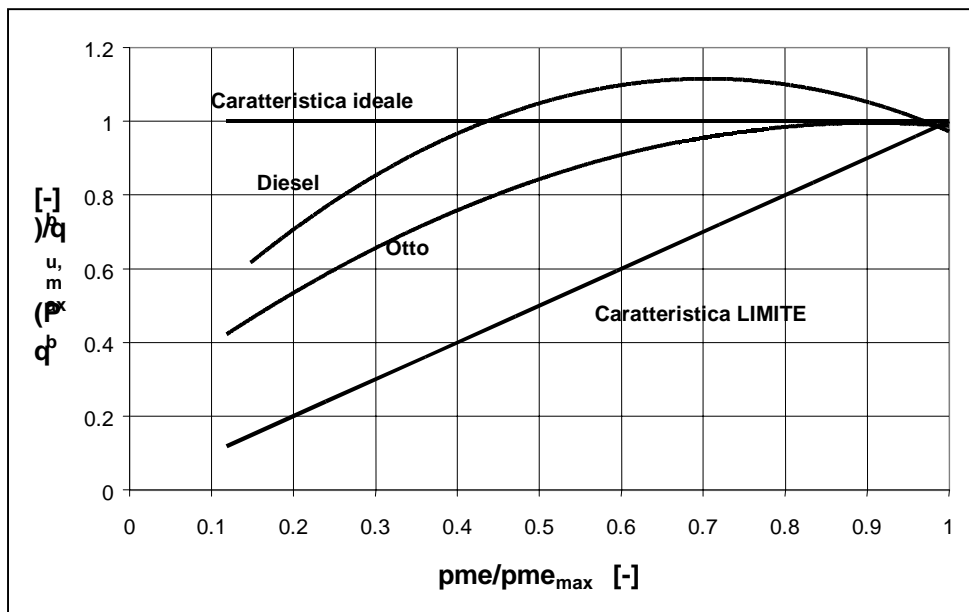


**Figura 8. 48** Caratteristica di regolazione.

Spesso la caratteristica di regolazione può essere adimensionalizzata (v. fig. 8.49) riportando in ascissa il rapporto  $\frac{P_u}{P_{u,max}}$  o  $\frac{pme}{pme_{max}}$  ed in ordinata il rapporto  $\frac{q_{b,P_{u,max}}}{q_b}$ , ovvero  $\frac{\eta_u}{\eta_{u,P_{u,max}}}$ , in quanto:

$$\frac{q_{b,P_{u,max}}}{q_b} = \frac{\eta_u}{\eta_{u,P_{u,max}}}$$

La caratteristica di regolazione ideale risulta in tal caso essere una retta parallela all'asse delle ascisse, mentre la bisettrice del primo quadrante può essere definita come *caratteristica di regolazione limite* in quanto corrisponde ad una regolazione secondo la quale ogni diminuzione di potenza è ottenuta in virtù di una pari riduzione di rendimento utile, ovvero a  $\dot{m}_b = \text{costante}$ . Nella zona sottostante tale caratteristica limite si avrebbe pertanto l'assurdo di dover incrementare la portata di combustibile per ridurre la potenza erogata dal motore. Si può notare infine come la caratteristica di regolazione del motore Diesel risulti usualmente migliore rispetto a quella del motore Otto, che risulta penalizzato dal progressivo aumento delle perdite per il ricambio del fluido motore, data la parzializzazione crescente al ridursi della potenza erogata.



**Figura 8. 49** Caratteristica di regolazione normalizzata: confronto motori Otto e Diesel.

### 8.13.3 Cubica di utilizzazione

Nel caso di motori destinati alla trazione automobilistica o ad applicazioni aeronautiche il campo di velocità di rotazione in cui il motore può operare può essere piuttosto esteso (il rapporto  $\frac{n_{max}}{n_{min}}$  può essere dell'ordine di 6 o ancora superiore per un motore ad accensione comandata di tipo automobilistico). Sarebbe quindi necessario, volendo conoscere i consumi del motore, disporre di un fascio di caratteristiche di regolazione rilevate a differenti velocità di rotazione. Per concentrare l'informazione in un unico diagramma si può osservare che la potenza necessaria per l'avanzamento di un autoveicolo su strada piana a velocità costante risulta pari a:

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot C_x \cdot S \cdot v^3 + f_0 \cdot m \cdot g \cdot v$$

dove:

- $\rho_a$  è la densità dell'aria;
- $C_x$  è il coefficiente di forma del veicolo;
- $S$  è la sezione retta frontale del veicolo;
- $v$  è la velocità di avanzamento;
- $f_0$  è il coefficiente di resistenza al rotolamento;
- $m$  è la massa del veicolo;
- $g$  è l'accelerazione di gravità.

Ovvero per un prefissato rapporto di trasmissione alle ruote si avrà:

$$P = k_1 \cdot n^3 + k_2 \cdot n$$

Trascurando il termine lineare si ottiene:

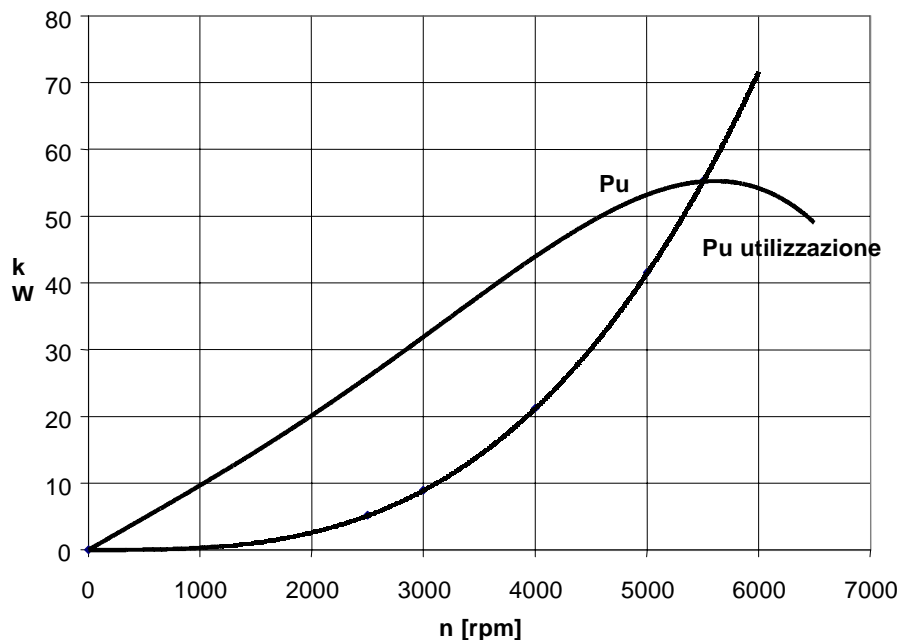
$$P_u = K \cdot n^3$$

Analoga espressione può essere ricavata per applicazioni aeronautiche nel caso in cui il motore sia collegato ad un'elica.

Per determinare la costante  $k$  in modo tale che non dipenda dall'utilizzatore ma soltanto dal motore si può porre (v. fig. 8.50)

$$k = \frac{P_{u, \max}}{(n_{P_{u, \max}})^3}$$

Questo corrisponde ad individuare la cubica passante per il punto di massima potenza erogata dal motore, ovvero ad individuare un utilizzatore in grado di sfruttare al meglio la potenza disponibile. Una volta determinata tale costante si porta il motore a funzionare in corrispondenza della caratteristica cubica rilevandone il consumo specifico: in questo modo si può ottenere il diagramma  $q_b - n$  che rispecchia l'andamento del rendimento nelle presumibili condizioni di esercizio del motore (v. fig. 8.51).



**Figura 8.50** Confronto tra potenza erogata ( $P_u$ ) e potenza richiesta per la trazione ( $P_u$  utilizzazione).



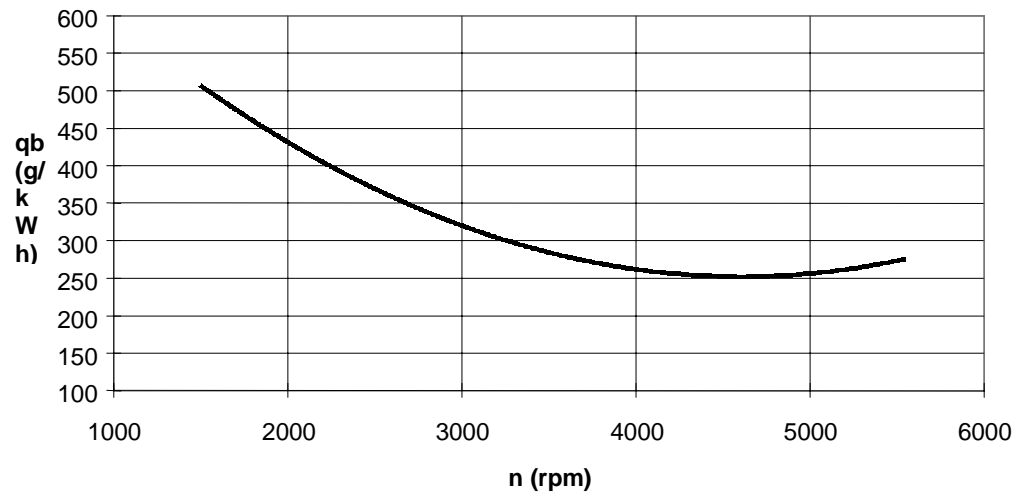


Figura 8.51 Cubica di utilizzazione.

## INDICE

<b>8.1</b>	<b>Introduzione.....</b>	<b>1</b>
<b>8.2</b>	<b>Principali elementi costitutivi dei motori alternativi a c.i. ....</b>	<b>2</b>
<b>8.3</b>	<b>Relazioni geometriche, cinematiche e dinamiche del manovellismo .....</b>	<b>4</b>
<b>8.4</b>	<b>Cicli di lavoro.....</b>	<b>7</b>
8.4.1	Ciclo di lavoro motore a 4 tempi .....	7
8.4.2	Ciclo di lavoro motore a 2 tempi .....	8
<b>8.5</b>	<b>Cicli ideali di riferimento.....</b>	<b>9</b>
8.5.1	Ciclo ideale di riferimento per motori ad accensione comandata: ciclo Otto.....	10
8.5.2	Ciclo ideale di riferimento per motori ad accensione per compressione: ciclo Diesel.....	11
8.5.3	La ‘chiusura’ inferiore dei cicli.....	11
8.5.4	Rendimento del ciclo Otto .....	14
8.5.5	Rendimento del ciclo Diesel .....	14
<b>8.6</b>	<b>Legami tra cicli di lavoro e cicli ideali di riferimento.....</b>	<b>16</b>
8.6.1	Ciclo limite.....	17
8.6.2	Ciclo indicato.....	17
8.6.3	Lavoro utile.....	17
<b>8.7</b>	<b>Prestazioni del motore alternativo a combustione interna .....</b>	<b>18</b>
8.7.1	Potenza utile.....	18
8.7.2	Consumo specifico di combustibile.....	18
8.7.3	Pressioni medie effettiva ed indicata; pressione di marcia a vuoto .....	19
8.7.4	Analisi dei parametri che influenzano la pme .....	19
<b>8.8</b>	<b>Analisi dei rendimenti: il rendimento limite.....</b>	<b>20</b>
8.8.1	Variazione di $c_p$ e $c_v$ con la temperatura.....	21
8.8.2	Dissociazione .....	22
8.8.3	Variazione della costante di elasticità $R$ .....	23
8.8.4	Dipendenza del rendimento limite dai parametri di funzionamento .....	23
<b>8.9</b>	<b>Analisi dei rendimenti: il rendimento termofluidodinamico interno .....</b>	<b>27</b>
8.9.1	Intempestività della combustione.....	28
8.9.2	Incompletezza della combustione.....	28
8.9.3	Scambi di calore con le pareti.....	29
8.9.4	Fughe di fluido motore .....	29
8.9.5	Dipendenza del rendimento dai parametri di funzionamento.....	30
<b>8.10</b>	<b>Analisi dei rendimenti: il rendimento organico.....</b>	<b>32</b>
8.10.1	Forze di attrito derivanti dalle pressioni dei gas.....	32
8.10.2	Forze di attrito derivanti dalle azioni di inerzia.....	35
8.10.3	Azionamento accessori .....	36
8.10.4	Dipendenza del rendimento organico dai parametri di funzionamento.....	39
<b>8.11</b>	<b>Analisi dei rendimenti: il rendimento utile.....</b>	<b>43</b>
8.11.1	Dipendenza del rendimento utile dai parametri di funzionamento.....	43
<b>8.12</b>	<b>Il coefficiente di riempimento .....</b>	<b>46</b>
8.12.1	Laminazioni all’aspirazione ed allo scarico.....	46
8.12.2	Scambi di calore con le pareti.....	47
8.12.3	“Rifiuto” o “riflusso” .....	48
8.12.4	Effetti dinamici .....	48
8.12.5	Dipendenza del coefficiente di riempimento dai parametri di funzionamento .....	49
<b>8.13</b>	<b>Curve caratteristiche dei motori alternativi.....</b>	<b>51</b>
8.13.1	Caratteristica meccanica .....	51
8.13.2	Caratteristica di regolazione .....	54
8.13.3	Cubica di utilizzazione.....	55