

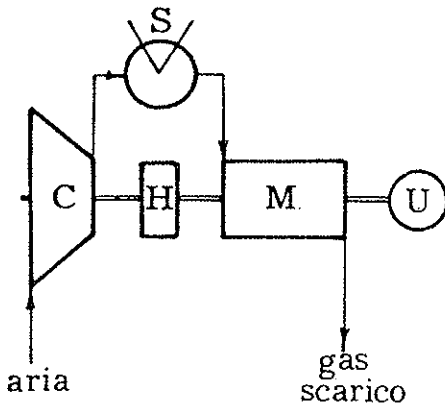
LA SOVRALIMENTAZIONE

FIG. 1a-C) Compressore. H) Giunto. M) Motore.
U) Utilizzatore

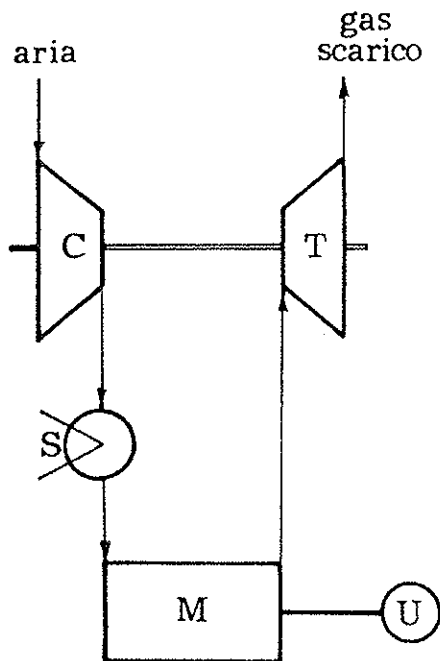


FIG. 1b)-C) Compressore. T) Turbina. S) Scambiatore. M) Motore. U) Utilizzatore

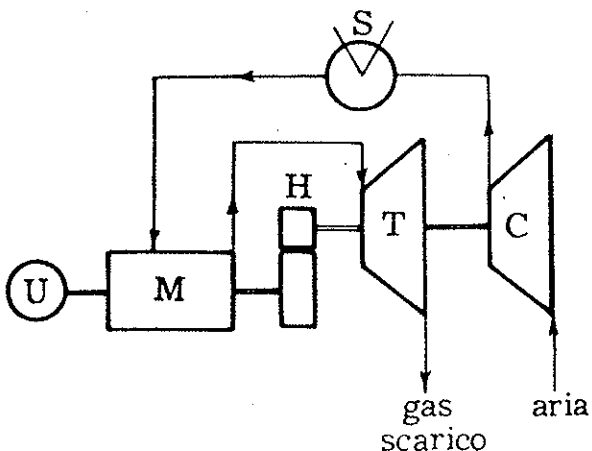


FIG. 1c-U) Utilizzatore. M) Motore. H) Giunto. T) Turbina. C) Compressore. S) Scambiatore

1. - Generalità

Dalle varie espressioni della potenza ricavate al cap. IX si può dedurre che l'unico parametro sul quale si può agire per ottenere, a pari cilindrata, un aumento di potenza è il coefficiente di riempimento λ_v . Non è infatti possibile spingersi a valori troppo elevati di n , per non aumentare le sollecitazioni meccaniche del motore e comprometterne quindi la durata, nè è possibile attingere valori troppo modesti per α per evitare difficoltà di combustione.

Sovralimentare un motore significa pertanto alimentarlo con una carica che si trovi, all'inizio della compressione, ad una pressione maggiore di quella atmosferica.

Mentre però un motore a 4 tempi si definisce sovralimentato quando, attraverso l'uso di un compressore, la pressione nel suo collettore di aspirazione è maggiore di quella relativa alla atmosfera circostante, un motore a due tempi si definisce sovralimentato solo quando è dotato di un turbocompressore a gas di scarico. La distinzione fatta risulta chiara se si pensa che un motore a due tempi non è alimentato naturalmente ma è sempre dotato di una pompa di lavaggio.

Il principale obiettivo della sovralimentazione è quello di ridurre il peso e l'ingombro di un motore, per una certa potenza fornita ovvero quello di ottenere più potenza da un certo motore.

Nella fig. 1 sono riportate le possibili solu-

zioni adottabili per sovralimentare un motore a c.i. .

Nella fig. la il compressore è trascinato meccanicamente dal motore, al quale è generalmente connesso mediante un moltiplicatore di giri.

Nella fig. lb il compressore è invece trascinato da una turbina azionata dai gas di scarico del motore stesso (turbocompressore a gas di scarico).

Nella fig. lc, infine, la turbina ed il compressore sono calettati entrambi sull'albero del motore; in tal modo ^{si} ha la possibilità di cedere al motore la potenza eventualmente eccedente l'aliquota necessaria al trascinamento del compressore.

L'adozione di una pressione più elevata alla ammissione del motore comporta, come è intuibile e come si vedrà più innanzi, un incremento di pressione in tutti i punti del ciclo, rispetto ai valori che si attingono con una aspirazione naturale. Tale circostanza comporta il fatto che gli organi principali del motore vengono caricati da forze maggiori e quindi richiedono un diverso proporzionamento; si incrementa inoltre il carico termico, a causa delle maggiori quantità di combustibile che è possibile bruciare per ogni ciclo e quindi, per i maggiori spessori, diventa più difficolto procedere ad una efficiente refrigerazione. Per contro la sovralimentazione permette di contenere il suddetto carico termico in quanto è possibile adottare valori più elevati dell'anticipo di apertura della valvola di aspirazione, assicurando un efficace lavaggio della camera di combustione.

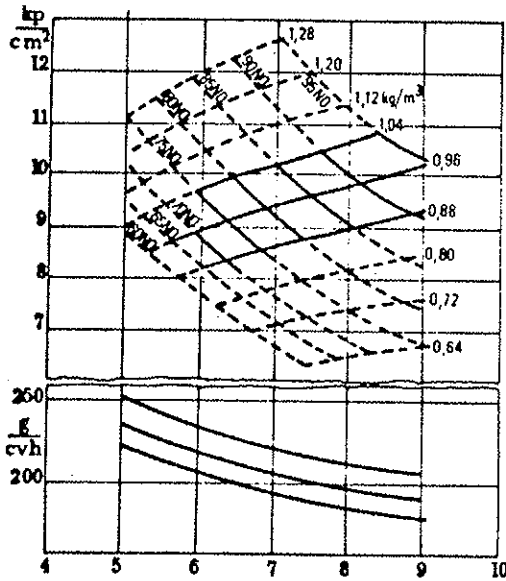


FIG 2

2. - La sovralimentazione nei motori ad accensione comandata

Per tali tipi di motori la sovralimentazione trova applicazione quasi esclusivamente nel campo aeronautico, per la evidente necessità di ripristinare in quota le condizioni di aspirazione che si hanno a quota zero (in tal caso si parla più propriamente di alimentazione forzata).

Per quanto riguarda i motori destinati all'autotrazione la sovralimentazione, comportando un incremento della pressione massima del ciclo, rende più facile l'insorgere della detonazione; sono richiesti pertanto valori del rapporto di compressione più bassi con conseguente diminuzione del rendimento termodinamico ed aumento del consumo specifico ⁽¹⁾ (fig.2).

3. - La sovralimentazione nei motori diesel

Nei motori diesel la sovralimentazione non comporta problemi di combustione, così come si è visto per i motori ad accensione comandata; anzi i più elevati valori di pressione e di temperatura di fine compressione riducono il ritardo all'accensione del combustibile permettendo un funzionamento più regolare, oppure consentono l'adozione di combustibili con più modeste caratteristiche di accendibi-

⁽¹⁾- Ciononostante non è raro trovare, specialmente nel campo delle vetture da competizione, l'adozione di un turbocompressore a gas di scarico anche nei motori ad accensione comandata. Tale soluzione viene preferita quando l'obiettivo principale consiste nel raggiungimento di potenze più elevate, a parità di cilindrata nominale, senza dar troppo peso all'incremento dei consumi specifici.

lità. Inoltre, sempre a causa dei valori più elevati di pressione e temperatura, è possibile adottare valori del rapporto aria-combustibile più elevati, essendo migliorate le condizioni di combustione.

I limiti al grado di sovralimentazione di un diesel sono legati ancora all'incremento dei carichi sia termici che meccanici, che impongono determinate soluzioni realizzative compatibili con durate accettabili del motore stesso.

Per le ragioni suddette la sovralimentazione è largamente impiegata nel campo dei motori diesel, specialmente nel settore delle medie potenze, per motori a 4 tempi, come nel caso della trazione ferroviaria o dei trasporti pesanti, in quello delle grandi potenze, per i motori a due tempi, come nel caso della propulsione navale o impianti fissi.

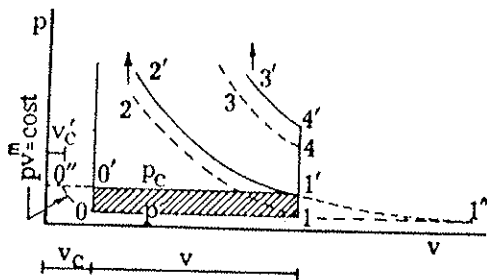


FIG 3

4. - La sovralimentazione con compressore a comando meccanico

La maggiore potenza indicata ottenibile da un motore sovralimentato rispetto allo stesso non sovralimentato è ascrivibile a due principali cause:

- aumento della pressione media indicata;
- aumento della cilindrata utile.

L'aumento della pressione media è evidenziato in fig. 3 nella quale è indicato con 01234 il ciclo limite di un motore ad accensione comandata o diesel non sovralimentato e con 0'1'2'3'4'0 il corrispondente ciclo limite dello stesso motore sovralimentato.

In quest'ultimo caso si osserva la presenza di una nuova area positiva 0'1'10 la quale non può in

tendersi come un guadagno per l'area del ciclo, in quanto essa rappresenta una aliquota dell'area $O C^*1'1''10$ rappresentativa del lavoro limite assorbito dal compressore e che deve essere fornita dal motore stesso.

Si definisce grado di sovralimentazione il rapporto $\beta = \frac{p_1'}{p_1}$ tra la pressione p_1' di mandata del compressore e la pressione p_1 ambiente⁽²⁾.

Nell'ipotesi di $T_1' = T_1$ ⁽³⁾ e cioè della presenza di un refrigeratore a valle del compressore, e nell'ipotesi di costanza del rapporto α per i due tipi di motori, è agevole dimostrare che le temperature di punti corrispondenti del ciclo restano invariate. In tal caso non vi è incremento delle sollecitazioni termiche.

(2) - Il grado di sovralimentazione, sia con il compressore a comando meccanico, che con quello azionato da turbina a gas di scarico, di cui si dirà più avanti, varia da 1,2 ÷ 1,3 a 5 ÷ 6, attingendo i valori più bassi nel caso di grossi diesel marini, ai quali è richiesta notevole affidabilità e durata, ed i valori più alti nel caso di motori destinati alla trazione terrestre (locomotive, trattori, autocarri, ecc.).

(3) - Si osservi che nell'ipotesi $T_1' = T_1$ la rappresentazione di fig.3 non è del tutto corretta.

Parimenti è agevole dimostrare che : (4)

$$\frac{P_1'}{P_1} = \frac{P_2'}{P_2} = \frac{P_3'}{P_3} = \frac{P_4'}{P_4} = \beta$$

da cui discende che la pressione media del ciclo sovralimentato 1'2'3'4' sarà aumentata nello stesso rapporto β rispetto al ciclo 1234, così come le aree e quindi il lavoro prodotto (5). (V. pag. seg.)

Nel caso di assenza di refrigerazione e cioè $T_1' > T_1$ e sempre nell'ipotesi di uno stesso valore per α si può dimostrare che l'incremento di pressione media che si ottiene nella sovralimentazione è minore di quello relativo al caso precedente, per cui è anche minore l'area del ciclo e il guadagno di lavoro ottenibile.

L'aumento della cilindrata utile è dovuto alla

(4) - Nelle ipotesi fatte, infatti, è possibile scrivere per le temperature :

$$T_2 = T_1 \rho^{k-1} ; T_2' = T_1' \rho^{k-1}$$

per cui $T_2 = T_2'$;

Nella ulteriore ipotesi di invariabilità dei calori specifici, si può pure scrivere :

$T_3' - T_2' = T_3 - T_2$ per cui $T_3' = T_3$ e quindi anche $T_4' = T_4$.

Per la pressione si ha :

$$P_2' = P_1' \rho^k ; P_2 = P_1 \rho^k \quad \text{da cui}$$

$\frac{P_2'}{P_2} = \frac{P_1'}{P_1} = \beta$. Nel caso del ciclo Beau de Rochas lungo le isocore si ha :

$$\frac{P_3'}{P_2'} = \frac{T_3'}{T_2'} ; \quad \frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad \text{e essendo}$$

$T_3' = T_3$ e $T_2' = T_2$ si ha pure : $\frac{P_3'}{P_2'} = \frac{P_3}{P_2}$ ovvero

$$\frac{P_3' - P_2'}{P_2'} = \frac{P_3 - P_2}{P_2} ; \quad \frac{P_3' - P_2'}{P_3' - P_2'} = \frac{P_3'}{P_3} = \frac{P_2'}{P_2} = \beta$$

Nel caso di ciclo diesel, lungo le isobare si ha immediatamente : $P_3' = P_2'$; $P_3 = P_2$ per cui pure

$$\frac{P_3'}{P_3} = \frac{P_2'}{P_2} = \beta \quad \text{Infine lungo le adiabatiche :$$

$$\frac{P_4'}{P_3'} = \left(\frac{1}{\rho}\right)^k ; \quad \frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{1}{\rho}\right)^k \quad \text{e quindi :}$$

compressione esercitata sui gas combusti residui dalla carica fresca, per cui il volume V_c , corrispondente a quello della camera di combustione, occupato dai gas combusti, si riduce a V'_c fornito da (fig. 3) :

$$V'_c = V_c \left(\frac{p_1}{p'_1} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (1)$$

essendo m l'esponente della politropica di compressione.

Poichè :

$$V_c = \frac{1}{\rho - 1} V_t \quad (2)$$

la cilindrata virtuale V'_t disponibile per la carica fresca è pari a (6) :

$$\begin{aligned} V'_t &= V_t + V_c - V'_c = V_t + V_c \left[1 - \left(\frac{p_1}{p'_1} \right)^{\frac{1}{m}} \right] = \\ &= V_t \left(1 + \frac{1}{\rho - 1} \left[1 - \left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \right) \end{aligned} \quad (3)$$

cont. nota (4) pag. preced.

$$\frac{p_{4'}}{p_4} = \frac{p_{3'}}{p_3} = \beta$$

(5) Ciò non significa che il lavoro ricavabile è β volte quello del ciclo non sovralimentato. Infatti, a parte l'incremento dell'area $1'2'3'4'$, si ricava dal ciclo una ulteriore area positiva $O'1'1'O$, per cui sembrerebbe addirittura che l'area del ciclo sia aumentata più di β volte. Ma osservando che per comprimere l'area da p_1 a p'_1 , occorre spendere un lavoro (da sottrarre al motore) pari, come già detto, all'area $OO'1'1'O$, che risulta ben più grande dell'area $O'1'1'O$, si comprende come globalmente il lavoro ottenibile con il motore sovralimentato aumenta meno di β volte rispetto al lavoro ottenibile dal motore non sovralimentato.

(6) - Nei casi pratici, senza effettuare modifiche al motore, la cilindrata aumenta virtualmente del 6 - 7 %. Se si modifica la distribuzione (cosa possibile, in quanto con la sovralimentazione non vi sono pericoli di riflusso della carica fresca) aumentando ad esempio l'angolo di anticipo alla aspirazione, si possono raggiungere incrementi della cilindrata pari anche al 20%.

Richiamando l'espressione (5) della potenza di un motore a c.i. del cap. IX e scrivendola per i due casi in esame, ipotizzando eguali valori per il potere calorifico, il rapporto aria/combustibile (e ovviamente il numero dei cilindri e dei tempi), si può scrivere :

$$\frac{P'}{P} = \frac{v'_t}{v} \cdot \frac{\lambda'_v}{\lambda_v} \cdot \frac{\delta'_a}{\delta_a} \cdot \frac{\eta'_g}{\eta_g} \quad (4)$$

ricordando che può scriversi (cfr. cap. IX paragr. 2)

$$\frac{\lambda'_v}{\lambda_v} = \sqrt{\frac{T'_1}{T_1}} \quad (5)$$

$$\frac{\delta'_a}{\delta_a} = \frac{p'_1 \cdot T_1}{p_1 \cdot T'_1} \quad (6)$$

e osservando che $\eta'_g / \eta_g \approx 1$ la (4) diventa :

$$\frac{P'}{P} = \frac{v'_t}{v} \cdot \frac{p'_1}{p_1} \sqrt{\frac{T_1}{T'_1}} \quad (7)$$

da cui si deduce che la potenza del motore sovralimentato aumenta, rispetto a quella del motore non sovralimentato, all'aumentare della cilindrata virtuale, della pressione di sovralimentazione e al diminuire della temperatura dell'aria all'ingresso.

E' evidente pertanto che per elevati valori di β è necessario ricorrere alla refrigerazione dell'aria fornita dal compressore, prima di inviarla al motore, per incrementare la carica di aria (o di miscela) introdotta nei cilindri, o per evitare fenomeni di detonazione, se si tratta di motori a c.i. ad accensione comandata.

A quanto sopradetto è opportuno aggiungere che con l'adozione del compressore mosso dal motore è conveniente spingere il grado di sovralimentazione fintanto che l'aumento di potenza supera la potenza necessaria a muovere il compressore stesso.

E' evidente poi che oltre certi gradi di sovralimentazione, se anche si ottiene ancora un incremento di potenza, si verifica una diminuzione del rendimento dell'intero gruppo.

E' noto infatti che il rendimento meccanico η_m aumenta con la p.m.i. e quindi con il grado di sovralimentazione, mentre contemporaneamente aumenta il lavoro assorbito dal compressore con legge diversa da quella con cui aumenta la p.m.i. . Ciò comporta che il rendimento globale η_g andrà inizialmente aumentando fino a che (per valori di β dell'ordine di 1,2 ÷ 1,3) il beneficio dovuto all'incremento di η_m viene compensato dalla perdita dovuta al lavoro richiesto dal compressore.

Per valori più elevati di β si avrà pertanto una riduzione di η_g .

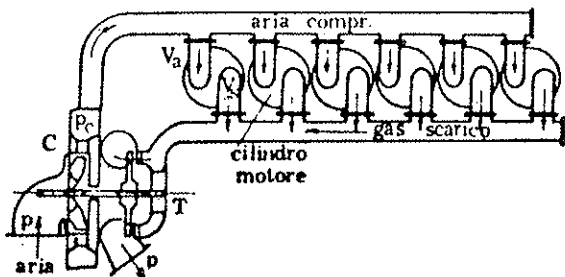


FIG 4

5. - La sovralimentazione con turbocompressore a gas di scarico

Con tale sistema (fig. 1b) è possibile azionare il compressore mediante una turbina alimentata dai gas di scarico del motore. Così facendo il gruppo turbina-compressore diventa meccanicamente indipendente dal motore, con il vantaggio di svincolare la macchina alternativa dalle macchine dinamiche, il cui accoppiamento, come è noto, è sempre causa di numerosi problemi.

Tale sistema è attualmente molto diffuso sia per i diesel grandi e lenti che per quelli piccoli e veloci, e trova qualche applicazione anche nel campo dei motori ad accensione comandata.

I gas di scarico possono essere inviati dai cilindri alla turbina mediante uno (fig. 4) o più

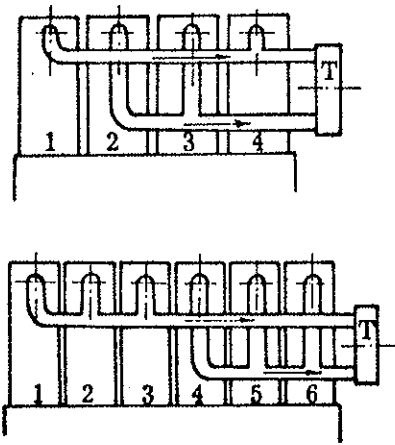


FIG 5

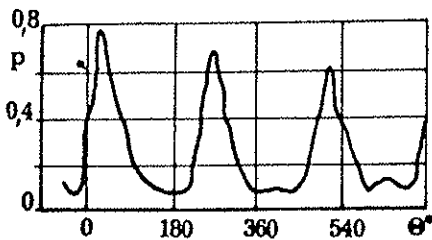


FIG 6

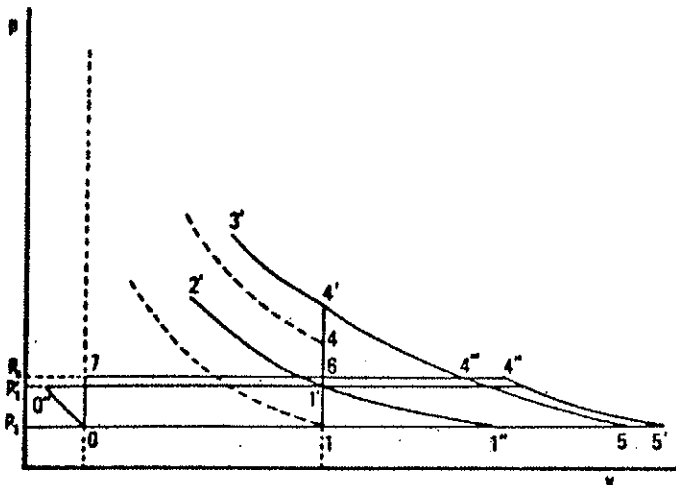


FIG 7

collettori in ciascuno dei quali affluiscono gli scarichi di due o più cilindri; ogni collettore alimenterà quindi una serie di ugelli della turbina ad una pressione pressoché costante (sistema Büchi), funzione dell'area di efflusso totale. Con tale soluzione, mentre da un lato si ha il vantaggio di poter disporre nel punto più conveniente la turbina, lontano ad esempio dallo scarico del motore, si ha il vantaggio di far lavorare la turbina con rapporti u/c_1 che possono essere più vicini a quelli di massimo rendimento termodinamico.

Collegando direttamente lo scarico di ciascun cilindro alla turbina si realizza la sovralimentazione a pressione variabile, o ad impulsi (sistema Rateau). In tale ultimo caso è possibile pure raccogliere in uno stesso collettore solo gli scarichi di cilindri, i cui cicli siano sufficientemente sfasati perché essi non si sovrappongano (fig.5)

Con tale disposizione l'andamento della pressione a monte della turbina è quello riportato ad es. in fig. 6. Con tale sistema mentre da un lato si evitano le perdite di carico in eventuali condotti collettori, dall'altro si ha mediamente un minore rendimento della turbina, che è costretta a funzionare con rapporti u/c_1 variabili.

Con il sistema di sovralimentazione in questione si cerca di utilizzare il lavoro $4'5$ dell'area triangolare corrispondente all'espansione adiabatica dei gas di scarico del motore fino alla pressione ambiente (fig. 7). In tal caso, per le considerazioni fatte precedentemente, l'area del ciclo $1'2'3'4'$ viene ancora amplificata all'incir

ca nel rapporto β {7} rispetto al valore che si ha in condizioni di non sovralimentazione. Per il comando del compressore è disponibile però, oltre all'area triangolare 4'51 (che nel caso di sovralimentazione a pressione costante si trasforma nell'area 4"5'1 6 non equivalente {8}) anche l'area 0 7 6 1 corrispondente alla corsa di espulsione dello stantuffo, che si trova a scaricare con la contropressione p_g allo scarico. In tale maniera l'area 4"5'1 6 è recuperata da quella 4'5 1 a disposizione, corrispondente al salto entalpico del tratto 4'5 di espansione, mentre l'area 0 7 6 1 rappresenta un prelievo di lavoro dallo stantuffo. E' chiaro che il compressore in tal caso assorbe ancora il lavoro 0 0"1'1"1 0 .

Sussiste pertanto ancora l'aumento virtuale della cilindrata, e poichè il compressore è in pratica trascinato dalla turbina, oltre che in minima parte (per l'area 0 7 6 1) dal motore, lo aumento di potenza è in tal caso notevole rispetto a quello che si consegue con compressore trascinato meccanicamente. Si arriva infatti con tale sistema di sovralimentazione ad incrementi di potenza anche del 100%. Inoltre il rendimento globale in questo caso cresce sempre all'aumentare del grado di sovralimentazione, poichè manca l'ef

{7} - Si ricordi che tale amplificazione si consegue nell'ipotesi $T_1' = T_1$.

{8} - Il punto 4" è a destra del punto 4''' perchè l'energia 4'4''' 6 non utilizzata viene trasformata in calore che si riversa nel fluido stesso, aumentando l'entalpia. L'area 4''' 4"5'5 rappresenta quindi un parziale recupero dell'area 4'4''' 6.

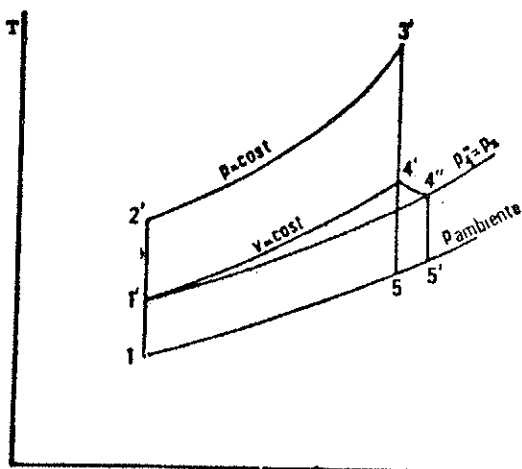


FIG 8

fetto negativo connesso con il maggior lavoro via via assorbito dal compressore. Comunque anche il sistema di sovralimentazione con turbocompressore a gas di scarico presenta qualche inconveniente in quanto non sempre la turbina è in grado di trascinare il compressore, in qualunque condizione di funzionamento del motore.

Se si considera il ciclo limite di un motore diesel sovralimentato con turbocompressore a gas di scarico nel piano (T,s) si osserva come (fig.8), adottando la sovralimentazione ad impulsi, a partire dalle condizioni 4' dei gas combusti allo scarico del motore, si utilizza il tratto 4'5 dell'espansione, mentre adottando il sistema di sovralimentazione a pressione costante, a partire sempre dal punto 4' si avrà prima una trasformazione del gas di scarico nell'interno del collettore o dei collettori di raccolta, trasformazione che sarà all'incirca isoentalpica (tratto 4'4'') e poi il gas subisce in turbina l'espansione adiabatica 4''5'.

La condizione da realizzare perchè il gruppo sovralimentato possa funzionare è quella di eguaglianza tra i lavori rispettivamente del compressore e della turbina.

Tale condizione, ricordando che i salti entalpici $h_{4''}-h_5$, e h_1-h_1' sono relativi alle trasformazioni limiti isoentropiche del fluido, indicando con η_c e η_T e con η_{mc} e η_{mT} i rendimenti rispettivamente adiabatici isoentropici e meccanici del compressore e della turbina, si esprime con la relazione :

$$\eta_T \cdot \eta_{mT} (h_{4''} - h_{5'}) = \frac{h_{1'} - h_1}{\eta_c \eta_{mc}} \quad (11)$$

Esplicitando la (11) in funzione delle pressioni e tenendo presente che nella turbina evolvono $(\alpha + 1)$ kg di gas di scarico e nel compressore α kg di aria, si ha :

$$\begin{aligned} c_p' \cdot T_{5'} \cdot \left[\beta_T^{\frac{k'-1}{k'}} - 1 \right] (\alpha + 1) \eta_T \cdot \eta_{mT} &= \\ = c_p T_1 \left[\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \alpha \cdot \frac{1}{\eta_c \eta_{mc}} &\quad (12) \end{aligned}$$

avendo indicato con c_p' e c_p i calori specifici a pressione costante rispettivamente dei gas combusti e dell'aria, con k' e k il rapporto dei calori specifici rispettivamente per i gas combusti e per l'aria, infine con β_T e β_c i rapporti di espansione e di compressione rispettivamente per la turbina e il compressore ⁽⁹⁾:

$$\beta_T = \frac{P_{4''}}{P_1} \qquad \beta_c = \frac{P_{1'}}{P_1}$$

Dalla (12) si ricava :

$$\frac{\beta_T^{\frac{k'-1}{k'}} - 1}{\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1} = \frac{c_p \cdot \alpha}{c_p' \cdot (\alpha + 1)} \cdot \frac{1}{\eta_c \eta_{mc} \eta_T \eta_{mT}} \cdot \frac{T_1}{T_{5'}} \quad (13)$$

Dalla (13), osservando che può porsi in una prima grossolana approssimazione :

$$\frac{c_p \cdot \alpha}{c_p' \cdot (\alpha + 1)} \approx 1 \quad \text{e} \quad k = k', \quad \text{si può dedurre che}$$

⁽⁹⁾ - In generale è $p_{4''} \neq p_{1'}$. Se $p_{4''} = p_{1'}$, come riportato in fig.8, si ha $\beta_T = \beta_c$. Nel caso di turbina ad impulsi si ha invece $\beta_T = \frac{P_{4'}}{P_1}$

se si ha : $\beta_T = \beta_C$

consegue :

$$\frac{T_1}{T_5} = \eta_C \eta_{mc} \eta_T \eta_{mT} \quad (14)$$

Essendo $T_5 \gg T_1$ non occorrono quindi rendimenti per il compressore e la turbina molto elevati per soddisfare l'ultima relazione scritta.

La (12), scritta in funzione della temperatura di ammissione in una turbina alimentata a pressione costante, permette di fare interessanti considerazioni. Infatti :

$$\begin{aligned} c_p' T_4'' \left(1 - \frac{1}{\beta_T \frac{k'-1}{k'}} \right)^{(\alpha+1)} \eta_T \eta_{mT} &= \\ &= c_p T_1 \left(\beta_C \frac{k-1}{k} - 1 \right)^\alpha \frac{1}{\eta_C \eta_{mc}} \end{aligned} \quad (15)$$

Se ancora riteniamo $(\alpha+1) = \alpha$, $c_p = c_p'$ e $k = k'$

la (15) diventa :

$$\frac{\beta_T \frac{k-1}{k} - 1}{\beta_C \frac{k-1}{k} - 1} = \frac{\beta_T \frac{k-1}{k}}{\eta_C \eta_{mc} \eta_T \eta_{mT}} \cdot \frac{T_1}{T_4''} \quad (16)$$

Ora con i valori dettati dalla pratica si può ritenere :

$$\frac{\beta_T \frac{k-1}{k}}{\eta_C \eta_{mc} \eta_T \eta_{mT}} \approx 2 \div 3$$

per cui se supponiamo ancora $\beta_T = \beta_C$ si ha :

$$T_4'' \approx 2 \div 3 T_1. \quad (17)$$

La relazione (17) permette di concludere che affinché la turbina sia in grado di trascinare il compressore in ogni condizione di carico del motore è necessario che la temperatura dei gas all'ingresso della turbina stessa sia più del doppio della temperatura dell'aria fresca all'aspirazione del

compressore. Ora, per un motore a 2 tempi, come già si è accennato, essendo generalmente il coefficiente $\gamma > 1$, succede che i gas di scarico risultano fortemente diluiti da un'aliquota di aria fresca e quindi hanno temperature più basse rispetto ad un 4 tempi. Questo è il motivo fondamentale per cui non si è riusciti per molti anni a sovralimentare un 2 tempi con il sistema Büchi. Oggi, comunque, sia perché si è riusciti a realizzare dei lavaggi migliori (quindi γ più piccoli), sia avvicinando il gruppo sovralimentatore alle luci di scarico (diminuendo cioè il tratto 4'4"), si è finalmente riusciti a sovralimentare con il sistema Büchi anche un motore a 2 tempi, anche se generalmente, si accoppia a tale sistema una pompa alternativa di lavaggio per ovviare ai problemi dell'avviamento. Per quanto riguarda il comportamento di questo sistema con il variare del carico, è evidente che all'aumentare del carico occorre un valore maggiore di $T_{4''}$; dunque il sistema per carichi alti si porterà automaticamente in una nuova condizione di equilibrio con $T_{4''}$ più elevata, portando il motore a lavorare, con una maggiore contropressione allo scarico.

Ai carichi bassi, per es. all'avviamento, succede invece che la $T_{4''}$ scende troppo e di conseguenza la turbina può non farcela a trascinare il compressore.

Questa è la ragione per cui per piccoli gradi di sovralimentazione si preferisce adottare, invece del sistema Büchi, il primo tipo di sovralimentazione con il compressore direttamente trascinato dal motore, sistema che per β bassi, come già detto, presenta anche valori accettabili del rendimento.

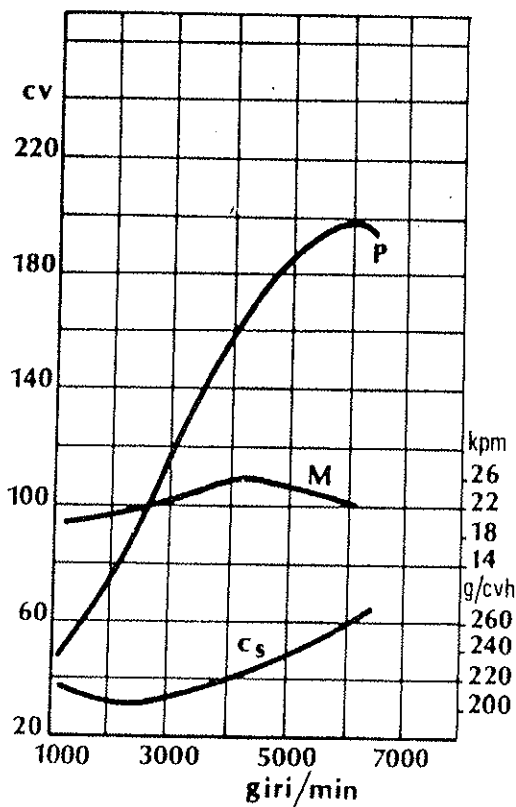


FIG.9a-PORSCHE CARRERA

Alesaggio	95 mm
Corsa	70,4 mm
Cilindrata	2994 cm ³
Potenza max	200 cv-147kW
"n" a Pmax	6000 giri/min
Coppia max	26 mkg-255Nm
"n" a Mmax	4200 giri/min
ρ	8,5:1
NO carburante	91 N.O.

6. - Prestazioni di un motore a 4 tempi ad accensione comandata con turbocompressore a gas di scarico

Dopo quanto esposto nei paragrafi precedenti è opportuno riportare l'incremento delle prestazioni che si riesce a conseguire da un motore ricorrendo alla sovralimentazione. Nelle figg. 9a e 9b si riportano le curve caratteristiche dei motori che equipaggiano la Porsche Carrera e la Porsche Turbo motori le cui caratteristiche principali sono indicate al di sotto di ciascun diagramma. Si osservi come il motore sovralimentato sia caratterizzato da un più basso valore di ρ e come esso richieda un combustibile di più elevate capacità indotanti.

In fig. 10 si riporta il gruppo compressore-turbina adoperato per la sovralimentazione del motore turbo, mentre in fig. 11 si riporta lo schema del circuito di alimentazione e di scarico relativo. Il funzionamento della sovralimentazione nelle varie fasi di funzionamento del motore è il seguente :

- funzionamento al minimo. In tali condizioni il motore funziona come motore aspirato, in quanto l'entalpia dei gas di scarico è modesta;
- funzionamento a carico parziale. In tali condizioni, con valvola a farfalla parzialmente aperta, aumenta e la portata e l'entalpia dei gas di scarico attraverso il condotto (10), con conseguente aumento del regime di rotazione del compressore e quindi della pressione dell'aria di alimentazione. Il motore pertanto viene sovralimentato ad una pressione funzione del carico e del regime di

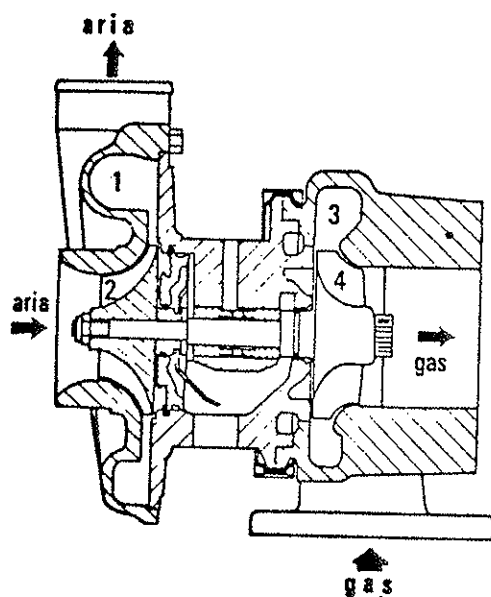
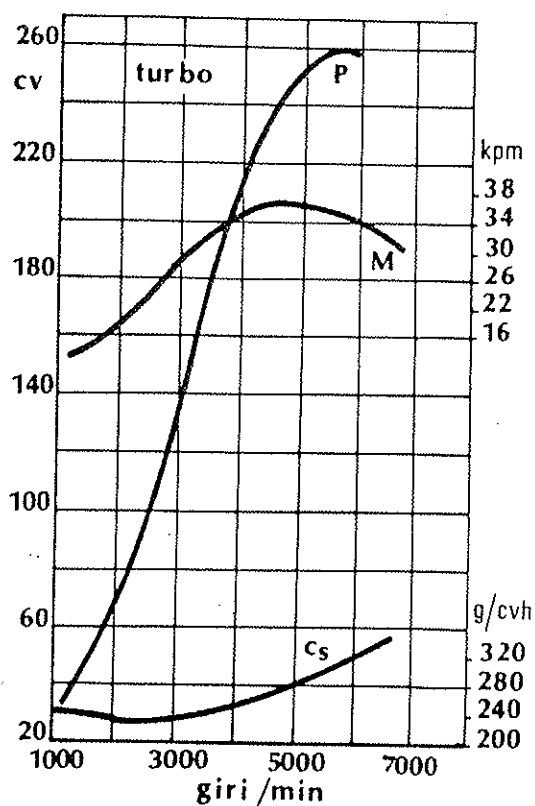


FIG.10-TURBOCOMPRESSORE PORSCHE TURBO
 1)Statore compressore.2)Rotore compressore.3)Statore turbina
 4)Rotore turbina



rotazione;

- funzionamento a pieno carico. All'aumentare dell'apertura della valvola a farfalla, aumenta ancor più la portata dei gas di scarico e quindi la pressione di alimentazione. Per valori della sovrappressione superiori a 0,8 bar (che darebbero luogo

ad eccessivo carico termico e meccanico del motore), la valvola regolatrice (13) si apre per cui una aliquota dei gas di scarico del motore viene convogliata direttamente nella marmitta, by-passando la turbina. Tale by-pass viene regolato dalla valvola (13) sensibile alla pressione di alimentazione dei cilindri;

- funzionamento a motore trascinato. In tali condizioni la depressione che si determina nel collettore (8), a causa della chiusura della valvola a farfalla, provoca mediante la tubazione (15) la apertura della valvola di sfiato (5) per cui il compressore può continuare a girare a regimi elevati in condizioni di portata non nulla. In tal modo, per una successiva brusca apertura della valvola a farfalla, il compressore è in grado di fornire al motore immediatamente l'aria di alimentazione alla pressione necessaria.

FIG.9b-PORSCHE TURBO

Alesaggio	95 mm
Corsa	70,4 mm
Cilindrata	2994 cm ³
Potenza max	260 cv-191kW
"n" a Pmax	5500 giri/min
Coppia max	36 mkg-353Nm
"n" a Mmax	4500 giri/min
ρ	6,5:1
NO carburante	96 N.O.
Press. sovr. max	0,8 bar

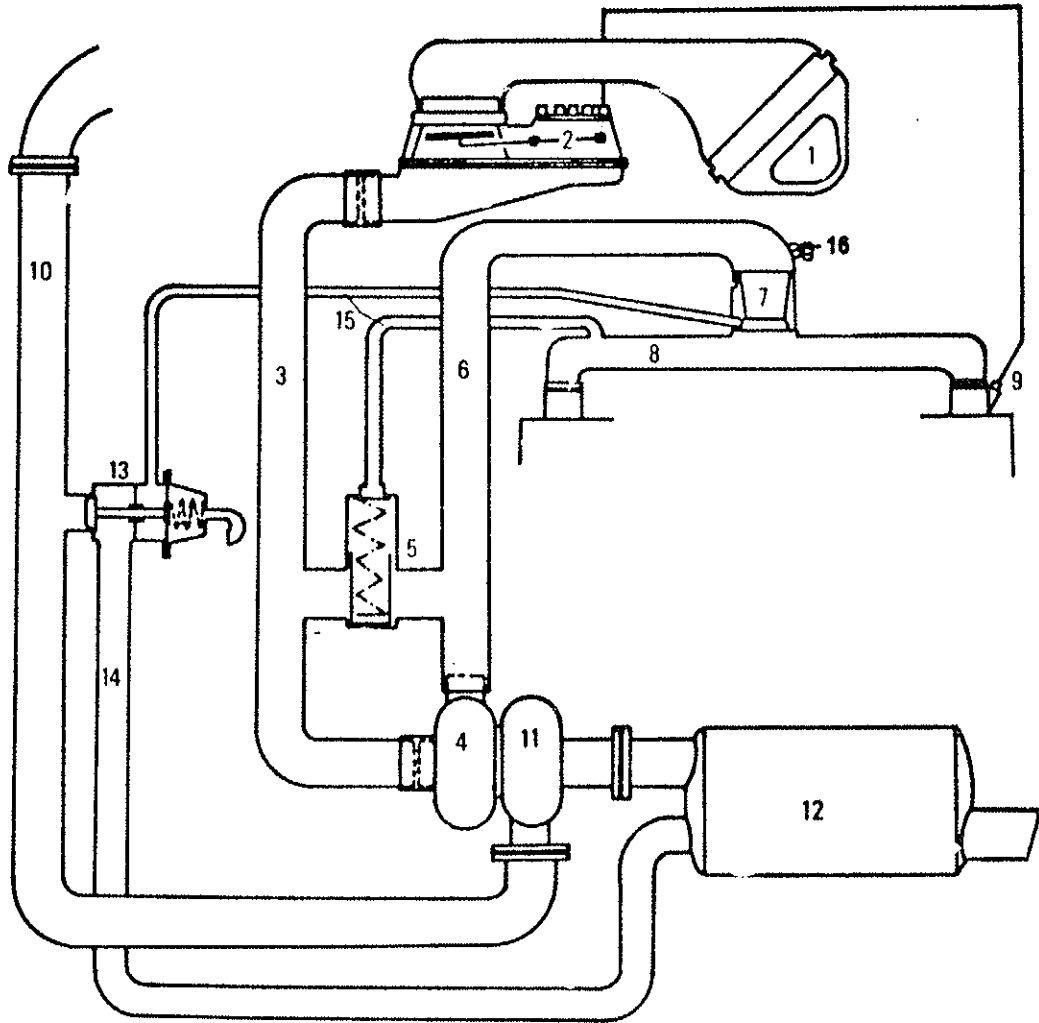


FIG.11-SCHEMA CIRCUITO ALIMENTAZIONE E SCARICO DELLA PORSCHE TURBO

1)Filtro aria.2)Regolatore miscela,dispositivo iniezione K-Jetronik.3)Tubo di aspirazione.4)Compressore.5)Valvola di sfiato.6)Condotto di pressione.7)Valvola a farfalla.8)Distributore aria ai cilindri.9)Tubazione d'iniezione carburante ed iniettore.10)Collettore dei gas di scarico.11)Turbina.12)Marmitta di scarico.13)Valvola regolatrice pressione di alimentazione.14)Tubazione by-pass.15)Tubazioni di distribuzione.16)Interruttore di sicurezza sovrappressione