**SOLUZIONE ESAME DI STATO TECNICO DELLE INDUSTRIE MECCANICHE 2015**



**Svolgimento :**

Con i dati a disposizione del tema ministeriale, possiamo, in prima analisi, determinare la potenza indicata con la seguente relazione :

Ni = pmi · ( π · d² / 4 ) · c · z · ( n / m · 60 ) ;

dove:

pmi : rappresenta la pressione media indicata;

c : rappresenta la corsa del pistone; supponendo trattasi di un motore quadro, la corsa risulta equivalente al diametro del pistone;

n : rappresenta il numero di giri del motore ;

z : rappresenta il numero di cilindri del motore;

m : rappresenta una costante che assume il valore di 1 se il motore è a 2T, oppure, il valore 2 se il motore è a 4T.

Ricordando le equivalenze per cui 25 bar → 2,5 MPa → 2500000 N/m² e conoscendo tutti gli altri termini delle incognite, ci accingeremo a determinare la potenza, su espressa, indicata :

Ni = 2500000 · ( π · 0,07² / 4 ) · 0,07 · 4 · ( 3500 / 2 · 60 ) = 78572 watt → 78,6 Kw .

La potenza effettiva resa all’ albero motore, quella che l’ albero a gomiti può realmente trasmettere alla frizione, sarà inferiore a causa delle dispersioni di energia necessarie a vincere gli attriti meccanici.

Assumendo a propria discrezione il rendimento meccanico ηm = 0,85 , non essendo specificato dal tema, possiamo ricavare la potenza effettiva con la seguente relazione:

Ne’ = ηm · Ni .

Ne’ = 0,85 · 78,6 = 66,8 Kw .

In fine, la potenza effettiva resa alle ruote, considerando un rendimento meccanico dovuto alla catena cinematica ( cambio, albero di trasmissione, semiassi ) pari a ηc = 0,95, risulta :

Ne” = ηc · Ne’ .

Ne” = 0,95 · 66,8 = 63,5 Kw.

Schema della ripartizione dell’ energia primaria del carburante; come si nota, solo il 30% del suo contenuto energetico viene utilizzato per muovere le ruote del veicolo e vincere la resistenza aerodinamica, gravitazionale, al rotolamento e di inerzia.



Una considerazione degna di importanza, deriva dal fatto che la pressione media effettiva, ricavata dalla seguente espressione:

pme = pmi · ηm ;

pme = 25 · 0,85 = 21,25 bar ,

risulta particolarmente elevata, quasi insolita se rapportata alla propria potenza specifica, e ricade sulle caratteristiche tipiche di un motore turbo a benzina, dove i parametri medi della pressione media effettiva al regime di coppia massima si aggirano all’ intorno di 18 – 26 bar, invece, quelli al regime di potenza massima all’ intorno di 14 – 22 bar; basti pensare che un motore da F1 turbo può raggiungere il valore della pme massima di circa 50 bar.

Utilizzando dei dati reali , possiamo citare alcuni modelli di auto commerciali sportive e definire il valore, fornito dalle case costruttrici, della pressione media effettiva; vedi tabella sotto riportata :

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| MODELLO | Pme al regime di coppia max | Pme al regime di potenza max |
| SUBARU IMPRESA 2.0 WRX STI | 21,62 bar | 19,56 bar |
| PORSCHE 911 CARRERA TURBO | 18,85 bar | 17,39 bar |
| MITSUBISHI LANCER EVO VIII | 25,61 bar | 21,42 bar |
| JAGUAR XKR COUPE’ | 15,88 bar | 13,04 bar |
| MITSUBISHI LANCER EVO VII | 24,10 bar | 19,04 bar |
| VW GOLF 1.8 GTI TURBO 180 CV | 16,58 bar | 16,17 bar |
| ALFA GTV 2.0 V6 TURBO  | 17,63 bar | 14,73 bar |

Il motore citato nel tema ministeriale può essere paragonato all’ incirca , per le sue performance eccezionali, al motore turbo benzina della SUBARU IMPRESA 2.0 WRX STI : dove la pme, al regime di coppia massima di 4000 rpm, raggiunge il valore di 21,62 bar e la pme, al regime di potenza massima di 6000 rpm, raggiunge il valore di 19,56 bar. Quindi, presumibilmente, rapportandoci ai parametri di pressione media effettiva di un qualsiasi motore commerciale, dove la pme massima si raggiunge al regime di coppia max ( vedi tabella in alto ), il valore ricavato della potenza Ne’ del motore in esame, al punto precedente, rappresenta il valore al regime di 3500 rpm, di coppia max, e non quello al regime di potenza massima.

**Rappresentazione del ciclo teorico che caratterizza il principio di funzionamento di un motore a carburazione a quattro tempi.**



I motori ad accensione per scintilla funzionano secondo un ciclo basato sui principi teorici enunciati da Beau de Rochas e applicati dal tedesco Otto, comprende quattro trasformazioni termodinamiche ( Fig. a ) : una compressione adiabatica, l' introduzione del calore Qi a volume costante, un' espansione adiabatica, la sottrazione del calore Qu residuo a volume costante. Il ciclo operativo teorico dei motori a 4 tempi comprende quattro fasi, ciascuna corrispondente ad una corsa del pistone :

1a fase : ASPIRAZIONE - Il pistone si sposta dal PMS al PMI e aspira nel cilindro, attraverso la valvola di aspirazione aperta, una miscela di aria e combustibile; si suppone che l' aspirazione avvenga alla pressione atmosferica ( 0 → 1 ) ;

2a fase : COMPRESSIONE - Il pistone si sposta dal PMI al PMS e , con le due valvole chiuse, comprime il fluido aspirato nella camera di combustione o scoppio, teoricamente senza scambio di calore con l' esterno ( 1 → 2 ) ;

3a fase : COMBUSTIONE ED ESPANSIONE - Alla fine della corsa di compressione, una scintilla elettrica provoca l' accensione della miscela e, per effetto della combustione, si ha un repentino innalzamento della temperatura e della pressione ( 2 → 3 ) ; i gas combusti si espandono, spingendo il pistone verso il PMI ( 3 → 4 ) , teoricamente senza scambio di calore con l' esterno. E' questa la fase attiva del ciclo ;

4a fase : SCARICO - Al termine della fase di espansione, si apre la valvola di scarico e i gas si scaricano all' esterno ( 4 → 1 ) ; il pistone risale verso il PMS ed espelle dal cilindro i gas rimanenti; si suppone che la fase avvenga alla pressione atmosferica (1 → 0 ) .

**Rappresentazione del ciclo indicato che caratterizza il principio di funzionamento di un motore a carburazione a quattro tempi.**

 **CICLO OTTO INDICATO NEL PIANO ( p - V )**



Il ciclo termico reale ( quale potrebbe essere direttamente rilevato da un indicatore installato sul cilindro) non coincide con quello teorico descritto in precedenza, per il quale sono state introdotte diverse ipotesi semplificative. Per questa ragione, l’ area racchiusa dal ciclo e quindi il lavoro fornito dal ciclo reale ( indicato ) è inferiore a quello ideale.

Ciononostante, considerando il motore del tema ministeriale un motore turbo a benzina, e proseguendo sul tema sviluppato del ciclo del motore ad accensione per scintilla a 4 tempi , andremo a parlare di sovralimentazione, ed in particolare di **Turbo-Sovralimentazione**.

La sovralimentazione mediante turbocompressore nasce dall’idea di sfruttare l’energia residua contenuta nei gas combusti allo scarico, altrimenti perduta e dissipata nell’ambiente.

Questa energia è dovuta all’incompleta espansione dei gas combusti all’interno del cilindro, “incompletezza” indesiderata ma necessaria per permettere di ridurre il lavoro di pompaggio, infatti, se i gas combusti espandessero completamente (fino alla pressione atmosferica) all’interno del cilindro, nella fase di scarico non si avrebbe uno scarico spontaneo dovuto alla differenza di pressione, tra cilindro ed ambiente esterno (atmosferica), e tutto il lavoro necessario, per questa fase, dovrebbe venire fornito dal pistone durante la fase di risalita; lavoro che con una parte di scarico spontaneo viene ridotto.

Dal diagramma di funzionamento di un motore (in questo caso a ciclo Otto, ma è analogo per il ciclo Diesel) è possibile individuare questa “energia residua”:



Proseguendo idealmente le **curve 1-2 e 3-4** sulla destra fino al loro congiungimento, si individua, nell’area racchiusa tra di esse e la curva 4-1, il lavoro ancora estraibile dall’espansione dei gas combusti.

E’ importante evidenziare come questo diagramma sia esclusivamente ideale, ma anche nel “**diagramma indicato**” del motore (ovvero quello reale) sia sempre presente (anche se meno distinguibile per via grafica) una quota di lavoro perduto allo scarico; inoltre questi diagrammi non sono rappresentativi di tutti i regimi di funzionamento del motore, bensì **si ha un diagramma per ogni valore del carico** con differenze tra di essi più o meno rilevanti, anche ai fini della quantità di energia estraibile dai gas di scarico.

Lo sfruttamento di questa energia avviene, come già detto, installando una turbina e collegando rigidamente, ad essa, la macchina che andrà poi a svolgere il lavoro di compressione dell’aria, ovvero un compressore (che in questo caso sarà di tipo dinamico).

Lo schema di un motore sovralimentato mediante turbocompressore è rappresentato nella seguente figura:



Come evidente dall’immagine, i gas combusti percorrono un condotto (nella realtà piuttosto breve) fino ad incontrare una turbina (di tipo radiale) che, messa in movimento grazie all’energia residua dei gas di scarico, permette di azionare il compressore (anch’esso radiale) attraverso una connessione rigida. Il compressore immette nel cilindro una massa d' aria ( e quindi di combustibile ) superiore a quella che il motore sarebbe normalmente in grado di aspirare, ottenendo così, a parità di cilindrata, un aumento della potenza e del numero di giri .

I due flussi (aria e gas di scarico) sono tenuti separati su due condotti differenti, in quanto le due macchine, costituenti il turbocompressore, sono racchiuse da due casse a forma di coclea separate fluidodinamicamente.

**Autore: Guarda Luca progettista meccanico presso SAVIO MACCHINE TESSILI SPA di Pordenone.**