

Esercitazione 5

Olivieri Daniele

SI Engine 1242

| | |
|----------------------------|-------------------------|
| Engine model | Four-Stroke SI 16 valve |
| Displacement, Comp.Ratio | 1242 cm^3 , 10.2:1 |
| Bore, Stroke, Con. Rod | 70.80, 78.86, 129 mm |
| Intake Valve Open/Close | 20° BTDC / 52° ABDC |
| Exh. Valve Open/Close | 53° BBDC / 19° ATDC |
| Int./ Exh. max. Valve Lift | 7.5 mm / 7.5 mm |
| Maximum Power | 54 kW @5500 rpm |
| Maximum Torque | 109 Nm @ 4000 rpm |
| Brake Specific Fuel Cons. | 277 g/kWh @Max. Torque |

Considerando le caratteristiche del motore in tabella, stimare o calcolare:

- Il rendimento globale massimo η_g
- La Coppia a 5500 giri/min
- La potenza a massima Coppia (a 4000 giri/min)
- La pmi e la pme a massima Coppia e a massima Potenza
- Il rendimento globale a massima Potenza (5500 giri/min)
- La velocità media del pistone a massima Coppia e a massima Potenza

1 Rendimento globale

Stimo per prima cosa il **rendimento globale massimo** definito come:

$$\eta_g \stackrel{def}{=} \frac{P_{eff}}{\dot{m}_c \cdot H_i} \quad (1)$$

In tabella ci viene fornito il valore di consumo specifico di 277 grammi di combustibile per kWh alla massima coppia. Ipotizzando di utilizzare la benzina essa ha un **potere calorifico** inferiore di 43.6 MJ/kg, con i seguenti passaggi si ricava il rendimento:

$$\eta_g = \frac{1000 \cdot 3600}{C_s \cdot H_i}$$

il risultato è un rendimento del 29.8%

2 Coppia a massima Potenza

La potenza all'asse si misura come il prodotto della coppia per la velocità angolare

$$P = Nm \cdot \omega \quad (2)$$

La coppia sarà quindi il rapporto tra la potenza e la velocità angolare espressa in rad/s; per convertire la velocità angolare bisogna prima moltiplicarla per $\pi/30$, ossia:

$$Nm = \frac{P \cdot 30}{\omega \cdot \pi} \quad (3)$$

essa sarà pari a 93.76 Nm.

3 Potenza a massima Coppia

Utilizzando nuovamente la (2) si può ricavare la potenza del motore quando la coppia è massima (cioè a 4000 giri/min).

$$P = \frac{109 \cdot 4000 \cdot \pi}{30} = 45.66 \text{ kW}$$

4 Pressione media indicata e pressione media effettiva

La pressione media indicata è definita come il rapporto fra il lavoro indicato, ossia l'integrale del lavoro ricavato dal diagramma indicato $P - \theta$, e la cilindrata del motore, ossia il volume d'aria teoricamente aspirabile in un ciclo.

$$p_{mi} \stackrel{def}{=} \frac{L_i}{V} \quad (4)$$

Il lavoro indicato è dato dal rapporto tra la potenza e il numero di cicli termodinamici svolti in un secondo. Per un motore a 4 tempi il ciclo termodinamico si conclude ogni 2 giri del pistone, sia indicato con ε questo fattore, si dovrà dividere la velocità angolare per tale fattore per ottenere la velocità del ciclo termodinamico.

$$P_i = L_i \frac{n}{60\varepsilon} = p_{mi} \cdot V \cdot \frac{n}{60\varepsilon} \quad (5)$$

La pressione media indicata si calcola dunque usando

$$p_{mi} = \frac{P_i}{V} \cdot \frac{60\varepsilon}{n} \quad (6)$$

La pressione media effettiva invece tiene conto delle perdite meccaniche ed è minore di quella indicata. È possibile ricavare la pressione media effettiva moltiplicando la pressione media indicata per il rendimento meccanico del motore.

$$P_{me} \stackrel{def}{=} P_{mi} \cdot \eta_m \quad (7)$$

Ipotizziamo un rendimento meccanico di 0.85 in condizioni di massima coppia e di 0.80 in condizioni di massima potenza.

4.1 Massima Coppia

La (6) vale 11.03 bar quando il motore si trova in condizioni di massima coppia, ossia la potenza è pari a 45.66 kW a 4000 rpm. La pressione media effettiva assume il valore di 9.37 bar.

4.2 Massima Potenza

La (6) vale 9.49 bar quando il motore si trova in condizioni di massima potenza a 5500 rpm. La pressione media effettiva vale 7.59 bar.

4.3 Stima del coefficiente di riempimento alla massima Coppia

Sia λ_v il coefficiente di riempimento, definito come la quantità d'aria aspirata rispetto alla massima aspirabile teoricamente. La portata di aria teorica si ricava con la seguente:

$$\dot{m}_{at} = \rho_a \cdot V \cdot \frac{n}{60\varepsilon} \quad (8)$$

dove ρ_a è la densità dell'aria in condizioni ambiente e si può assumere pari a 1.225 kg/m^3 . La portata teorica vale dunque: 50.71 g/s.

Avendo calcolato la potenza e conoscendo il rendimento globale d'impianto ed il potere calorifico è possibile calcolare la portata massica di combustibile in condizioni di massima coppia:

$$\dot{m}_c = \frac{P_{eff} \cdot \eta_m}{H_i \cdot \eta_g} = 2.95 \text{ g/s} \quad (9)$$

Supponendo che la combustione sia stechiometrica, si definisce α_{st} il rapporto in massa tra il comburente e il combustibile che per la miscela aria/benzina vale 14.7, la massa di aria necessaria alla combustione sarà pari a 43.36 g/s. Il coefficiente di riempimento sarà dunque 0.855.

5 Rendimento a massima potenza

Sia il rendimento meccanico pari a 0.80 in condizioni di massima potenza, se la potenza utile all'asse è pari a 54 kW, quella effettiva sarà di 43.2 kW. Si effettua nuovamente il calcolo della portata di aria teorica a 5500 rpm usando nuovamente la (8); tale portata è pari a 69.73 g/s. Utilizzando un coefficiente di riempimento minore del precedente (0.80) e ipotizzando ancora la combustione stechiometrica, la portata di combustibile necessaria sarà pari a 3.795 g/s.

Il rendimento globale è dunque:

$$\eta_g = \frac{43.2}{3.795 \cdot 43.6} = 26.1 \%$$

6 Velocità media del pistone

La **velocità media** del pistone è valutabile con la seguente:

$$V_m = \frac{nC}{30} \quad (10)$$

dove C è la corsa del pistone che vale 78.86 mm ed n il numero di giri al minuto.

Velocità media a massima coppia: 10.49 m/s.

Velocità media a massima potenza: 14.42 m/s.