**Prof. Mariano Migliaccio**

# ESERCIZI

# DEL CORSO DI

# MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

Anno accademico 2010/2011

## Esercizio n. 1

Si abbia un motore a c. i. ad accensione comandata, a quattro cilindri e a quattro tempi, che eroghi alla velocità di rotazione n = 3500 giri/min e alla piena ammissione la potenza P=27,94 kW (P=38 CV) con un consumo specifico $c_s$ = 323,7 g/kWh ($c_s$ = 238 g/CVh) (v. figura XV. 16 del Testo). Supponendo valido nel caso in esame il bilancio termico di cui alla figura XV. 24 del Testo, calcolare la temperatura media dei gas di scarico valutando pari al 5% la perdita per incombusti.
La pressione e la temperatura ambiente siano $p_a$ = 1 bar e $t_a$ = 20 °C ($T_a$=293,16 K).
Il rapporto aria – combustibile sia α = 12,8 (fig. XV. 17 del Testo).

--------------

Si calcoli la portata di combustibile:

$$\dot{M}_c = c_s \cdot P = 238 \cdot 38 = 323,7 \cdot 27,94 = 9,044\, kg/h$$

La portata di fluido evolvente nel motore è data da:

$$\dot{M}_f = (1+\alpha)\dot{M}_c = 124,81\, kg/h$$

La potenza termica corrispondente alla suddetta portata di fluido, nell'ipotesi di una combustione completa del combustibile, è data da:

$$\dot{M}_f \cdot \frac{H_i}{1+\alpha}$$

Essendo $H_i$ = 10.500 kcal/kg il potere calorifico del combustibile impiegato.

Per ipotesi però si ha una perdita di potenza termica a causa degli incombusti pari al 5% del valore indicato, per cui si ha che la potenza termica effettiva è:

$$0,95 \cdot \dot{M}_f \cdot \frac{H_i}{1+\alpha}$$

La suddetta potenza termica effettivamente disponibile viene in parte trasformata in potenza utile P, in parte in potenza termica dispersa dal motore per irraggiamento e per il raffreddamento e in parte in potenza termica associata ai gas di scarico (°).

(°) – Si ricorda che la perdita corrispondente agli attriti dei cinematismi viene conglobata nelle precedenti perdite in quanto comunque tale perdita viene convertita in calore d'attrito, sottratto in parte all'acqua di raffreddamento e in parte disperso per irraggiamento delle superfici del motore non lambite dal refrigerante (cfr. fig. XV. 25 del Testo)

Valutando la potenza termica dal motore per irraggiamento e per raffreddamento relativamente a quella utile (pari a 632 P kcal/h, se la potenza è espressa in CV, e pari a 860 P (kcal/h) se essa è espressa in kW) dalla figura XV. 24 del Testo si desume che essa vale:

$$\frac{40}{24} \cdot 632 \cdot P = 1,\bar{6} \cdot 632 \cdot P \qquad \text{per } P \text{ espressa in CV}$$

$$\frac{40}{24} \cdot 860 \cdot P = 1,\bar{6} \cdot 860 \cdot P \qquad \text{per } P \text{ espressa in kW}$$

mentre la potenza termica associata ai gas di scarico è pari a quella che corrisponde all'incremento di entalpia del fluido dalla temperatura media di ingresso $T_a$ alla temperatura media dei gas di scarico $T_f$.

Si può scrivere allora che tale potenza è pari a:

$$\dot{M}_f \cdot c'_p \cdot (T_f - T_a)$$

Avendo indicato con $c'_p$ il calore specifico a pressione costante ottenuto approssimativamente come media di quello del fluido fresco e di quello dei gas combusti.

Si può infine scrivere il bilancio termico del motore:

$$0,95 \cdot \dot{M}_f \cdot \frac{H_i}{1+\alpha} = 860 \cdot P + 1,\bar{6} \cdot 860 \cdot P + \dot{M}_f \cdot c'_p \cdot (T_f - T_a) \qquad (1)$$

Nella (1) P è espressa in kW.

Dalla (1) si ricava:

$$T_f = T_a + \frac{0,95 \cdot M_f \cdot \frac{H_i}{1+\alpha} - 2,\bar{6} \cdot 860 \cdot P}{\dot{M}_f \cdot c'_p} = T_a + \frac{0,95 \cdot H_i}{c'_p \cdot (1+\alpha)} - 2.293,3 \cdot \frac{P}{M_f \cdot c'_p}$$

Assegnando a $c'_p$ il valore 0,27 kcal/kg K ed assegnando alle variabili che compaiono a secondo membro il loro valore si ha:

$$T_f = 293,16 + 0,95 \cdot \frac{10.500}{0,27 \cdot 13.8} - \frac{2.293,3 \cdot 27,94}{124,81 \cdot 0,27} = 1.069,8\ K$$

$$t_f = 796,68°C$$

Risulta pertanto una temperatura dei gas di scarico pari a circa 800 ° C.

## Esercizio n. 2

Da misure effettuate al banco prova in condizioni ambientali standard $p_a = 1$ bar; $T_a = 288K$ su un motore a c. i. ad accensione comandata a quattro cilindri e a quattro tempi di cilindrata totale $V_t = 1186 cm^3$ risulta che a 6.000 giri/min, alla massima ammissione il consumo specifico di carburante $c_s$ è pari a 353,6 g/kWh (260 g/CVh) e che la pme vale 7,8 kp/cm$^2$. Avendo determinato la portata d'aria vale $\dot{M}_a = 58,06 \; g/s$, si calcoli la dosatura α della miscela e il coefficiente di riempimento $\lambda_v$.

**<u>Calcolo di α</u>**

La potenza erogata dal motore vale (formula (15.20)):

$$P = \frac{V \cdot pme \cdot n}{450 \cdot \varepsilon}$$

In cui $P$ è in CV, $V$ in l, pme in kp/cm$^2$ ed $n$ in giri/min.

Si ha:

$$P = \frac{1{,}186 \cdot 7{,}8 \cdot 6.000}{450 \cdot 2} = 61{,}67 \; CV = 45{,}35 \; kW$$

La portata di combustibile vale allora:

$$\dot{M}_c = c_s \cdot P = 353{,}6 \cdot 45{,}35 = (260 \cdot 61{,}67) = 16.034{,}7 \; g/h = 4{,}454 \; g/s$$

onde il rapporto di miscela vale:

$$\alpha = \frac{\dot{M}_a}{\dot{M}_c} = \frac{58{,}06}{4{,}454} = 13{,}03$$

**<u>Calcolo di $\lambda_v$</u>**

Per definizione di coefficiente di riempimento si ha:

$\lambda_v = \frac{A}{V . \delta_m}$ essendo $A$ la massa di miscela effettivamente intrappolata dai cilindri in un certo tempo, e quindi, ad esempio, in un ciclo, e $V . \delta_m$ la massa che vi potrebbe entrare nello stesso tempo e nelle condizioni ambientali di riferimento.

La portata di miscela $\dot{M}_m$ corrisponde alla portata d'aria $\dot{M}_a$ vale:

$$\dot{M}_m = \dot{M}_a \cdot \frac{1+\alpha}{\alpha}$$

La massa di miscela intrappolata in un ciclo vale allora:

$$A = \dot{M}_a \cdot \frac{1+\alpha}{\alpha} \cdot \frac{\varepsilon}{n} \cdot 60 = 58,06 \cdot \frac{14,03}{13,03} \cdot \frac{2}{6000} \cdot 60 = 1,250\, g = 1,250 \cdot 10^{-3} kg$$

La densità $\delta_m$ della miscela è calcolabile mediante la relazione:

$$\delta_m = \frac{\alpha + 1}{\frac{\alpha}{\delta_a} + \frac{1}{\delta_g}} \qquad (1)$$

In cui $\delta_g$ è la densità del combustibile, che nel caso di benzina è $\simeq 0,74 \frac{kg}{dm^3} \simeq 740 \frac{kg}{m^3}$ mentre $\delta_a$, densità dell'aria, è deducibile dalla relazione seguente:

$$\delta_a = \frac{p_a}{R.T_a} = \frac{p_a}{\frac{R_o}{(m)} T_a} = \frac{1 \cdot 10^5}{\frac{8.313}{28,98} \cdot 288} = 1,21\; kg/m^3$$

essendo $R_o = 8.313\, J/kg\, mole \cdot K$ ed $(m) = 28,98\;\; kg/kg$ mole la costante universale dei gas ed il peso molecolare dell'aria rispettivamente.

Sostituendo i valori calcolati e quelli noti nella (1) si ha:

$$\delta_m = \frac{14,03}{\frac{13,03}{1,21} + \frac{1}{740}} = \frac{14,03}{10,77} = 1,30 \quad kg/m^3$$

Si ha allora

$$\lambda_v = \frac{1,250 \cdot 10^{-3}}{1,186 \cdot 10^{-3} \cdot 1,30} = 0,811$$

**Esercizio n. 3**

Un motore ad accensione comandata a quattro cilindri e a quattro tempi, di cilindrata totale $V_t = 1.186\ cm^3$, fornisce a 6.000 giri/min al banco prova la potenza $P = 43{,}35\ kW\ (61{,}67\,CV)$ con un consumo specifico di $c_s$ = 353,6 g/kWh (= 260 g/CVh).

Calcolare il valore della portata che la pompa di circolazione dell'acqua refrigerante deve fornire per ottenere un salto di temperatura $\Delta t = 25°C$ fra ingresso ed uscita dell'acqua dal motore.

Si ipotizza che il 5% della potenza termica fornita dal carburante venga perduta per effetto degli incombusti e che il bilancio termico del motore sia corrispondente a quello riportato in fig. XV.24 del Testo.

---

La portata del combustibile è data da:

$$\dot{M}_c = c_s \cdot P = 353{,}6 \cdot 45{,}35 = (260 \cdot 61{,}67) = 16{,}034\ kg/h = 4{,}454\, g/s$$

La potenza termica del fluido effettivamente disponibile è data da (con $H_i = 10.500\, kcal/kg$ ):

$$0{,}95 \cdot \dot{M}_c \cdot H_i$$

La suddetta potenza viene in parte trasformata in potenza utile P, in parte in potenza dispersa per irraggiamento, in parte in potenza termica associata ai gas di scarico e in parte in potenza termica da smaltire con il raffreddamento (cfr. nota (°) esercizio n.1). Valutando la potenza termica dispersa dal motore per irraggiamento e con i gas di scarico relativamente a quella utile (pari a $632 \cdot P\, kcal/h$ se la potenza è espressa in CV e pari a $860 \cdot P\ kcal/h$ se essa è espressa in kW) dalla figura XV.24 del Testo,

si desume che essa vale: $(43/24) \cdot 632 \cdot P = 1{,}79 \cdot 632 \cdot P$ per P espressa in CV
$(43/24) \cdot 860 \cdot P = 1{,}79 \cdot 860 \cdot P$ per P espressa in kW

mentre la potenza termica associata alla refrigerazione è pari a quella che corrisponde all'incremento di temperatura $\Delta t$ che subisce la portata d'acqua $G$ in $kg/h$, indicando con $c$ il calore specifico dell'acqua, pari a 1 $kcal/kg \cdot K$, si ha che tale potenza termica vale:

$$c . G . \Delta t$$

per cui il bilancio termico del motore si esprime con la relazione finale:

$$0{,}95 \cdot \dot{M}_c \cdot H_i = 1{,}79 \cdot 860 \cdot P + 860 \cdot P + c \cdot G \cdot \Delta t \qquad (1)$$

Nella (1) P è espressa in kW.
Dalla (1) è possibile dedurre l'unica incognita G:

$$G = \frac{0{,}95 \cdot \dot{M}_c \cdot H_i - 2{,}79 \cdot 860 \cdot P}{c \cdot \Delta t} = 2.047{,}91\ kg/h = 0{,}57\ kg/s$$

## Esercizio n. 4

Un motore a c.i. alternativo a quattro tempi e a quattro cilindri, di tipo boxer con due cilindri per lato, di cilindrata totale 1.186 cm$^3$ finisce una potenza di 45,35 kW (61,67 CV) a 6.000 giri/min, in condizioni di massima ammissione, con un consumo specifico $c_s = 353,6\, g/kWh$ (260 $g/CVh$) e un rapporto di miscela $\alpha = 13$.

Dimensionare il raggio del condotto di collegamento del carburatore al filtro e quello dei due condotti di collegamento del carburatore ai due cilindri per lato in maniera che la velocità media dell'aria sia di 30 m/s e nella ipotesi che tra filtro e carburatore vi siano le condizioni $p_1 = 0,95\, bar$ e $t_1 = 15\ °C$ mentre tra carburatore e cilindri si abbiano le condizioni $p_2 = 0,8\ bar$ e $t_2 = 5\ °C$.

---

La portata di combustibile è fornita al solito dalla espressione:

$$\dot{M}_c = c_s \cdot P = 353,6 \cdot 45,35 = (260 \cdot 61,67) = 16,034\, kg/h = 4,454\, g/s$$

La portata d'aria si ottiene dalla relazione:

$$\dot{M}_a = \alpha . \dot{M}_c = 13,0 \cdot 4,454 = 57,9\ \ g/s = 208,44\ \ kg/h$$

Per il condotto tra filtro e carburatore si può scrivere:

$$\dot{M}_a = \phi_a \frac{S_l . v_m}{v_1} = \phi_a \frac{\pi r_1^2 \cdot v_m}{v_1} \tag{1}$$

Essendo $\phi_a$ il coefficiente di riduzione della portata dovuto agli effetti di parete, $S_l$ la sezione di passaggio, $r_1$ il suo raggio, $v_1$ il volume specifico dell'aria effluente e $v_m$ la velocità media dell'aria nella sezione $S_l$

Dalla (1) si ha:

$$r_1 = \sqrt{\frac{\dot{M}_a . v_1}{\phi_a . \pi . v_m}}$$

Essendo $v_1$ calcolabile mediante la relazione:

$$v_1 = \frac{R_0}{(m)} . \frac{T_1}{p_1}$$

In cui è $R_0 = 8.313\, J/kg_{mole}K = 2\, kcal/kg_{mole}K$ ;

$$(m) = 28,98\, kg/kg_{mole}$$

$$T_1 = 288\, K\ ;$$

$p_1 = 0{,}95.10^5 \ N/m^2$

per cui:

$$v_1 = \frac{8.313}{28{,}98} \cdot \frac{288}{0{,}95 \cdot 10^5} = 0{,}8696 \ m^3/kg$$

Si ha allora, ponendo $\phi_a = 0{,}98$:

$$r_1 = \left(\frac{57{,}9 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}8696}{0{,}98 \cdot \pi \cdot 30}\right)^{0{,}5} = 0{,}0233 \ m = 23{,}3 \ mm$$

Per ciascun condotto situato a valle del carburatore, tra quest'ultimo e ciascuna coppia di cilindri, si ha analogamente:

$$\frac{\dot{M}_a}{2} = \phi_a \frac{S_2 . v_m}{v_2} = \phi_a \frac{\pi \, r_2^2 \cdot v_m}{v_2}$$

da cui:

$$r_2 = \sqrt{\frac{\dot{M}_a}{2} \frac{v_2}{\phi_a \cdot \pi \cdot v_m}}$$

Essendo $v_2$ calcolabile mediante la relazione $v_2 = \frac{R_0}{(m)} \frac{T_2}{p_2}$

In cui è questa volta: $T_2 = 278 \ K$; $p_2 = 0{,}8 \cdot 10^5 \ N/m^2$

Si ha:

$$v_2 = \frac{8.313}{28{,}98} \cdot \frac{278}{0{,}8 \cdot 10^5} = 0{,}9968 \quad m^3/kg$$

Si ha allora, ponendo $\phi_a = 0{,}97$:

$$r_2 = \sqrt{\frac{57{,}9 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0{,}97} \cdot \frac{0{,}9968}{\pi \cdot 30}} = 0{,}0177 \ m = 17{,}7 \ mm$$

### Esercizio n. 5

Si abbia un motore a c.i. ad accensione comandata a quattro tempi e a quattro cilindri, di cilindrata totale $V_t = 1.186\, cm^3$ e con un rapporto corsa-diametro $c/d = 0{,}7375$. Calcolare la sezione di gola da assegnare al diffusore di un carburatore monocorpo affinché a 6.000 giri/min e alla massima apertura delle valvole a farfalla la velocità media dell'aria sia $W_m = 100\, m/s$. Determinare inoltre la sezione del getto principale necessaria per avere un rapporto di miscela $\alpha = 13{,}03$. Per tale calcolo, si faccia l'ipotesi di poter trascurare sia l'effetto dell'eventuale freno d'aria, sia il contributo di eventuali getti compensatori, sia la presenza di un battente di carburante sul getto principale.

Si assuma inoltre un coefficiente di riduzione della portata d'aria $\phi_a = 0{,}80$ e un coefficiente di riduzione della portata di combustibile $\phi_c = 0{,}70$. Si consideri incomprimibile l'aria e ci si riferisca alle seguenti condizioni ambientali $p_a = 1\, bar;\ t_a = 15\ °C;$ la densità del combustibile sia $\delta_c = 0{,}74\, kg/dm^3$.

---

Considerando che la portata volumetrica $Q$ che entra in u n certo istante in quel cilindro che è in fase d'aspirazione è pari a quella che passa attraverso la sezione di gola del diffusore, è possibile scrivere la seguente relazione:

$$Q = \phi_a . V_m . S = \phi_g . W_m . S_g \qquad (1)$$

Avendo indicato con:

$S =$ La sezione del cilindro $= \pi d^2/4$;
$\phi_a =$ Il coefficiente di riduzione della portata d'aria entrante nel cilindro;
$V_m =$ La velocità media del pistone;
$\phi_g =$ Il coefficiente di riduzione della portata d'aria evolvente attraverso il diffusore;
$W_m =$ La velocità media dell'aria nella gola del diffusore;
$S_g =$ La sezione della gola del diffusore.

Dai dati forniti si ha:

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 . c = \mathit{cilindrata\ unitaria}$$

ma tenendo conto che:

$\frac{c}{d} = 0{,}7375$ si ha:

$V = \frac{\pi}{4} . 0{,}7375 . d^3$ da cui:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4V}{\pi \cdot 0{,}7375}} = \sqrt[3]{\frac{1.186}{\pi \cdot 0{,}7375}} = 8\ cm = 80\ mm$$

c = 0,7375 · 80 = 59 mm;

$$V_m = 2 \cdot c \cdot \frac{n}{60} = 2 \cdot 59 \cdot \frac{6 \cdot 000}{60} = 11{,}8 \ m/s$$

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi}{4} .80^2 = 5026{,}5\, mm^2$$

Dalla (1) allora si ricava (ipotizzando che $\phi_a = 0{,}9\phi_g$ ):

$$S_g = \frac{\phi_a \cdot V_m .S}{W_m} = \frac{11{,}8}{100} .5026{,}5 \cdot 0{,}9 \approx 533{,}8\, mm^2$$

Indicando con $d_g$ il diametro di gola del diffusore si ha:

$$d_g = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot S_g} \approx 26\, mm$$

Il rapporto $\alpha$ è fornito dalla relazione:

$$\alpha = \frac{\phi_a \, S_a}{\phi_c \, S_c} \sqrt{\frac{\delta_a}{\delta_c}} \qquad (2)$$

nel caso si trascuri l'altezza piezometrica $z$ corrisponde alla depressione necessaria per vincere la tensione superficiale della benzina.
Nella (2) ponendo:

$$\phi_a = 0{,}80; \ \phi_c = 0{,}70; \ \ S_a = S_g = \ 533{,}8\, mm^2$$
$$\delta_c = 0{,}74\, kg/dm^3 = 740\, kg/m^3$$
$$\delta_a = \frac{1}{v_a} = \frac{(m)\, p_a}{R_o \, T_a} = \frac{28{,}98 \cdot 1 \cdot 10^5}{8.313 \cdot 288} = 1{,}21\, kg/m^3$$

Si ricava:

$$S_c = \frac{\phi_a \, S_a}{\phi_c .\alpha} \sqrt{\frac{\delta_a}{\delta_c}} = \frac{0{,}8 \cdot 533{,}8}{0{,}7 \cdot 13{,}03} \cdot \sqrt{\frac{1{,}21}{740}} = 1{,}893 \ \ mm^2$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4}{\pi} S_c} = 1{,}55\, mm$$

## Esercizio n. 6

Si abbia un motore a c.i. ad accensione comandata alimentato con combustibile liquido di densità $\gamma_C = 0{,}72\, kg/dm^3$ . Alla velocità di rotazione di $n = 6.000\, giri/\min$ e alla massima ammissione ($\beta = 90°$) si misura una portata d'aria aspirata $\dot{M}_a = 209\, kg/h$ con un rapporto aria – combustibile $\alpha = 12{,}8$ . Sapendo che la sezione ristretta del diffusore del carburatore monocorpo, di cui è dotato il suddetto motore, è stata progettata in modo che la velocità dell'aria non superi in essa il valore di 90 m/s, determinare il diametro del getto del combustibile. Siano inoltre $\phi_a = 0{,}90$ e $\phi_C = 0{,}75$ i valori dei coefficienti di riduzione della portata d'aria e di combustibile rispettivamente. Le condizioni all'aspirazione siano $p_a = 1\ bar$ ; $T_a = 273\, K$ .

---

Con i dati a disposizione è possibile calcolare la velocità del suono dell'aria a 0°C

$$c = \sqrt{K\,RT} = \sqrt{1{,}4 \cdot \frac{8.313}{28{,}98} \cdot 273} = 331{,}1\ m/s$$

Nella sezione ristretta, quando la velocità dell'aria è pari a 90 m/s, può valutarsi il numero di Mach:

$$M = \frac{90}{331{,}1} = 0{,}27 < 0{,}3$$

In tal caso si può, con buona approssimazione, considerare incompressibile il moto dell'aria.
È possibile allora scrivere nella medesima sezione di gola:

$$\dot{M}_a = \phi_a\, S_g\, v_g\, .\delta_a \qquad (1)$$

in cui:

$$\delta_a = \frac{p_a}{R.T_a} = \frac{1 \cdot 10^5}{\frac{8.313}{28{,}98} \cdot 273} = 1{,}277\ kg/m^3$$

$$\dot{M}_a = 209\ kg/h = 0{,}058\ kg/s$$

Con i valori assegnati si ha dalla (1) la sezione di gola $S_g$ :

$$S_g = \frac{0{,}058}{0{,}9 \cdot 90 \cdot 1{,}277} = 5{,}606 \cdot 10^{-4}\ m^2 = 5{,}606\ cm^2$$

cui corrisponde un diametro:

$$d_g = \sqrt{\frac{4}{\pi} .S_g} = 2{,}67\, cm$$

Il rapporto $\alpha$ è fornito dalla relazione:

$$\alpha = \frac{\phi_a}{\phi_c} \frac{S_g}{S_c} \sqrt{\frac{\delta_a}{\delta_c}} \qquad (2)$$

che risolta fornisce:

$$S_c = \frac{\phi_a . S_g}{\phi_c . \alpha} \cdot \sqrt{\frac{\delta_a}{\delta_c}} = \frac{0,90}{0,75} \cdot \frac{5,606}{12,8} \cdot \sqrt{\frac{1,277}{720}} = 0,022 \ cm^2 = 2,2 \ mm^2$$

$$d_c = 1,48 \quad mm$$

Allo stesso risultato si poteva giungere osservando che è:

$$\alpha = \frac{\dot{M}_a}{\dot{M}_c} = \frac{\dot{M}_a}{\phi_c . S_c . \delta_c . v_c} \qquad (3)$$

e determinando la velocità di efflusso $v_C$ del combustibile.

Applicando il teorema di Bernoulli per moto di fluido incompressibile tra la sezione di ingresso del motore e la sezione di gola del carburatore, trascurando le diverse altezze geometriche delle due sezioni si ha:

$$\Delta p = \frac{\delta_a . v_g^2}{2} = \frac{1,277 \cdot 90^2}{2} \cong 5172 \ \frac{N}{m^2} = 0,0517 \ bar$$

Riapplicando il teorema di Bernoulli tra il pelo libero nella vaschetta del carburatore e la sezione d'efflusso del combustibile, trascurando le eventuali differenze di livello si può scrivere:

$$v_c = \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\delta_c}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 5.172}{720}} = 3,79 \, m/s$$

La (3) è ora risolvibile rispetto a $S_C$:

$$S_c = \frac{0,058}{0,75 \cdot 720 \cdot 3.79 \cdot 12,8} = 0,022.10^{-4} \ m^2 = 0,022 \ cm^2 = 2,2 \ mm^2$$

$$d_C = 1,48 \, mm$$

**Esercizio n. 7**

Un motore a c.i. ad accensione comandata utilizza un carburante di composizione media $C_7H_{16}$ ed è provvisto di carburatore il cui getto del massimo ha un diametro $d_1 = 1{,}34$ mm. Si determini il valore da assegnare a tale ultimo diametro nel caso si voglia adoperare come combustibile una miscela di $C_7H_{16}$ e di $CH_3OH$, nelle proporzioni molari rispettivamente dell'80% e del 20%, lasciando inalterate le condizioni di funzionamento del motore per una certa portata d'aria $\dot{M}_a$ e lasciando invariato nei due casi il rapporto $\alpha / \alpha_{st}$. Si suppongano per semplicità uguali le densità dei due combustibili ed invariato il coefficiente di efflusso $\phi_C$.

---

In entrambe le condizioni ipotizzate, e cioè utilizzando quale combustibile solo $C_7H_{16}$ oppure una miscela di $C_7H_{16}$ e di $CH_3OH$, sono uguali i valori di $\dot{M}_a$, di depressione $\Delta_p$ nella sezione ristretta del carburatore e per ipotesi sono pure uguali i valori di $\delta_c$ e di $\phi_C$.

Dalla (16-15) del libro di testo, indicando con il pedice 1 e 2 le condizioni di funzionamento che si hanno con i due diversi tipi di combustibile, si trae:

$$\frac{\dot{M}_{c1}}{\dot{M}_{c2}} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2} \tag{1}$$

Esprimendo la condizione che il rapporto $\alpha / \alpha_{st}$ rimanga costante nei due casi si ha:

$$\frac{\dot{M}_{a1}}{\dot{M}_{c1}} \cdot \frac{1}{\alpha_{st1}} = \frac{\dot{M}_{a2}}{\dot{M}_{c2}} \cdot \frac{1}{\alpha_{st2}}$$

Da cui, essendo per ipotesi $\dot{M}_{a1} = \dot{M}_{a2}$, si ha:

$$\frac{\dot{M}_{c1}}{\dot{M}_{c2}} = \frac{\alpha_{st2}}{\alpha_{st1}} \tag{2}$$

Per un generico combustibile di formula $CH_yO_z$ è (°):

$$n_{st} = 1 + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \tag{3}$$

$$\alpha = \frac{137{,}97\, n}{12 + 1{,}008\, y + 16\, z} \tag{4}$$

-----------------------------------------------------------------------------------------------------------

(°) – L'equazione di combustione per $CH_y0_z$ si scrive:

$$CH_yO_z + nO_2 + 3{,}785\, n\, N_2 = a\, CO_2 + b\, CO + c\, H_2O + d\, H_2 + e\, O_2 + 3{,}785\, n\, N_2$$

In condizioni stechiometriche deve ottenersi: $a = 1$; $b = d = e = 0$; $c = \frac{y}{2}$

Il bilancio dell'ossigeno fornisce allora: $2n_{st} + z = 2 + \frac{y}{2}$ ovvero $n_{st} = 1 + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}$ cfr. pgr.VI.4

Per il combustibile $C_7H_{16}$ risulta:

$$y=\frac{16}{7}=2{,}285; \qquad z=0$$

Per cui la (3) e la (4) forniscono:

$$n_{st1}=1{,}571; \qquad \alpha_{st1}=15{,}15$$

Per la miscela di $C_7H_{16}$ e di $CH_3OH$ bisogna calcolare la composizione media relativamente al numero di atomi di carbonio, idrogeno ed ossigeno:

$$n_c=0,20\cdot 1+0,80\cdot 7=5,8$$
$$n_H=0,20\cdot 4+0,80\cdot 16=13,6$$
$$n_O=0,20\cdot 1+0,80\cdot 0=0,20$$

La formula media della miscela è allora

$$C_{5,8}H_{13,6}O_{0,2}$$

Mentre y e z valgono: $y=2{,}345$; $z=0{,}034$

---

Dalla (3) si ottiene:

$$n_{st}=1+\frac{2{,}345}{4}-\frac{0{,}0345}{2}=1{,}569$$

che sostituendo nella (4), fornisce:

$$\alpha_{st2}=\frac{137,97\cdot 1,569}{12+1,008\cdot 2,345+16\cdot 0.0345}=14,51$$

Combinando la (2) con la (1) si ha:

$$\frac{d_1^2}{d_2^2}=\frac{\alpha_{st2}}{\alpha_{st1}}$$ da cui

$$d_2=\sqrt{d^2{}_1\frac{\alpha_{st1}}{\alpha_{st2}}}=\sqrt{1,34^2\,.\frac{15{,}15}{14,51}}=1,37\,mm$$

**Esercizio n. 8**

Determinare il battente che deve avere un carburatore a getto annegato (fig. XVI.4 del testo) per fornire alle condizioni ambientali $p_o = 1 bar$ e $t_o = 20°C$, una dosatura $\alpha = 12{,}5$ ad una depressione nella gola del diffusore pari a $\Delta_p = p_o - p_a = 0{,}025 bar$, con un carburante la cui densità sia $\delta_c = 0,740\, kg/dm^3$. Il diametro di gola del diffusore è $d_a = 25 mm$; mentre il diametro della sezione del getto è $d_c = 1{,}5 mm$. I coefficienti di riduzione della portata d'aria e di quella del combustibile siano rispettivamente $\phi_a = 0,80$ e $\phi_c = 0,70$

---

È noto che nella sezione di gola può scriversi:

$$\dot{M}_a = \phi_a\, S_a\, \delta_a\, v_a = \phi_a\, S_a\, \delta_a \sqrt{2\left(\frac{p_o - p_a}{\delta_a}\right)} = \phi_a\, S_a \sqrt{2(p_o - p_a)\cdot\delta_a}$$

Mentre tenendo conto del battente incognito $h$ da assegnare al getto, l'espressione della portata di combustibile si scrive:

$$\dot{M}_c = \phi_c\, S_c\, \delta_c \sqrt{2\left(\frac{p_o - p_a}{\delta_c}\right) - 2h} = \phi_c\, S_c \sqrt{2\left[(p_o - p_a) - h\cdot\delta_c\cdot g\right]\cdot\delta_c}$$

Si ricava allora che: (cfr. 16.28 del testo:

$$\alpha = \frac{\phi_a\, S_a \sqrt{2\cdot(p_o - p_a)\cdot\delta_a}}{\phi_c\, S_c \sqrt{2\left[(p_o - p_a) - h\delta_c g\right]\cdot\delta_c}}$$

Da cui passando ai quadrati si ha:

$$\alpha^2 = \frac{\phi_a^{\,2}\, d^4{}_a\cdot\delta_a}{\phi_c^{\,2}\, d^4{}_c\cdot\delta_c}\cdot\frac{p_o - p_a}{(p_o - p_a) - h\delta_c g}$$

Da cui ricavando h si ha:

$$h = \left(\frac{\phi_a}{\phi_c}\right)^2 \left(\frac{\delta_a}{\delta_c}\right)^2 \left(\frac{d_a}{d_c}\right)^4 \cdot \frac{p_o - p_a}{\delta_c g \alpha^2} - \frac{p_o - p_a}{\delta_c g}$$

Osservando che:

$$\delta_a = \frac{1}{v_a} = \frac{(m)}{R_o}\frac{p_a}{T_a} = \frac{28,98\cdot 10^5}{8313\cdot 293{,}15} = 1{,}18\, kg/m^3$$

$$\delta_c = 740\, kg/m^3$$

Si ricava:

$$h = \frac{0,025.10^5}{7259,4\cdot 12{,}5^2}\left(\frac{0,80}{0,70}\right)^2\left(\frac{1{,}18}{740}\right)\left(\frac{25}{1{,}5}\right)^4 - \frac{0,025.10^5}{7259,4} = 0,0093\, m = 9,3\, mm$$

## Esercizio n. 9

Si calcoli il diametro della pompa di combustibile di un motore monocilindrico a due tempi, prevedendo una portata pari a 2 volte quella occorrente alla sua potenza normale di 36,76 kW (50 CV) a 1000 giri/min.

Il consumo specifico di combustibile sia $c_s = 0,245 kg/kWh (0,180 kg/CVh)$ , il peso specifico di combustibile sia $\gamma = 0,85 kg/dm^3 = 0,85 g/cm^3$ e il rapporto corsa/diametro dello stantuffo della pompa sia $c/d = 0,9$

---

La portata di combustibile è:

$$\dot{M}_c = 0,245 \cdot 36,76 (0,180 \cdot 50) = 9 kg/h$$

La quantità di combustibile da iniettare in ogni ciclo è:

$$M = \frac{\dot{M}_c}{1000 \cdot 60} = \frac{9}{6 \cdot 10^4} = 0,15 g$$

A tale massa di combustibile corrisponde il volume:

$$V = \frac{M}{\gamma} = \frac{0,15}{0,85} \cong 0,1765 \mathrm{cm}^3 = 176,5 mm^3$$

Si deve allora avere:

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot 0,9 d = 2 \cdot 176,5$$

Da cui: $d \cong 7,93 mm$

$$c = 0,9 \cong 7,14 mm$$

## Esercizio n. 10

Un motore diesel ha un consumo specifico di nafta $c_s = 0,231 kg/kWh (0,170 kg/CVh)$. Conoscendo la pressione media effettiva $pme = 6 kp/cm^2$ e l'eccesso di aria $e^* = 1,1$, si determini il coefficiente di riempimento $\lambda_v$ nelle condizioni ambientali $p_a = 1 bar$ e $t_a = 20°C$

---

Dall'espressione della potenza espressa dalla formula (15-12) del testo:

$$P = V_t \cdot \frac{n60}{\varepsilon} \cdot \frac{\delta_a \lambda_v}{\alpha} \cdot \frac{1}{c_s}$$

e da quella deducibile dalla formula (15-17) dello stesso capitolo:

$$pme = 6 \cdot 10^4 \cdot \frac{P}{V_t \cdot n} \cdot \varepsilon$$

si ha sostituendo:

$$pme = 6 \cdot 10^4 \cdot 60 \cdot \frac{\delta_a \lambda_v}{\alpha} \cdot \frac{1}{c_s}$$

Il valore di $\alpha$ si deduce dalla relazione (6-38) del cap. VI del testo:

$$e^* = \frac{\alpha - \alpha_{st}}{\alpha_{st}}$$

Adottando per la nafta il valore $\alpha_{st} \cong 14,2$ si ha infatti:

$$\alpha = \alpha_{st} \cdot e^* + \alpha_{st} = \alpha_{st}(1 + e^*) = 14,2 \cdot 2,1 = 29,82$$

Il valore di $\delta_a$ è dato da:

$$\delta_a = \frac{1}{v_a} = \frac{(m)\, p_a}{R_o\, T_a} = \frac{28,98 \cdot 1 \cdot 10^5}{8313 \cdot 293,16} = 1,19 kg/m^3$$

per cui si ha:

(essendo $pme = 6 \cdot 10^4 kp/m^2 = 9,81 \cdot 6 \cdot 10^4 N/m^2$)

$$\lambda_v = \frac{pme \cdot \alpha \cdot c_s}{3,6 \cdot 10^6 \cdot \delta_a} = \frac{5,886 \cdot 10^5 \cdot 29,82 \cdot 0,231}{3,6 \cdot 10^6 \cdot 1,19} = \frac{5,886 \cdot 2,982 \cdot 0,231}{3,6 \cdot 1,19} = 0,946$$

**Esercizio n. 11**

Un motore a c.i. ad accensione comandata a carburazione e a quattro cilindri per una certa velocità di rotazione $n$ ed apertura della valvola a farfalla $\beta$ fornisce una pressione media indicata $pmi = 9\,bar$ con un consumo specifico $c_s = 0,340\,kg/kWh\,(0,250\,kg/CVh)$ e con rendimento meccanico $\eta_m = 0,8$.

Valutare nelle stesse condizioni di velocità e di apertura della valvola a farfalla il nuovo valore del consumo specifico se una delle candele cessa di funzionare.

---

Se $\eta$ e $\beta$ non variano, non varia neanche in prima approssimazione la velocità dell'aria $v_a$ nella sezione ristretta del venturi del carburatore; in definitiva non varia la depressione in tale zona, per cui la portata del carburante $\dot{M}_c$ resta immutata. Per valutare allora il nuovo valore di $c_s$ basta calcolare il corrispondente nuovo valore della potenza.

Con il riferimento al ciclo reale, si osservi che nel cilindro nel quale si verifica la mancata accensione la fase di espansione coinciderà in pratica con la fase di compressione mentre la pressione di scarico sarà più bassa di quella che si ha nei cilindri funzionanti.

Ammettendo di avere nel suddetto cilindro una differenza di pressione tra fase di scarico e fase di aspirazione pari al valore medio (dettato dalla pratica)

$$\Delta p = 0,06\,bar$$

si può ritenere che per lo stesso cilindro si abbia una pressione media indicata pari a:

$$pmi = -0,06\,bar$$

essendo il segno negativo giustificato dal fatto che il lavoro corrispondente è un lavoro passivo (lavoro di pompaggio).

Ammettendo che negli altri cilindri la $pmi$ resti identica al valore assegnato (°) nella espressione (15-15) della potenza riportata nel cap. XV del testo (essendo uguali le cilindrate dei vari cilindri), si potrà sostituire alla $pmi$ un valore $pmi$ pari alla media tra le $pmi$ dei vari cilindri, si ha cioè:

$$pmi = \frac{3 \cdot 9 + 1(-0,06)}{4} = 6,735\,bar$$

Per effetto della aumentata incidenza percentuale delle perdite meccaniche sul lavoro indicato in tali condizioni e per effetto dello squilibrio dinamico anche il rendimento meccanico $\eta_m$ peggiorerà di qualche percento, portandosi ad esempio al valore $\eta_m = 0,77$ .

Dalla (15-15) applicata al caso di accensione regolare e a quello di mancata accensione in uno dei cilindri si deduce:

$$\frac{P}{P_{-1}} = \frac{pmi}{pmi_{-1}} \cdot \frac{\eta_m}{\eta_{m-1}} = \frac{9 \cdot 0,80}{6,735 \cdot 0,77} = 1,388$$

---

Il nuovo valore $c_s$ del consumo specifico sarà allora dato da:

$$c_{s-1} = c_s \cdot \frac{P}{P_{-1}} = 0,340 \cdot 1,388 = 0,472\,kg/kWh$$

---

(°) – Ciò equivale ad ammettere che il carico resistente che il motore deve bilanciare si sia ridotto in maniera tale da rendere possibile il funzionamento alla medesima velocità e alla stessa apertura della valvola a farfalla.

**Esercizio n. 12**

Il diagramma indicato relativo su un motore diesel a due tempi, sei cilindri planimetrato risulta pari a 10 cm$^2$. La scala delle ascisse sia $1cm = 2\,dm^3$ e quella delle ordinate sia $1cm = 10\,bar$. Calcolare il consumo orario di combustibile e la potenza all'albero del motore alla velocità di 480 giri/min, avendo misurato un consumo specifico $c_s = 0{,}250\,kg/kWh$ ed un rendimento meccanico $\eta_m = 0{,}82$

---

$1cm^2$ di diagramma indicato (che dimensionalmente esprime un lavoro) corrisponde a:

$$1cm^2{}_{diagr.ind.} = 2\,dm^3 \cdot 10\,bar = 2\cdot 10^{-3}\ m^3 \cdot 10\cdot 10^5\ N/m^2 = 2\cdot 10^{\,3} J = 2\,kJ$$

Moltiplicando tale valore per l'area misurata del diagramma e per il numero di cilindri si ha il lavoro per ogni fase utile:

$$L = 10\cdot 2\cdot 6 = 120\,kJ$$

Il numero di fasi utili in ogni secondo è espresso dalla quantità:

$$\frac{n}{60\cdot\varepsilon} = \frac{480}{60\cdot 1} = 8$$

Per cui la potenza indicata vale:

$$P_i = L\cdot\frac{n}{60\cdot\varepsilon} = 960\,kW$$

Mentre la potenza all'albero vale:

$$P = P_i\cdot\eta_m = 787{,}2\,kW$$

Il consumo orario è dato invece dalla relazione:

$$\dot{M}_c = c_s\cdot P = 0{,}250\cdot 787{,}2 = 196{,}8\,kg/h$$

### Esercizio n. 13

In un motore ad accensione comandata alimentato con benzina alla velocità di rotazione $n = 4200\, giri/\min$, con rapporto aria / combustibile $\alpha = 13$, evolve una portata d'aria $\dot{M}_a = 117\, kg/h$.

La cilindrata totale è pari a 1200 cm$^3$, il rapporto di compressione $\rho = 9$, i rendimenti globale, meccanico e di combustione, valgono: $\eta_g = 0,22$; $\eta_m = 0,85$; $\eta_b = 0,94$.

Se la temperatura dei gas di scarico è $T_{sc} = 1100\, K$ e la temperatura ambiente è $t_a = 20°C$, valutare la portata dell'acqua di raffreddamento $\dot{M}_{H_2O}$, sapendo che il salto di temperatura fra l'ingresso e l'uscita del motore è di 15°C (trascurare la potenza persa per irraggiamento e quella necessaria ad azionare gli ausiliari). Valutare inoltre l'energia cinetica dei gas di scarico nell'ipotesi che la valvola di scarico si apra al punto morto.

(Per i calcoli si assumano $a = 0,247\, kcal/kgK$; $b = 0,64 \cdot 10^{-4}\, kcal/kgK^2$; come valori medi dei gas tra le temperature $T_a$ e $T_{sc}$).

---

La potenza $P_{H_2O}$ dissipata per raffreddamento si può ritenere pari a circa il 33% di quella fornita dal combustibile (cfr. fig. XV.24 del testo).

La potenza disponibile $P$ vale:

$$P = \dot{M}_c\, H_i = \frac{\dot{M}_a}{\alpha} \cdot H_i = \frac{117}{13} \cdot 10.500 = 9,45 \cdot 10^4\, kcal/h = 26,25\, kcal/s = 109,9\, kW$$

Si ha quindi:

$$P_{H_2O} = 0,33 \cdot P = 8,66\, kcal/s$$

Perciò si può calcolare:

$$\dot{M}_{H_2O} = \frac{P_{H_2O}}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{8,66}{1 \cdot 15} = 0,58\, kg/s$$

Indicando con $P_u$ la potenza utile, con $P_i$ quella perduta per incombusti, con $P_m$ quella perduta per gli attriti, con $P_{sc}$ quella perduta attraverso i gas di scarico, trascurando sempre la potenza necessaria ad azionare gli ausiliari e quella che si perde per irraggiamento, è possibile scrivere la seguente relazione di bilancio:

$$P = P_u + P_i + P_m + P_{sc} + P_{H_2O}$$

Con i valori assegnati si possono calcolare tutti i termini da sottrarre a $P$ per ottenere $P_{H_2O}$ e giustificare pertanto la percentuale del 30% ipotizzata all'inizio.

$P_u = P . \eta_g = 109,9 . 0,22 = 24,18\, kW$ $\qquad$ $(P_u / P = 22\%)$

$P_i = (1-\eta_b)\cdot P = 6,59\, kW$ $\qquad\qquad (P_i / P = 6\%)$

$P_m = (1-\eta_m)\, P_{indicata} = (1-\eta_m)\cdot \dfrac{P_u}{\eta_m} = 4,27\, kW$ $\qquad\qquad (P_u / P = 4\%)$

Bisogna ora valutare la potenza ceduta ai gas di scarico; essi vengono espulsi alla temperatura $T_{sc}$ e alla pressione $p_{sc}$, che per semplicità si suppone pari a quella ambientale $p_a$. Indicando con $\dot{M}_{sc}$ la portata di tali gas (in kg/s) si ha che l'incremento di entalpia corrisponde al salto di temperatura dalle condizioni ambientali $T_a = 293{,}16\, K$ a quelle di scarico $T_{sc} = 1100\, K$ è dato da (°):

$$\Delta h = \dot{M}_{sc} \int_{T_a}^{T_{sc}} c_p\, dT = \dot{M}_a \frac{1+\alpha}{\alpha} \int_{T_a}^{T_{sc}} (a + bT)\, dT = \dot{M}_a \frac{1+\alpha}{\alpha} a\,(T_{sc} - T_a) + \frac{b}{2}(T_{sc}^2 - T_a^2) =$$

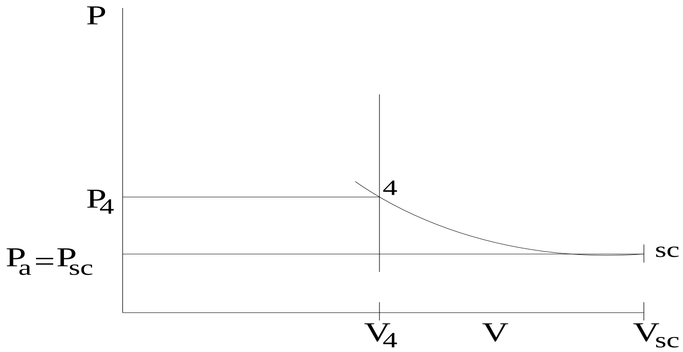
$$= 0,0325 \cdot \frac{14}{13} \cdot \left[\ 0,247 \cdot (1.100 - 293{,}16) + 0,32 \cdot 10^{-4} (1.100^2 - 293{,}16^2)\ \right] =$$

$$= 3,5 \cdot 10^{-2} \cdot \left[ 0,247 \cdot 806,84 + 0,32 \cdot 112,4\ \right] = 3,5 \cdot 10^{-2} \cdot 235,26 = 8,23\, kcal / s = 34,46 kW$$

La massa emessa con scarico spontaneo $M_{scsp}$ ha, inoltre, subito una espansione dal valore della pressione corrispondente al punto morto inferiore $p_4$ al valore $p_{sc} = p_a$ (fig. 1)

---

(°) – si trascura nell'entalpia iniziale quella del combustibile.




Il lavoro di espansione e quindi, salvo le perdite, l'energia cinetica dei gas, espulsi spontaneamente, vale (°°):

$$E_{cin} = M_{scsp} \cdot L_{4sc} = M_{scsp} \cdot \frac{p_{sc} \cdot v_{sc}^{\ k}}{1-k} \,(V_{sc}^{1-k} - V_4^{1-k}) - p_{sc}\,(V_{sc} - V_4)$$

Come è noto:

$$V_4 = \frac{\rho}{\rho - 1}\, V = \frac{9}{8} \cdot 1,2 \cdot 10^{-3} = 1,35 \cdot 10^{-3}\, m^3$$

Si calcoli ora la massa evolvente per ciascuna fase utile $M_{cinFU}$ alla velocità di rotazione di 4200 giri/min:

$$M_{cinFU} = \frac{\dot{M}_{sc}}{\dfrac{n}{60 \cdot \varepsilon}} = \frac{3,5 \cdot 10^{-2}}{\dfrac{4200}{60 \cdot 2}} = 1 \cdot 10^{-3}\, kg$$

Si può allora calcolare il volume specifico $v_4 : v_4 = \dfrac{V_4}{M_{cin\,FU}} = 1{,}35\, m^3/kg$ ; $\rho_4 = 0{,}740\, kg/m^3$

---

(°°) Con riferimento alla fig. 1, $L_{4sc}$ vale:

$$L_{4sc} = \int_{v_4}^{v_{sc}} (p - p_{sc})\, dv = \int_{v_4}^{v_{sc}} p\, dv - p_{sc}(v_{sc} - v_4) = \int_{v_4}^{v_{sc}} \frac{p_{sc} \cdot v_{sc}^K}{v^K} dV - p_{sc}(v_{sc} - v_4) = \frac{p_{sc} \cdot v_{sc}^K}{1-K}(v_{sc}^{1-K} - v_4^{1-k}) - p_{sc}(v_{sc} - v_4)$$

Ponendo $K = 1{,}4$ in calcoli di prima approssimazione:

-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Analogamente si ricava $v_{sc}$:

$$v_{sc} = \frac{R}{(m)_{sc}} \cdot \frac{T_{sc}}{p_{sc}} = \frac{8.313}{28{,}6} \cdot \frac{1100}{1 \cdot 10^3} = 3{,}19\, m^3/kg \,; \qquad \rho_{sc} = 0{,}312\, kg/m^3$$

-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Con i valori calcolati si ha:

$$L_{4sc} = 1{,}434 \cdot 10^5\ J/kg$$

La velocità teorica d'efflusso dei gas, corrispondente a tale energia cinetica specifica, vale:

$$c_t = 2 \cdot L_{4sc} = 535{,}5\, m/s$$

Si ricordi che la velocità del suono vale in tal caso:

$$c = \sqrt{K\, R\, T_{sc}} = \sqrt{K \frac{R_o}{(m)_{sc}} \cdot T_{sc}} = 671{,}4\, m/s$$

La massa di gas combusti che rimane nel cilindro dopo lo scarico spontaneo, e che deve essere poi espulsa per scarico forzato indicata con $M_{scF}$ , vale:

$$M_{scF} = V \cdot \rho_{sc} = 1{,}2 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}312 = 3{,}74 \cdot 10^{-4}\, kg$$

Mentre la portata corrispondente a tale massa per ciclo vale:

$$\dot{M}_{scF} = M_{scF} \cdot \frac{n}{60 \cdot \varepsilon} = 3{,}74 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{4200}{60 \cdot 2} = 1{,}31 \cdot 10^{-2}\, kg/s$$

(essa è ~ il 38% di $M_{sc}$)

La portata corrispondente alla massa espulsa per scarico spontaneo è data allora:

$$\dot{M}_{scsp} = \dot{M}_{sc} - \dot{M}_{scF} = \dot{M}_a \frac{\alpha + 1}{\alpha} - \dot{M}_{scF} = 3{,}5 \cdot 10^{-2} - 1{,}31 \cdot 10^{-2} = 2{,}19 \cdot 10^{-2}\, kg/s \quad (\sim \text{il } 62\% \text{ di } \dot{M}_{sc})$$

Si può allora dalla (1) finalmente calcolare il valore di $E_{cin}$ (°°°):

$$E_{cin} = \dot{M}_{scsp} \cdot L_{4sc} = 2,19 \cdot 10^{-2} \cdot 1,434 \cdot 10^{5} = 3140\,W = 3,14\,kW$$

La potenza ceduta ai gas di scarico è quindi:

$$P_{sc} = \dot{M}_{sc} \int_{T_a}^{T_{sc}} c_p\, dT + E_{cin} = 34,46 + 3,14 = 37,6\,kW \qquad (\frac{P_{sc}}{P} = 34\%)$$

Trascurando la quantità di calore che riscalda l'aria nei condotti di aspirazione (°°°°), è possibile infine calcolare $P_{H_2O}$:

$$P_{H_2O} = P - P_u - P_i - P_m - P_{sc} = 109,9 - 24,18 - 6,59 - 4,27 - 37,6 = 37,26\ kW = 8,90\ kcal/s$$

$(P_{H_2O} / P = 34\%)$

La qual cosa conferma in pratica il valore iniziale percentuale del 33%.

Si deduce ancora perciò (più esattamente):

$$\dot{M}_{H_2O} = \frac{P_{H_2O}}{c_p\, \Delta t} = \frac{8,90}{1 \cdot 15} = 0,59\,kg/s$$

---

(°°°) – Si può calcolare anche l' $E_c$ dei gas emessi durante lo scarico forzato. Ipotizzando che la sezione dei tubi di scarico è 10 volte più piccola del cilindro, per la continuità e supponendo incompressibile l'aria si ha:

$V_{sc} = 10 V_m$ con $V_m$ = velocità media del pistone e $V_{sc}$ velocità di efflusso dei gas attraverso il tubo di scarico. Se il motore è, ad esempio, superquadro (corsa s = D = alesaggio) si ha: $\frac{V}{i} = \frac{\pi D^2}{4} . s$;

$$s = D = \sqrt[3]{4 \frac{V}{i \pi}} = 7,25\ cm = 7,25 \cdot 10^{-2}\, m$$

La velocità media del pistone vale allora:

$$V_m = \frac{2\,sn}{60} = \frac{14,5 \cdot 10^{-2} \cdot 4200}{60} = 10,15\,m/s$$

$V_{sc} = 101,5\,m/s$; $\quad E_{c_{scF}} = \frac{V_{scF}^2}{2} \cdot \dot{M}_{scF} = 67,48\,W$ (circa 2% di quella $E_{cin}$ corrispondente allo scarico spontaneo).

(°°°°) – Bisognerebbe detrarla a $P_{H_2O}$

**Esercizio n. 14**

In un motore diesel a 2 tempi sovralimentato, in certe condizioni di funzionamento la pressione di alimentazione fornita dal compressore vale $p_{1'} = 1,6\,bar$ .

Calcolare la potenza da fornire al compressore, conoscendo i seguenti dati:

| | |
|---|---|
| Consumo specifico | $c_s = 0,258\,kg/kWh$ |
| Potenza utile | $P = 300\,kW$ |
| Rapporto aria – combustibile | $\alpha = 30$ |
| Rendimento adiabatico isoentropico del compressore | $\eta_c = 0,70$ |
| Rendimento meccanico del compressore | $\eta_{mc} = 0,90$ |
| Rendimento di lavaggio | $\eta_{LAV} = 0,65$ |
| Temperatura all'aspirazione | $t_1 = 20°C$ |
| Pressione all'aspirazione | $p_1 = 1bar$ |

Determinare inoltre la temperatura dei gas combusti all'uscita del cilindro, avendo misurato una temperatura media dei gas allo scarico $t_m = 370°C$

Per l'aria porre $c_p = 0,24\,kcal/kg\,K$ e $K = 1,40$ nonché per i gas combusti porre $c_p = 0,28\,kcal/kg\,K$

---

In un motore a 2 tempi è per definizione.

$$\eta_{LAV} = \frac{m_{fr}}{m_L}$$

In cui $m_{fr}$ è la massa di fluido fresco che effettivamente rimane nel cilindro, $m_L$ è quella introdotta durante l'operazione di lavaggio.

Passando alle portate corrispondenti alle masse elaborate si ha:

$$\dot{M}_{LAV} = \frac{\dot{M}_a}{\eta_{LAV}} = \frac{\dot{M}_c \cdot \alpha}{\eta_{LAV}} = \frac{c_s \cdot P \cdot \alpha}{\eta_{LAV}} = \frac{0,258 \cdot 300 \cdot 30}{0,65} = 3.572,3\,kg/h$$

Il lavoro di compressione, per kg di fluido evolvente, è dato da :

$$L_c = \frac{1}{\eta_c} c_p\,(T_{1'} - T_1) = \frac{1}{\eta_c} c_p\,T_1\,(\beta_c^{\frac{K-1}{k}} - 1) = \frac{1}{0,70} \cdot 0,24 \cdot 293,16 \cdot (1,6^{0,286} - 1) = 14,46\,kcal/kg = 60,53\,kJ/kg$$

E la potenza da fornire al compressore vale:

$$P_c = \frac{1}{\eta_{mc}} . \dot{M}_{LAV} . L_c = \frac{1}{0,90} \cdot \frac{3.572,3}{3600} \cdot 60,53 = 66,74\,kW \qquad (\frac{P_c}{P} = 22\%)$$

La temperatura media $t_m$ dei gas allo scarico è determinata dal mescolamento della portata $(\dot{M}_{LAV} - \dot{M}_a)$ di aria che sfugge durante il lavaggio con quella $(\dot{M}_a + \dot{M}_c)$ dei gas combusti che vengono espulsi alla temperatura incognita $t_{4'}$. Questa ultima si può pertanto calcolare eguagliando la quantità di calore ceduta dai gas caldi a quella assorbita dal fluido fresco. Si può pertanto scrivere:

$$(\dot{M}_a + \dot{M}_c) \cdot c'_p \cdot (T_{4'} - T_m) = (\dot{M}_{LAV} - \dot{M}_a) \cdot c_p \cdot (T_m - T_1^*) \qquad (1)$$

Essendo nella (1) $T_1^*$ la temperatura finale della portata ($\dot{M}_{LAV} - \dot{M}_a$) di aria che sfugge durante il lavaggio, compressa in un primo momento, fino al valore $p_{1'}$ e successivamente riespansa all'esterno del cilindro fino alle pressione finale di scarico. La temperatura $T_1^*$ si può determinare con il seguente procedimento semplificato.

La temperatura di fine compressione $T_{1'}$ viene calcolata con la relazione:

$$\frac{T_{1'} - T_1}{T_{1ad} - T_1} = \frac{1}{\eta_c}; \quad \text{da cui} \quad T_{1'} = \frac{1}{\eta_c}(T_{1ad} - T_1) + T_1 \qquad (2)$$

Essendo $T_{1ad}$ la temperatura finale della compressione adiabatica – isoentropica corrispondente a:

$$T_{1ad} = T_1 \left(\frac{p_{1'}}{p_1}\right)^{\frac{K-1}{K}} = 293{,}16 \cdot (1{,}6)^{0{,}286} = 335{,}34\,K$$

La (2) fornisce allora:

$$T_{1'} = 353{,}41\,K$$

La temperatura alla fine della riespansione alla pressione $p_1$, ipotizzato un rendimento adiabatico – isoentropico d'espansione $\eta_T = 0{,}60^{(*)}$, si calcola analogamente:

$$\frac{T_{1'} - T_1^*}{T_{1'} - T_{1'ad}} = \eta_T; \quad \text{da cui} \quad T_1^* = T_{1'} - \eta_T (T_{1'} - T_{1'ad}) \qquad (3)$$

Essendo $T_{1'ad}$ la temperatura finale dell'espansione adiabatica – isoentropica corrispondente:

$$T_{1'ad} = \frac{T_{1'}}{\left(\frac{p_{1'}}{p_1}\right)^{\frac{K-1}{K}}} = \frac{353{,}41}{(1{,}6)^{0{,}286}} = 308{,}96\,K$$

La (1) si può allora risolvere rispetto a $T_{4'}$:

$$T_{4'} = \frac{(\dot{M}_{LAV} - \dot{M}_a)\, c_p\, (T_m - T_{1*})}{c'_p\, (\dot{M}_a + \dot{M}_c)} + T_m = \frac{(3.572{,}3 - 2322) \cdot 0{,}24 \cdot (643{,}16 - 332{,}74)}{0{,}28 \cdot (2.322 + 77{,}40)} + 643{,}16 = 781{,}81\,K$$

## Esercizio n. 15

Determinare il rendimento globale di un motore Diesel con un consumo specifico $c_1 = 245\, g/kWh$ $(180{,}3 g/CVh)$ e che brucia un combustibile con $H_i = 10.050\, Kcal/kg$

$$\eta_g = \frac{860}{c_s\, H_i} = \frac{860}{245 \cdot 10^{-3} \cdot 10.050} = 0{,}349$$

$$\eta_g = \frac{632}{c_s\, H_i} = \frac{632}{180{,}3 \cdot 10^{-3} \cdot 10.050} = 0{,}349$$

---

## Esercizio n. 16

Si calcoli il rendimento globale di un motore Diesel che eroga una coppia pari a 6.000 Nm, una velocità di rotazione $\eta = 600\, giri/\min$ e che consuma 72 kg/h di gasolio.

$$P = M_t \,.\, \omega = 6000 \frac{2\pi \,.\, 600}{60} = 377\, kW$$

$$c_s = \frac{\dot{M}_c}{P} = \frac{72}{377} = 0{,}190 \;\; kg/kWh$$

$$\eta_g = \frac{860}{c_s\, H_i} = \frac{860}{190 \cdot 10^{-3} \cdot 10.200} = 0{,}443$$

---

### Esercizio n. 17

Un'automobile ha un motore ad accensione comandata a 4 T di 602 $cm^3$ di cilindrata con il quale percorre 30 km con 2,37 litri di benzina alla velocità di 110 km/h.

Si calcoli il rendimento globale del motore considerando che in tali condizioni eroga 22 kW (30 CV).

$$\delta_c = 720\, kg/m^3 = 0,720\, kg/dm^3 = 0,720\, kg/l$$

$$M_c = 2,37 \cdot 0,720 = 1,706\, kg$$

$$\dot{M}_c = \frac{1,706 \cdot 110}{30} = 6,255 \quad kg/h$$

$$c_s = \frac{\dot{M}_c}{P} = \frac{6,255}{22} = 0,284 \quad kg/kWh$$ (= 0,209 kg/CVh)

$$\eta_g = \frac{860}{c_s . H_i} = \frac{860}{0,284 \cdot 10.500} = 0,288$$

---

### Esercizio n.18

Calcolare la potenza erogata da un motore a combustione interna a 4 tempi che abbia una cilindrata di 1100 $cm^3$ , che funzioni a 5500 giri/min, che aspiri aria alla pressione di 1 bar e alla temperatura di 30°C, che bruci isottano con un eccesso di combustibile $\sigma^*$ del 10%, con un $\lambda_v = 0{,}85$ e che abbia un consumo specifico di 280 g/kWh (206 g/CVh).

Si calcoli inoltre la pme.

---

Applicando la formula della potenza $P = V\,\dfrac{n \cdot 60}{\varepsilon} \cdot \dfrac{\delta_a \lambda_v}{\alpha} \cdot \dfrac{1}{c_s}$ è necessario determinare $\delta_a$ e $\lambda_v$

- Dalla $p_a \dfrac{1}{\delta_a} = RT_a$ segue

$$\delta_a = \frac{p_a}{RT_a} = \frac{1 \cdot 10^5}{\frac{8.313}{28,98} \cdot 303,16} = 1,150\, kg/m^3$$

- Dalla (6-38') è $\sigma^* = \dfrac{\alpha_{st} - \alpha}{\alpha}$. In cui $\alpha_{st}$ è fornito dalla (6, 37) in cui si porrà y = 18/8 = 2,25

$$\alpha_{st} = \frac{138,03 + 34,5 \cdot 2,25}{12 + 1,008 \cdot 2,25} \approx 15,1$$

Sostituendo nella (6, 38') si ottiene

$$0,10 = \frac{15,1 - \alpha}{\alpha} \qquad \text{da cui } \alpha = \frac{15,1}{1,10} = 13,7$$

Sostituendo nella formula della potenza si avrà infine:

$$P = 1.100 \cdot 10^{-6}\,\frac{5.500.60}{2}\,1{,}150 \cdot 0{,}85 \cdot \frac{1}{13{,}7} \cdot \frac{1}{280 \cdot 10^{-3}} = 46{,}25\,kW$$

Il calcolo della pme si può eseguire applicando la (15-17)

$$pme = 6 \cdot 10^4\,\frac{P}{V \cdot n}\,\varepsilon = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 46{,}25}{5.500 \cdot 1100 \cdot 10^{-6}} \cdot 2 = 917.335\,N/m^2 = \frac{917.355}{9{,}81} = 9{,}35\,kg/cm^2\ ,$$

oppure la (15,20) $pme = 450\,\dfrac{\varepsilon \cdot P}{V \cdot n} = \dfrac{2 \cdot 46{,}25 \cdot 1{,}36}{5.500 \cdot 1100 \cdot 10^{-6}} = 9{,}35\,kg/cm^2$

---

**Esercizio n. 19**

Un motore Diesel a 4T presenta le seguenti caratteristiche:

$i = 6$ $\quad D = 600\,mm$ $\quad s = 975\,mm$ $\quad n = 120\,giri/\min$

$\lambda_v = 0{,}80$ $\quad c_s = 0{,}180\,kg/CVh$ $\quad \eta_m = 0{,}82$ $\quad H_i = 10.000\,kal/kg$

$\alpha_{st} = 14$

Considerando che funzioni con un accesso d'aria $e = 0{,}80$ si calcoli la pmi, la potenza indicata e la quantità di combustibile $q$ iniettata per cilindro e per ciclo.

---

Dalla formula della potenza:

$P = V\,\dfrac{n \cdot 60}{\varepsilon} \cdot \dfrac{\delta_a\,\lambda_v}{\alpha} \cdot \dfrac{1}{c_s}$ si osserva che occorre ricavare la densità ed il rapporto di miscela:

$\delta_a$ ) $P_a / \delta_a = RT_a$ $\qquad \delta_a = p_a / RT_a = \dfrac{10.330}{29{,}27 \cdot 288{,}16} = 1{,}22\,kg/m^3$

$\alpha$ ) Dalla (6, 38) $\quad e = \dfrac{(\alpha - \alpha_{st})}{\alpha_{st}}$ segue

$\alpha = \alpha_{st}\,(e+1) = 14\,(0{,}80+1) = 25{,}340$

Sostituendo nella formula della potenza si ha:

$$P = \frac{\pi\,600^2 \cdot 10^{-6}}{4} \cdot 975 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot \frac{120 \cdot 60}{2} \cdot 0{,}80 \cdot 1{,}22 \cdot \frac{1}{25{,}34 \cdot 0{,}180} = 1274\,CV\ (\approx 938\,kW)$$

$P_i = P / \eta_m = 1274 / 0{,}82 = 1.553{,}6\,CV\ (1.142{,}4\,kW)$

Dalla (15-15) si ricava

$$pmi = \frac{P \cdot 60 \cdot 1000 \cdot \varepsilon}{V \cdot n \cdot \eta_m} = \frac{938 \cdot 60 \cdot 1000 \cdot \varepsilon}{\frac{\pi}{4}600^2 \cdot 10^{-6} \cdot 975 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 120 \cdot 0{,}82} = 691.576\,N/m^2 = 7{,}04\,kg/cm^2$$

$\dot{M}_c = c_s \cdot P = 0{,}180 \cdot 1274 = 229{,}3\,kg/h$

$$q=\frac{\dot{M}_c\cdot\varepsilon}{n\cdot 60\cdot i}=\frac{229,3\cdot 2}{n\cdot 60\cdot 6}=0,011\,kg/ciclo\cdot cilindro$$

**Esercizio n. 20**

In un motore Diesel a 4 Tempi e 6 cilindri ( $D=620\,\text{mm}$ $s=975\,mm$ ) alla massima ammissione la *pmi* che si realizza vale 6,3 kp/cm$^2$. Considerando che il consumo orario di combustibile è 212 kg/h e che la velocità di rotazione è di 115 giri/min si calcoli la potenza indicata, il rendimento globale e la quantità di nafta $q$ introdotta in ogni cilindro per ogni ciclo.

---

Dalla (15-13) $P_i=L_i\cdot i\cdot\frac{n}{60\cdot 1000\cdot\varepsilon}\;[kW]$

$$L_i=pmi\frac{\pi D^2}{4}s=6,3.10^4.9,81\cdot\frac{\pi}{4}\cdot 0,62^2\cdot 0,975\approx 181.923\,Nm$$

$$P_i=181.923\cdot 6\cdot 115\cdot\frac{1}{60\cdot 1000\cdot 2}=1.046\,kW$$

Assumendo $\eta_m=0{,}83$ segue

$$P=P_i.\eta_m=1.046\cdot 0,83=868{,}18\,kW$$

$$c_s=\frac{\dot{M}_c}{P}=\frac{212}{868{,}18}=0,244\,kg/kWh$$

Da cui

$$\eta_g=\frac{860}{c_s\cdot H_i}=\frac{860}{0,244\cdot 10.050}=0,350$$

$$q=\frac{212}{6}\cdot\frac{2}{115\cdot 60}=0,010\,kg/ciclo\cdot cilindro$$

---

## Esercizio n. 21

Un motore ad accensione comandata a 4 tempi è alimentato con combustibile di $H_i$=10500 $kcal/kg$

Sono noti:

| | | |
|---|---|---|
| $i=6$ | $D=110\,mm$ | $n=2200\,giri/\min$ |
| $v_m=8{,}8\,m/s$ | $\eta_m=0{,}80$ | $\eta_b\,.\eta_l\,.\eta_i=0{,}30$ |

Considerando un consumo di combustibile pari a 0,056 g/ciclo, si calcoli la pme, la $P$ ed il $c_s$

---

Per il calcolo della pme non è possibile adoperare la (15-17) non essendo ricavabile immediatamente la $P$. Si determinerà la pme attraverso la pmi calcolabile dal lavoro indicato.

$$pmi=\frac{L_i}{\frac{\pi D^2}{4}s}$$

Calore fornito/ciclo = $H_i\cdot 0{,}056\cdot 10^{-3}=10.500\cdot 0{,}056\cdot 10^{-3}=0{,}588\,kcal/ciclo$

Pertanto sarà:

$$L_i=0{,}588\cdot 0{,}30=0{,}176\,kcal/ciclo=0{,}176\cdot 4187=737\,Nm$$

La velocità media del pistone $v_m$ è legata alla corsa dalla espressione:

$$s=\frac{v_m\,.30}{n}=\frac{8{,}8\cdot 30}{2.200}=0{,}120\,m$$

Da cui infine

$$pmi=\frac{737\cdot 4}{\pi\cdot 0{,}110^2\cdot 0{,}120}=646.266\,N/m^2=6{,}46\,bar=6{,}58\,kp/cm^2$$

La pme allora risulta:

$$pme=pmi\cdot\eta_m=6{,}46\cdot 0{,}80\approx 5{,}17\,bar$$

$$P=\frac{pme\cdot V\cdot n}{6\cdot 10^4\cdot\varepsilon}=\frac{517.000\cdot\frac{\pi}{4}\cdot 110^2\cdot 10^{-6}\cdot 0{,}120\cdot 6\cdot 2.200}{6\cdot 10^4\cdot 2}=64{,}85kW\sim 65\,\text{kW}\,(=88{,}4\text{ CV})$$

$$\eta_g=0{,}30\cdot 0{,}80=0{,}240$$

$$c_s=\frac{860}{\eta_g\cdot H_i}=\frac{860}{0{,}240\cdot 10.500}=0{,}341\,kg/kWh$$

Si poteva anche ricavare:

$$\dot{M}_c=0{,}056\cdot 6\cdot\frac{2.200}{2}\cdot 60=22{,}176\,kg/h$$

$$c_s = \frac{\dot{M}_c}{P} = \frac{22,176}{65} = 0,341 kg/kWh$$

**Esercizio n. 22**

Dalle prove su strada eseguite su una vettura Alfa Romeo da 1300 $cm^3$ si sono rilevate le percorrenze di 13 km/l e di 10 km/l rispettivamente alle velocità $V_1 = 80 \frac{km}{h}$ e $V_2 = 120 \frac{km}{h}$, in quinta marcia. Calcolare il consumo specifico nelle due condizioni di marcia, conoscendo i seguenti dati relativi al veicolo, alla strada, alle condizioni ambientali:

| | |
|---|---|
| Rapporto di trasmissione del cambio di velocità in 5° marcia | $\tau_{C5} = 0,790$ |
| Rapporto di trasmissione del differenziale | $\tau_D = 5,125$ |
| Raggio di rotolamento dinamico sotto carico delle ruote del veicolo | $r = 0,30\, m$ |
| Massa del veicolo | $m = 1080\, kg$ |
| Angolo di inclinazione della strada rispetto all'orizzontale | $\alpha = 0°$ |
| Sezione frontale maestra del veicolo | $S = 1,8\, m^2$ |
| Coefficiente di resistenza aerodinamica | $c_x = 0,40$ |
| Rendimento totale della trasmissione | $\eta_t = 0,92$ |
| Pressione barometrica ambientale | $p = 1,01 \cdot 10^5\ N/m^2$ |
| Temperatura ambientale | $t = 20°C$ |
| Velocità del vento nella direzione di marcia | $W = 0\, km/h$ |

-----------------------------------------------------------------------------------------------------

L'equazione del moto di un autoveicolo marciante su strada si scrive(*):

$$K_4 \dot{V} + K_3 (V - W)|V - W| + K_2 V + K_1 + K_0 = M_M \frac{\tau_{C1} \cdot \tau_D}{r} \eta_T \qquad (1)$$

In cui V è la velocità del veicolo in km/h, $M_M$ è il momento del motore in Nm, $\tau_{Ci}$ è il rapporto di trasmissione generico al cambio di velocità, mentre le costanti $K_i$ sono fornite dalle seguenti espressioni:

$$K_4 = \frac{10^{-4}}{1,296}\left[m + \frac{J_n + J_M\ \tau_{ci}^2\ \tau_D^2}{r^2}\right]$$

$$K_3 = \frac{c_x\ S\ p\ g}{7,142 \cdot 10^{-4}\ (273 + t)}$$

$$K_2 = 56 \cdot 10^{-6} \cdot m \cdot g$$

$$K_1 = m \cdot g \cdot sen\,\alpha$$

$$K_0 = 1,26 \cdot 10^{-2} \cdot m \cdot g$$

Dove $J_r$ e $J_M$, espressi in $kg.m^2$,sono rispettivamente il momento di inerzia di tutte le ruote del veicolo, rispetto ai propri assi di rotazione ed il momento d'inerzia delle masse rotanti e traslanti del motore riportate all'albero a gomito, espressi in kg m$^2$.

Con i dati forniti le costanti $K_0$, $K_1$, $K_2$ e $K_3$ valgono:

$$K_0 = 133{,}49\,N$$
$$K_1 = 0\,N$$
$$K_2 = 0{,}593\,\frac{Nh}{km}$$
$$K_3 = 0{,}034\,\frac{Nh^2}{km^2}$$

Mentre la costante $K_4$, essendo $\dot{V} = 0$ nelle due condizioni di prova, non compare nell'equazione.

Ricavando $M_M$ dalla (1) con i valori calcolati si ha:

$$M_M = 2{,}74 \cdot 10^{-3} \cdot V^2 + 4{,}77 \cdot 10^{-2} \cdot V + 10{,}75$$

Che fornisce per i due valori di velocità assegnati:

$M_{M_1} = 32{,}10\,N.m$ per $V = V_1$
$M_{M_2} = 55{,}93\,N.m$ per $V = V_2$

Il numero di giri al minuto del motore e la velocità del veicolo in km sono legati dalla seguente relazione:

$$n = \frac{60}{3{,}6 \cdot 2 \cdot \pi} \cdot \frac{V \cdot \tau_{c5} \cdot \tau_D}{r}$$

In corrispondenza delle due velocità assegnate si ha pertanto:

$$n_1 = 2.864\ \frac{giri}{\min}$$
$$n_2 = 4.296\ \frac{giri}{\min}$$

La potenza erogata dal motore, fornita dall'espressione:

$$P_{kW} = \frac{M_M\,.\omega}{1000} = \frac{M_M\,.2\pi n}{60.10^3} = \frac{M_M\,.n}{9{,}55.10^3}$$

Vale allora corrispondentemente:

$P_1 = 9{,}62\,kW$; $P_2 = 25{,}16\,kW$;

Il consumo specifico in kg/kWh è fornito dalla relazione:

$$c_s = \frac{\dot{M}_c}{P} \qquad (2)$$

In cui $P$ è la potenza utile in $kW$ e $\dot{M}_c$ la portata di combustibile in kg/h. Quest'ultima quantità, in funzione della percorrenza p in km/l è fornita dalla relazione:

$$\dot{\mathrm{M}}_\mathrm{c} = \frac{V \, . \rho}{p}$$

In cui $\rho$ è la densità in $\frac{kg}{dm^3}$ del combustibile impiegato e V velocità in $\frac{km}{h}$.

Nel caso in esame, ponendo $\rho = 0{,}74 \frac{kg}{dm^3}$, si ha:

$$\dot{M}_{c1} = 4{,}55 \frac{kg}{h} \qquad \dot{M}_{c2} = 8{,}88 \frac{kg}{h}$$

Dalla (2) si ottiene corrispondentemente:

$$c_{s_1} = 0{,}473 \frac{kg}{kWh}; \quad c_{s2} = 0{,}353 \frac{kg}{kWh}$$

I rendimenti globali, ponendo $H_i = 10500 \frac{kcal}{kg}$, saranno:

$$\eta_{g_1} = \frac{860}{c_s \, . H_i} = 0{,}173; \qquad \eta_{g2} = 0{,}232;$$

(*) Cfr. memoria : G. Gabola, M. Migliaccio – "Determinazione mediante calcolatore numerico delle prestazioni di un autoveicolo in accelerazione ed in ripresa e analisi dell'incidenza dei principali parametri" – Rivista ATA, maggio 1975.

Vedansi appunti seguenti (Appendice esercizio n. 22).

## Appendice Esercizio n. 22

Valutazione delle qualità accelerative di un autoveicolo.

- Prove di accelerazione (con l'uso del cambio di velocità e partenza da fermo);
- Prove di ripresa (senza l'uso del cambio e con partenza da una velocità iniziale);

Metodi di determinazione delle curve di prestazione (spazio, velocità, accelerazione)

a) Rilevamento sul veicolo marciante su strada utilizzando apparecchiature installate a terra o sullo stesso veicolo;
b) Rilevamento in laboratorio, utilizzando un banco a rulli o un banco prova motori, capaci di simulare le resistenze al moto che il motore incontrerebbe su strada;
c) Determinazione per via teorica, una volta determinati con metodi sperimentali i vari coefficienti di resistenza al moto

Il primo metodo è quello più attendibile.

L'attendibilità del secondo metodo è in relazione alle effettive possibilità di simulare le condizioni di carico strada.

L'attendibilità del terzo metodo è subordinata a:

- Al tipo di metodo matematico adottato;
- Alla rispondenza dei vari coefficienti di resistenza adottati;
- Alla rispondenza della curva di coppia adottata a quelle reale che si ha in transitorio.

Il terzo metodo però consente:

a) Di prendere in considerazione un gran numero di alternative (diversi motori, diverse trasmissioni, etc.);
b) Di prevedere l'influenza dei principali parametri costruttivi;
c) Di affrancarsi da alcune variazioni indesiderate (influenza del guidatore, delle condizioni ambientali, etc.).

Equazione di equilibrio delle forze applicate alle ruote motrici di un autoveicolo su strada:

$$F_M - F_T = F_R + F_P + F_A + F_I \qquad (1)$$

$F_M = M_M \dfrac{\tau_{ci}\,\tau_D}{r}$ Forza corrispondente alla coppia motrice;

$F_T = (1-\eta_T)F_M$ Forza resistente corrispondente alle perdite nella trasmissione (cambio e differenziale)

$F_R = f\,\dfrac{G}{1000}$ Forza resistente corrispondente alle perdite per rotolamento che vale $F_R = G\cdot\left(1,26\cdot 10^{-2} + 56\cdot 10^{-6}.V\right)$ essendo G il peso del veicolo e V la sua velocità in km/h

$F_{\rho} = G.sen\alpha$ Forza dovuta alla pendenza della strada;

$F_A = c_x\, S\, q$ Forza resistente aerodinamica = $\dfrac{c_x\, S\, p}{550(273+\theta)}(V-W)\cdot|\ V-W\ |$

Con θ temperatura ambiente in °C e W velocità del vento in km/h (eventuale), p pressione ambiente in mmHg , S la sezione frontale maestra del veicolo, $c_x$ il coefficiente di penetrazione aerodinamica..

$F_I = F_I^{'} + F_I^{''}$ Forza corrispondente all'inerzia del veicolo

$$F_I^{'} = \frac{G}{g}\dot{v} \qquad\qquad F_I^{''} = \frac{J_r + J_M\ \tau_{ci}^2\ \tau_D^2}{r}\cdot\dot{\omega}_r$$

$F_I^{'} =$ Resistenza dovuta all'inerzia delle masse traslanti;

$F_I^{''} =$ Resistenza dovuta all'inerzia delle masse rotanti;

ricordando che

$$\dot{v} = \frac{10^{-4}}{1,296}\cdot\dot{V}; \qquad\qquad \dot{\omega} = \frac{\dot{v}}{r}$$

Si ha:

Risulta: $F_I = \dfrac{10^{-4}}{1,296}\left[\dfrac{G}{g} + \dfrac{J_r + J_M\tau_{ci}^2\ \tau_D^2}{r^2}\right]\cdot\dot{V}$

Dalla (1) allora discende:

$$K_4\cdot\dot{V} + K_3\,(V-W)|V-W| + K_2V + K_1 + K_0 = M_M\ \frac{\tau_{ci}\ \tau_D}{r}\,\eta_T \qquad (2)$$

Con:

$$K_4 = \frac{10^{-4}}{1,296}\left[\frac{G}{g} + \frac{J_r + J_M\ \tau_{ci}^2\ \tau_D^2}{r^2}\right]; \qquad\qquad K_3 = \frac{c_x\, S\, p}{550(273+\theta)};$$

$K_2 = 56\cdot10^{-6}\cdot G$;

$K_1 = G\cdot sen\alpha$

$K_0 = 1,26\cdot10^{-2}\cdot G$

### Esercizio 23

calcolare il diametro del getto del minimo del carburatore di un motore a c.i. di 1600 $cm^3$ di cilindrata a quattro tempi che abbia un valore medio di $\alpha = 12{,}83$ e che al minimo abbia un regime di rotazione di 1600 giri/minuto. La depressione nel collettore di aspirazione a farfalla completamente chiusa è di 500 mmHg. Si assumono $\lambda_v = 0{,}8$ e $\varphi = 0{,}8$.

---

Il regime di minimo richiede una miscela più ricca di combustibile. Fissato un arricchimento del 3% si ha:

$$\alpha_{\min} = \alpha(1-0{,}03) = 12{,}83 x 0{,}97 = 12{,}45$$

La portata di combustibile in camera al minimo è data da:

$$M_c = \frac{1600.1600.60}{2} . \frac{1{,}2.10^{-6}.0{,}8}{12{,}45} = 5{,}92\frac{kg}{h}$$

E quella volumetrica, supponendo la densità del combustibile uguale a $0{,}76\,kg/l$:

$$Q_c = \frac{5{,}92}{0{,}76} = 7{,}79\,l/h = 7{,}79.10^{-3}\,m^3/h$$

Per il calcolo della velocità di efflusso del combustibile di getto si può applicare il teorema di Bernoulli tra il collettore d'aspirazione e il pelo libero del combustibile nella vaschetta supposto a pressione atmosferica, trascurando la differenza di livello.

Nel sistema internazionale $\Delta_p = 500\,mmHg$ assume il valore $x = \frac{500.1.10^5}{760} = 0{,}658.10^5\,N/m^2$

$$\frac{V_c^2}{2} = \frac{\Delta_p}{\delta} = P \qquad V_c = \sqrt{\frac{2\Delta_p}{\delta}} = \sqrt{\frac{0{,}658.10^5.2}{760}} = 13{,}2\,m/s$$

Il diametro del getto si ricava nota la sezione Sc:

$$S_c = \frac{Q_c}{\varphi_c.V_c} = \frac{7{,}79.10^{-3}}{0{,}8.13{,}2.3600} = 2{,}05.10^{-7}\,m^2 = 0{,}205\,mm^2$$

**Esercizio 24**

Motori per Autotrazione – Esercitazione

Calcolo dei cicli: ideale, limite, reale presunto per un motore da 1186 $cm^3$

1 – Ciclo Ideale

Consideriamo un gas più che perfetto che evolve secondo un ciclo costruito da 4 trasformazioni:
1) Compressione adiabatica reversibile (e quindi isoentropica)
2) Somministrazione di calore e volume costante
3) Espansione adiabatica reversibile (isoentropica)
4) Sottrazione di calore a volume costante.

Consideriamo che il gas sia aria, la cui costante è, in unità M.K.S.

$$R=287\, J/kg\, K$$

Scegliamo le condizioni iniziali:

$p_1 = p_{atm} = 1{,}013 bar$ ; $T_1 = 373 K$

Le condizioni del gas sono definite, per cui si può calcolare il suo volume specifico:

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287.373}{101335} = 1{,}056 \frac{m^3}{kg}$$

Il rapporto di compressione volumetrico è noto e vale $\rho = 8{,}8$; possiamo quindi calcolare il volume specifico al termine della fase di compressione:

$$v_2 = \frac{v_1}{\rho} = \frac{1{,}056}{8{,}8} = 0{,}120 \frac{m^3}{kg}$$

Ci occorre un altro parametro termodinamico per definire lo stato del gas. Possiamo calcolare la pressione utilizzando, vista l'isoentropocità della trasformazione, la formula $pv^k = \cos t$.

Per l'aria l'esponente vale: $k = 1{,}4$

$$p_2 = p_1 \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 \rho^k = 1{,}013.8{,}8^{1,4} = 21{,}28 bar$$

Anche lo stato del gas nel punto < 2 > è ora completamente individuato; per calcolare la temperatura si può applicare dell'es. la legge dei gas perfetti:

$$T_2 = \frac{21{,}28.10^5 .0{,}120}{287} = 890 K$$

Per calcolare il punto < 3 > bisogna stabilire la quantità di calore da somministrare. Unicamente per questo scopo, e non per nel ciclo ideale possa ritenersi avvenire una combustione, consideriamo che il motore (reale) sia alimentato con Eptano, cui caratteristiche sono le seguenti:

| | |
|---|---|
| formula | $C_7H_{16}$ |
| $\alpha_{st}$ | 15,5 |
| $H_i$ | 44800 J/g |

Il rapporto di miscela sia $\alpha = 12{,}83$. La quantità di calore che può sviluppare il combustibile contenuto in 1 kg di miscela è evidentemente:

$$Q = H_i \cdot \frac{1}{1+\alpha} = 3240\, J/g$$

Giova però ripetere che questa quantità di calore non si svilupperà nella effettiva combustione della miscela in quanto il combustibile presente in eccesso rispetto alla quantità stechiometrica. Assumiamo questo valore di Q come quello da somministrare all'aria di evolvere nel ciclo ideale. Avvenendo la somministrazione di calore a volume costante sarà:

$Q = c_v\,(T_3 - T_2)$ quando $T_3 = T_2 + \frac{Q}{c_v}$

$$T_3 = 890 + \frac{3240}{0{,}712} = 5443\, K$$

Essendo poi evidentemente $v_3 = v_2$ anche in questo caso lo stato termodinamico è individuato: possiamo pertanto calcolare la pressione con la soluta relazione:

$$p_3 = \frac{RT_3}{v_3} = \frac{287 . 5443}{0{,}120} = 130{,}2\, bar$$

Si giunge al punto < 4 > dal punto < 3 > con una espressione adabatica reversibile fino al volume specifico $v_4 = v_1$; sarà perciò

$$p_4 = p_3 \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k = p_3 \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k = p_3 \left(\frac{1}{\rho}\right)^k = 6{,}2\, bar$$

E quindi

$$T_4 = \frac{p_4 v_4}{R} = \frac{6{,}2.10^5 .1{,}056}{287} = 2281\, K$$

Per riportare il gas nelle condizioni iniziali è necessario sottrarre, a volume costante, la quantità di calore:

$$Q' = c_v\,(T_4 - T_1) = 1358\, J/g$$

Il rendimento del ciclo sarà pertanto

$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{\rho^{(k-1)}} = 0,58 = 58\%$$

2 – Ciclo limite

Il ciclo limite differisce da quello ideale perché:

a) Si tiene conto della variazione delle specie molecole dovuta alla combustione;

b) Si tiene conto della variabilità dei calori specifici con la temperatura.

Prendiamo in considerazione sempre i dati seguenti:

| | | |
|---|---|---|
| $\alpha = 12,83$ | $(m)_{C_7H_{16}} = 100,15$ | $\alpha_{ST} = 15,5$ |
| $\rho = 8,8$ | $(m)_{aria} = 28,97$ | |

Stabilite le condizioni iniziali:

$$p_1 = p_{atm} = 1,013\,bar$$

$$T_1 = 100\,°C = 373\,K$$

Che andranno poi verificate alla fine del ciclo, ci occorre poi calcolare $v_1$, la massa molecolare media della miscela di combustibile che risulta:

$$(m)_1 = 100,13.\frac{1}{1+12,83} + 28,97.\frac{12,83}{1+12,83} = 34,11$$

Trascurando in tal caso la presenza dei gas combusti del ciclo precedente a quello generico, qui considerato. Ricordando che la costante universale dei gas vale:

$$R_o = 8,313\,J/mole\,K$$

E che la massa molecolare, in u.m.a., esprime la massa in g di una mole di potenza è:

$$v_1 = \frac{R_o\,T_1}{(m)_1 . p_1} = \frac{8313.373}{34.11.1,013.10^5} = 0,897\,\frac{m^3}{kg}$$

Per il punto < 2 > si potrà ancora scrivere:

$$v_2 = \frac{v_1}{\rho} = 0,102\,\frac{m^3}{kg}$$

La trasformazione di compressione sarà ancora adiabatica reversibile e cioè isoentropica, ma bisogna tenere conto della variabilità di calore specifici con la temperatura. Utilizzando la formula (25) a pag. 9 del testo di teoria, che qui si riporta:

$$T_2 v_2^{k_o-1} = T_1 v_1^{k_o-1}\left[1-\frac{b}{a^{'}}\left(T_2-T_1\right)\right]$$

Ed esplicitando $T_2$ si ottiene

$$T_2 = \frac{1+T_1\frac{b}{a^{'}}}{\frac{b}{a^{'}}+\frac{1}{T_1}\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k_o-1}}$$

Anche qui i valori di $a^{'}$ e $b$ da utilizzare nella formula sono la media pesata di quelli dei componenti della miscela e che sono riportati in tab I a pag. 8. Trascurando anche qui la presenza dei gas combusti si trova:

$$a^{'} = \frac{1}{13{,}83}.0{,}0252+\frac{12{,}83}{13{,}83}.0{,}159 = 0{,}149\, kcal/kg\, K$$

$$b = \frac{1}{13{,}83}.11{,}242.10^{-4}+\frac{12{,}83}{13{,}83}.0{,}36.10^{-4} = 0{,}000115\, kcal/kg\, K$$

$$a = \frac{1}{13{,}83}.0{,}0451+\frac{12{,}83}{13{,}83}.0{,}228 = 0{,}215\, kcal/kg\, K$$

Da cui

$$k_o = \frac{a}{a^{'}} = \frac{0{,}215}{0{,}149} = 1{,}44$$

E quindi risulta

$$T_2 = 715\, K = 442\, °C$$

La pressione si ricava ora facilmente dalla relazione dei gas perfetti:

$$p_2 = \frac{R_o T_2}{(m)\, v_2} = 17{,}1\, bar$$

Per calcolare le conduzioni termodinamiche del punto < 3 > bisogna ricordare che:

- La somministrazione di calore, ancora a volume costante, avviene con la variazione della specie molecolare del gas;
- Che alle temperature cui si giunge ma certa percentuale a gas è dissociata.

Un primo parametro è ovviamente dato dall’equazione $v_3 = v_2$

Per il calcolo della quantità di calore possiamo servirci della formula 42 pag. 53

(I) $$\frac{H_i x}{\alpha+1+\dfrac{M_{H_2O}+M_f}{M_{CH_y}}}-\frac{68200\left[x+\left(\dfrac{xy}{2}-c\right)-a\right]-10500\left(\dfrac{xy}{2}-c\right)}{(12+1{,}008y)\left(\alpha+1+\dfrac{M_{H_2O}+M_f}{M_{CH_y}}\right)}=Q$$

Dove nel primo termine del primo membro $x=\dfrac{\alpha}{\alpha_{ST}}$ tiene così dell'impossibilità di bruciare tutto il combustibile a causa della carenza di aria, ed il secondo termine tiene conto del calore "occultato" e cioè assorbito dalle reazioni di dissociazione. Per conoscere la temperatura $T_3$ bisogna ricorrere alla seguente equazione:

(II) $$Q=\int_2^3 c_v \alpha T=\int_2^3 (a+bT)\alpha T=\left(a_3' T_3+\frac{b_3}{2}T_3^2\right)-\left(a_2' T_2+\frac{b_2}{2}T_2^2\right)$$

Siccome però i coefficienti $a, c$ della prima equazione e $a_3', b_3$ della seconda dipendono dalla composizione della miscela nelle condizioni < 3 >, e la composizione stessa dipende dalla temperatura, bisogna procedere nel modo seguente:

1) Fissare una $T_3$ di tentativo;
2) Calcolare la compressione della miscela e quindi $a, c, a_3', b_3$;
3) Calcolare $Q$ con la (I);
4) Misurare il valore di $Q$ con la (II) e quindi calcolare quale valore di $T_3$ soddisfa la medesima equazione;
5) Ritornare al punto 1) qualora il valore di $T_3$ calcolato come al 4) differisca da quello fissato di una quantità superiore ad un errore massimo ritenuto ammissibile.

Nel nostro caso risulta $T_3=2771K$, con una differenza di 5 K rispetto alla temperatura fissata nell'ultimo ciclo di iterazione. Risulta altresì:

$Q=2490\,J/g$ $\qquad\qquad$ $\Delta Q=253{,}2\,J/g$

Come si vede il calore di dissociazione risulta il 10,2% di quello sviluppato. A causa dell'aumento del numero di moli, la massa molecolare media, nelle condizioni < 3 >, è minore di quella nelle condizioni < 2 > e precisamente risulta

$$(m)_3=29{,}19\,u.m.a.(g/mole)$$

Con quest'ultimo dato abbiamo tutti gli elementi per conoscere la pressione dell'equazione di stato dei gas perfetti.

$$p_3=\frac{R_o}{(m)_3}\cdot\frac{T_3}{v_3}=\frac{8313}{29{,}19}\cdot\frac{2771}{0{,}102}=77{,}4\,bar$$

Fase di espansione: questa fase va suddivisa in due parti: una prima in cui vi è la riassociazione di alcuni prodotti della combustione presenti nelle condizioni < 3 >, con conseguente restituzione alla miscela della quantità di calore $\Delta Q$, la riassociazione può considerarsi terminata quando il gas si trova a 2000 K, per cui imponiamo $T_5 = 2000\,K$. La seconda parte dell'espansione è una adiabatica reversibile. Per calcolare le condizioni del punto < 5 > si può assumere che l'espressione procede, alla sua prima parte, secondo un esponente di politopica dato dalla relazione seguente:

$$m = \frac{c_{p35} - c_m}{c_{v35} - c_m}$$

Nella quale

$$c_m = \frac{\Delta Q}{T_5 - T_3} = -0{,}328\,J/g\,; \qquad c_{p35} = \frac{c_{p3} + c_{p5}}{2} = 1{,}658\,J/g\,; \qquad c_{v35} = \frac{c_{v3} + c_{v5}}{2} = 1{,}373\,J/g$$

(si noti che il valore di $c_m$ è negativo per cui risulterà $1 < m < \frac{c_{p35}}{c_{v35}}$)

Il valore di m è di 1,17 per cui si calcola:

$$p_5 = p_3 \left(\frac{T_3}{T_5}\right)^{\frac{m}{1-m}} = 8{,}2\,bar\,; \quad v_5 = \frac{8313}{29{,}31} \cdot \frac{2000}{8{,}2.10^5} = 0{,}692\,m^3/kg$$

Note le condizioni del punto < 5 > la temperatura del punto < 4 > di fine espansione, si ricava, analogamente a quanto fatto per il calcolo di $T_2$, dalla formula (25), vista l'ipotesi di adiabaticità:

$$T_4 = \frac{1 + T_5 \cdot \frac{b_5}{a_5'}}{\frac{b_5}{a_5'} + \frac{1}{T_5}\left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{k_{05}-1}} = 1885\,K$$

In questa formula è $v_4 = v_1$ ed i coefficienti $b$ ed $a'$ sono quelli calcolati in relazione alla composizione della miscela relativa al punto < 5 >, che si ritiene non subisca ulteriori grandi variazioni: nessun mutamento subisce perciò anche la massa molecolare e la pressione può quindi cosi calcolarsi:

$$p_4 = \frac{8313}{29{,}31} \cdot \frac{1885}{0{,}897} = 6{,}0\,bar$$

Interessa ora valutare la frazione di gas combusto che rimane nel cilindro alla fine del ciclo, e quindi giudicare la bontà della scelta iniziale della temperatura $T_1$. L'applicazione della formula (63) pag. 59 fra le condizioni < 4 > e la pressione $p_{4'} = 1{,}013\,bar$ fornisce:

$$T_{4'} = 1364\,K\,(1091°C)$$

Da cui

$$v_{4'}=\frac{8313}{29{,}31}\cdot\frac{1364}{1{,}013.10^5}=3{,}82\frac{m^3}{kg}$$

La frazione (massima) di gas combusto risulta

$$f=\frac{v_2}{v_4}=0{,}0267=2{,}67\%$$

Supponendo ora che la temperatura dei gas freschi che entrano nel cilindro sia $T_g=45°C=318\,K$ si ha:

$$T_1^{'}=fT_{4'}+(1-f)T_g=346\,K=73°C$$

E cioè

$$T_1-T_1^{'}=100°C-73°C=27°C$$

Quindi, qualora so voglia un calcolo più preciso, si può ripetere tutto il procedimento a partire da $T_1^{'}$ e ponendo, nelle formule dove prima è stata trascurata, la frazione di gas combusto calcolata in questo primo tentativo.

<u>NOTA</u>

Per il calcolo della composizione dei gas in funzione della temperatura, richiesto dal punto 2) di pag. 6, si proceda nel modo seguente: con valore della temperatura si calcolano, secondo le relazioni riportate a pag. 33, i valori di $K^{'}$ e $K^{''}$ necessari alla soluzione del seguente sistema in 5 incognite:

$$a+b=1$$

$$a+\frac{b}{2}+\frac{c}{2}+e=n$$

$$c+d=\frac{y}{2}$$

$$\frac{p_1}{T_1}\frac{T_2\rho}{\sum n_{i2}}\cdot\frac{b^2e}{a^2}=K^{'}(T)$$

$$\frac{b.c}{a.d}=K^{''}(T)$$

Conosciuta così la composizione molecolare dei gas si calcola quella massima con la formula:

$$m_i=\frac{M_i}{M_t}=\frac{(m)_i\,X_i}{\sum_1^5{}_i(m)_i\,.X_i}$$

Dove $(m)_i$ è la massa molecolare del componente i-esimo, $X_i$ la sua quantità in moli, $m_i$ la frazione massima. I valori dei coefficienti $a, a', b$ si calcolano infine come media pesata dei valori singoli componenti, che sono riportati in tab. 8.

Molto più agevole risulta il calcolo del ciclo limite effettuato servendosi dei diagrammi: inoltre la pressione, nonostante le [ ] e gli errori che accompagnano la lettura su un diagramma, risulta migliore in quanto i diagrammi tengono conto che molte specie chimiche che nel calcolo si sono dovute trascurare. Scegliendo l'opportuno diagramma dei gas freschi (combustibile $C_7H_{16}$; $\alpha = 12{,}83$) ed entrando in esso con le condizioni iniziali:

$$p_1 = 1{,}013\,bar; \qquad T_1 = 373\,K$$

Si legge

$$v_1 = 1{,}0 \frac{m^3}{Kg}; \qquad U_1 = 63 \frac{j}{g}$$

Calcolato allora $v_2 = \frac{v_1}{\rho} = 0{,}114 \frac{m^3}{kg}$

Si può tracciare la verticale a partire dal punto < 1 > fino ad incontrare la linea di valore $v_2$ (compressione isontropica) e leggero quindi:

$$T_2 = 691\,K;\ p_2 = 16{,}7\,bar; U_2 = 343 \frac{J}{g}$$

Il punto < 3 > caratterizzato dalla seguente coppia di valori:

$$v_3 = v_2 = 0{,}114 \frac{m^3}{kg}; U_3 = U_2 + E_c = 343 + 3163 = 3506$$

Dove per $E_c$ ci si è servito della formula:

$$E_c = 3241(1 - f) + 628 f \quad J/g$$

Con il valore di $f$ di primo tentativo pari a 0,03. In corrispondenza di questo punto si legge sul diagramma dei gas combusti:

$$T_3 = 2888\,K;\ p_3 = 77{,}5\,bar$$

Seguendo un'isoentropica fino a $v_4 = v_1$ si legge ancora:

$$T_4 = 1743\,K;\ p_4 = 5{,}2\,bar; U_4 = 2068\,J/g$$

Proseguendo sempre ad entropia costante fino alla pressione $p_{4'} = 1{,}018\,bar$ si conoscono le condizioni del gas combusto residuo:

$v_{4'} = 3{,}62\,m^3/kg$; $T_{4'} = 1230\,K$

Con le quali si può calcolare $f$ e una nuova $T_1$

$$f = \frac{v_2}{v_4} = 0{,}0315$$

$$T_1' = fT_{4'} + (1-f)T_g = 347\,K = 74\,°C$$

Avendo scelto per $T_g$ il valore di 45 °C. Ripetendo il ciclo con i nuovi valore di $T_1$ e di $f$ si ottiene:

| Punto | Valori fissati e calcolati | Valori letti |
|---|---|---|
| < 1 > | $p_1 = 1{,}013\,bar$<br>$T_1 = 347\,K$ | $\upsilon_1 = 37.7\,J/g$<br>$v_1 = 0{,}95\,m^3/kg$ |
| < 2 > | $v_2 = \frac{v_1}{\rho} = 0{,}108\,m^3/kg$<br>$s_2 = s_1$ | $\upsilon_2 = 310\,J/g$<br>$p_2 = 17{,}2\,bar$<br>$T_2 = 655\,K$ |
| < 3 > | $\upsilon_3 = \upsilon_2 + E_c = 3467\,J/g$<br>$v_3 = v_2 = 0{,}108\,m^3/kg$ | $p_3 = 79{,}4\,bar$<br>$T_3 = 2820\,K$ |
| < 4 > | $s_4 = s_3$<br>$v_4 = v_1 = 0{,}95\,m^3/kg$ | $T_4 = 1680\,K$<br>$p_4 = 5{,}3\,bar$<br>$\upsilon_4 = 1997\,J/g$ |
| < 4’ > | $s_{4'} = s_4$<br>$p_{4'} = 1{,}013\,bar$ | $T_{4'} = 1185\,K$<br>$v_{4'} = 3{,}5\,m^3/kg$ |

Si può ora calcolare $f = \frac{v_2}{v_{4'}} = 0{,}0308$ $\qquad T_1'' = fT_{4'} + (1-f)Tg = 72\,°C$

Valori che praticamente coincidono per cui si può passare al calcolo de rendimento; ricordando che, in un sistema chiuso, in caso di trasformazione adiabatica il lavoro coincide con la variazione di energia interna è:

$$\eta = \frac{L}{Q} = \frac{L_{esp} - L_{compr}}{E_c} = \frac{\upsilon_3 - \upsilon_4 - (\upsilon_2 - \upsilon_1)}{E_c} = 37{,}9\%$$

-3- Ciclo reale presunto –

Per il calcolo, sia pure di larga massima, delle prestazioni effettive del motore e del rendimento, si deve tenere conto principalmente degli scambi di calore e del fatto che la combustione non si svolge a volume costante. Chiamando $Q_r$ la quantità di calore ceduta del fluido all'impianto di raffreddamento si porrà:

$$Q_r = 0{,}25\,E_c = 789{,}3\,J/g$$

Facendo l'ipotesi che questa quantità di calore sia ceduta per 1/6 durante la combustione, per 1/3 durante l'espansione e per il restante ½ durante la fase di scarico si ha:

$$Q_{rcomb} = 131{,}7\,J/g$$
$$Q_{r\,esp} = 263{,}4\,J/g$$
$$Q_{r\,sca} = 395{,}2\,J/g$$

Per le condizioni iniziali l'opportuno scegliere una pressione un po' minore di quella atmosferica, ed una temperatura leggermente superiore; ponendo

$$p_1 = 0{,}95\,bar; \qquad T_1 = 130°C = 403\,K$$

Si legge sul diagramma

$$v_1 = 1{,}2\,m^3/kg; \qquad \upsilon_1 = 83{,}7\,J/g$$

Bisogna ora ricordare che la combustione non si svolge a volume costante (cosa che richiederebbe una velocità di combustione infinita). Si può fare l'ipotesi che si svolga un angolo di manovella simmetrica al P.M.S.: sarà ancora valida quindi la relazione $v_3 = v_2$, ma non la $v_2 = \frac{v_1}{\rho}$ che andrà sostituita con

$$v_2 = \frac{v_1}{\rho} + E_c\,(v_1 - \frac{v_1}{\rho})$$

Dove è

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

Per il motore in questione è $\lambda = 0{,}21$, mentre a piena ammissione a 3500 giri/min si è misurato un anticipo $\theta = 28°$;risulta allora

$$E_c = 0{,}07; \quad v_2 = 0{,}21\,m^3/kg$$

Il punto individuato da $v_2$ e da $s_2 = s_1$ ci consente di leggere

$$\upsilon_2 = 318\,J/g; \qquad T_2 = 658\,K; \qquad p_2 = 8{,}8\,bar$$

Durante la combustione l'energia interna si incrementa della quantità $E_c$ ma diminuisce dell'aliquota dovuta allo scambio di calore $Q_{r\,comb}$ ed al lavoro compiuto dal fluido sullo stantuffo che ha subito uno spostamento durante la combustione stessa: questo lavoro è valutabile con la formula:

$$L_{comb} = \frac{2}{3}(p_3 - p_2)\,E_c\,v_1\left(\frac{\rho - 1}{\rho}\right)$$

Che non è altro che $\int_2^3 pdv$ nell'ipotesi che la linea rappresentativa della trasformazione sia un arco di parabola. Nella formula compare $p_3$ che è incognita: pertanto si procede nel modo seguente: bella formula

$$\upsilon_3 = \upsilon_2 + E_c - Q_{r\,comb}\,L_{comb}$$

Dove $L_{comb}$ è l'unico termine incognito del secondo membro, si pone $L_{comb} = 0$ e si calcola $\upsilon_3$; con $\upsilon_3$ e $v_3 = v_2$ si ricava $p_3$ che ci consente di valutare $L_{comb}$ e così di seguito, il procedimento è rapidamente convergente e nel nostro caso fornisce:

$\upsilon_3 = 3201\,J/g$; $p_3 = 38{,}2\,bar$; $T_3 = 2645\,K$; $L_{comb} = 146\,J/g$

Il valore $v_4$ di fine espressione differisce da $v_1$ in quanto la valvola di scarico si apre con anticipo rispetto al P.M.I.; nel nostro caso tale anticipo vale $\theta_s = 54°$ per cui la relativa frazione di corsa è

$E_c = 0{,}241$

Ed il volume

$$v_4 = v_1 - E_c\left(v_1 - \frac{v_1}{\rho}\right) = 0{,}944\,m^3/kg$$

Ipotizzando ora che l'andamento dell'espansione sul diagramma sia ad entropia decrescente ma sempre rettilineo si può scrivere:

$$Q_{r\,esp} = \frac{T_4 + T_3}{2}\left(S_3 - S_4\right)$$

Anche qui si segue un procedimento per tentativi: si ipotizza $S_4 = S_3$ e con l'ultima formula, essendo noto $Q_{r\,esp}$, si calcola $T_4$; con $T_4$ e $v_4$ si legge un nuovo valore di $S_4$ e così via; risulta:

$T_4 = 1670\,K$; $p_4 = 5{,}3\,bar$

Poiché il fluido continua a compiere del lavoro sullo stantuffo anche dopo l'apertura della valvola di scarico interessa calcolare l'energia interna in corrispondenza di $v_1$; prolungando la retta fino a questo valore del volume si legge

$$\upsilon_{IV} = 1851\,J/g$$

Ovviamente solo parte della differenza $\upsilon_3 - \upsilon_{IV}$ si ritroverà come compiuto. Prolungando ulteriormente la retta fino ad incontrare la linea $p_{4'} = 1{,}05\,bar$ si legge:

$$v_{4'} = 3{,}3\,m^3/kg$$

Che può essere assunto come volume specifico dei gas residui, la cui frazione massima sarà:

$$f = \frac{v_2}{v_{4'}} = 4{,}1\%$$

Volendo quindi ottenere una migliore precisione si può ripetere il calcolo con $E_c$ aggiungendo con quest'ultimo valore di $f$.

Il rendimento è espresso da $\eta = \dfrac{L}{Q}$

| | |
|---|---|
| Con | $L = L_{esp} + L_{comb} - L_{compr} - L_{pomp};\ Q = E_c$ |
| dove | $L_{esp} = lavoro\ di\ espansione = (U_3 - U_{IV}).0{,}95\,Q_{r\,esp} = 1020\,J/g$<br>$L_{comb} = lavoro\ compiuto\ durante\ la\ combustione = 146\,J/g$<br>$L_{compr} = lavoro\ di\ compressione = U_2 - U_1 = 234{,}4\,J/g$<br>$L_{pomp} = lavoro\ di\ pompaggio = 0{,}8.(p_s - p_a)\left(v_1 - \frac{v_1}{\rho}\right) = 29{,}3\,J/g$ |

Avendo valutato $p_a = 0{,}70\,bar$. Risulta quindi

$$\eta = \frac{902{,}3}{3161} = 28{,}5\%$$

[ ]

| | ideale | Limite calcol. 1ª appross. | Limite diag. 1ª appross. | Limite diag. 2ª appross. | Totale presente |
|---|---|---|---|---|---|
| p (bar) | 1,013 | 1,013 | 1,013 | 1,013 | 0,95 |
| t (K) | 373 | 373 | 373 | 347 | 403 |
| P | 21,3 | 17,1 | 16,7 | 17,2 | 8,8 |
| T | 890 | 715 | 691 | 655 | 658 |
| P | 130,2 | 77,4 | 77,5 | 79,4 | 38,2 |
| T | 5443 | 2771 | 2888 | 2820 | 2645 |
| P | 6,2 | 6,0 | 5,2 | 5,3 | 5,3 |
| T | 2281 | 1885 | 1743 | 1680 | 1670 |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| P | / | 1,013 | 1,013 | 1,013 | / |
| T | / | 1364 | 1230 | 1185 | / |
| % | 58 | / | / | 37,9 | 28,5 |