BILANCI TERMICI IN SEDE IDEALE- LIMITE

La sede limite si può confondere con il ciclo ideale perché:
1) In sede limite si fa finta che il gas non sia inquinato chimicamente e questo in realtà è vero dato l'elevato eccesso d'aria (vedi oltre) e comunque l'errore è di qualche %.
2) Si considerano i calori specifici c_p c_v costanti in quanto nell'escursione termica che riguarda la compressione il gas passa dai 30°C ai 300°C e l'errore è trascurabile, mentre nella turbina si va dai 1000-1100 °C ai 600°C che è si un intervallo grande ma comunque in questa sede non vogliamo complicare la trattazione (l'errore che commettiamo è di qualche punto percentuale e in calcolo più rigoroso occorre tenere conto). Nei vecchi impianti tale escursione termica era più limitata in quanto non si andava al di sopra dei 700 C°. Assumendo per il ciclo ideale L = Q_1-Q_2 = L_T-L_C tutte le energie le indichiamo senza dire se il ciclo è limite o ideale. Inoltre non faremo, per quanto detto in precedenza, distinzione nella trattazione tra circuito chiuso e circuito aperto. Il compressore assorbe il 70% della potenza prodotta in turbina, per impianti modesti si aggira intorno al 60 %.

$$Q_1 = h_3 - h_2 = \left| \int_{T_2}^{T_3} c_p dT \right| = c_p (T_3 - T_2) \qquad L_{T_i} \cong L_T = h_3 - h_4 = \left| \int_{T_3}^{T_4} c_p dT \right| = c_p (T_3 - T_4)$$

$$Q_2 = h_4 - h_1 = \left| \int_{T_1}^{T_4} c_p dT \right| = c_p (T_4 - T_1) \qquad L_{C_i} \cong L_C = h_2 - h_1 = \left| \int_{T_1}^{T_2} c_p dT \right| = c_p (T_2 - T_1)$$

CALCOLO DEL RENDIMENTO DEL CICLO JOULE IN SEDE IDEALE-IMITE

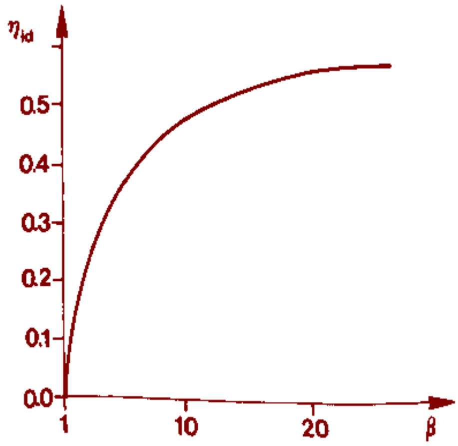
$$\varsigma_{id} = \varsigma_l = 1-\frac{Q_2}{Q_1} = 1-\frac{c^{(1)}{}_p(T_4-T_1)}{c_p(T_3-T_2)} = 1-\frac{T_4-T_1}{T_3-T_2} = 1-\frac{\frac{T_4}{T_1}-1}{\frac{T_3}{T_1}-\frac{T_2}{T_1}}$$

Pongo τ grado di avanzamento tecnologico e β rapporto di compressione come:

$$\hat{o} = \frac{T_3}{T_1} \qquad \hat{a} = \frac{P_2}{P_1}$$

quindi considerato che : $$e = \frac{k\text{-}1}{k} \qquad \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \hat{a}^{\frac{k-1}{k}} = \hat{a}^{\mathring{a}} \qquad \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_4}{T_3}\frac{T_3}{T_1} = \frac{\hat{o}}{b^e}$$

il rendimento è: $$h_{id\equiv\mathrm{lim.}} = 1-\frac{\frac{t}{b^e}-1}{t-b^e} = 1-\frac{1}{b^e}$$



Nell’espressione del rendimento del ciclo ideale-limite le temperature estreme del ciclo non figurano. Questo fatto può lasciare un po' perplessi, ma pensando che, quello che si guadagna con l’effetto Carnot aumentando τ lo si spende con la molteplicità delle sorgenti. I due effetti si bilanciano reciprocamente (l’effetto Clausius è inesistente in sede limite). Al tendere del rapporto manometrico di compressione all’infinito il rendimento tende a 1, solo che la macchina si rompe prima. Bisogna infatti tenere conto dei valori di β e τ realistici.

CALCOLO DEL LAVORO SPECIFICO

La potenza P è data dal prodotto della portata in massa M per il lavoro specifico L

$$P=M*L$$

Vediamo che a parità di potenza installata P nella misura in cui aumenta il lavoro specifico diminuisce la portata in massa e ciò si traduce in un minore costo d'installazione e d'esercizio in quanto diminuisce il peso dei materiali adoperati per la costruzione dell'impianto.

$$L = L_T - L_C = c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)$$

Studiamo la funzione λ da cui si hanno le due soluzioni

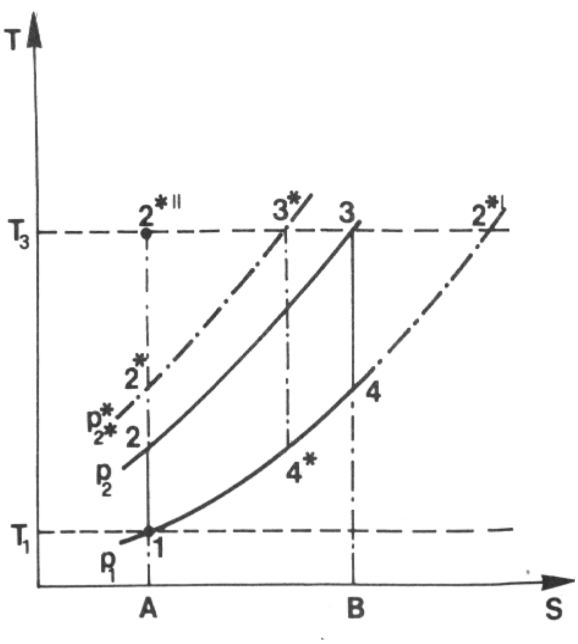
$$l = f(b,t) = \frac{\mathrm{L}}{\mathrm{c_p}T_1} = \frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} + 1$$

$$\frac{\mathrm{L}}{\mathrm{c_p}T_1} = \frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} + 1$$

$$\frac{\mathrm{L}}{\mathrm{c_p}T_1} = t - \frac{t}{b^e} - b^e + 1$$

$$\frac{\mathrm{L}}{\mathrm{c_p}T_1} = tb^e - t - b^{2e} + b^e = t\left(b^e - 1\right) - b^e\left(b^e - 1\right) = \left(b^e - 1\right)\left(t - b^e\right)$$

$$b^e = 1 \Rightarrow b = 1 \qquad \text{e} \qquad b^e = t \Rightarrow b = t^{\frac{1}{e}}$$



β non può scendere al di sotto dell' unità, valore per il quale $p_2 = p_1$ ed il ciclo degenera nell' isobara 1-2*' percorsa nei due sensi. Del pari non ha significato spingere β al di sopra di quel valore per il quale la temperatura di fine compressione è uguale alla temperatura massima T_3 prescelta. In tali condizioni per l'impossibilità di cedere calore al fluido, il ciclo degenera nella adiabatica 1-2*'' percorsa nei due sensi ed il corrispondente valore di β emerge da un calcolo elementare. Quindi per β = 1 e per $\beta = \tau^{1/2\varepsilon}$ il ciclo non fornisce lavoro poiché $Q_1 = Q_2$ (nel secondo caso $Q_1=Q_2=0$)

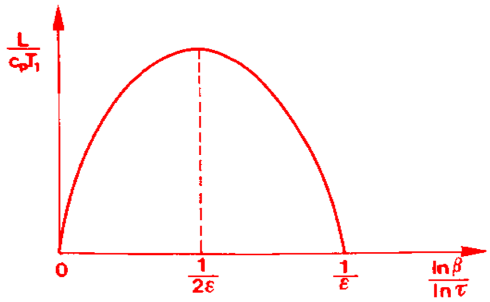
Per il teorema di Rolle la funzione presenta un massimo per

$$\left(\frac{¶l}{¶b}\right)_{c_p,t} = 0 \Rightarrow \frac{teb^{e-1}}{b^{2e}} - eb^{e-1} = 0$$

$$\frac{teb^{e}}{b^{2e}b} - \frac{eb^{e}}{b} = 0 \Rightarrow \frac{t}{b^{2e}} = 1$$

$$\Rightarrow b^{2e} = t \Rightarrow b = t^{\frac{1}{2e}}$$

$$l_{\max} \Rightarrow b^{*} = t^{\frac{1}{2e}}$$



Per $\tau = 4.2$ abbiamo che $\beta \cong 12.3$ mentre in sede reale b scende fino a valori di $9 \div 10$

Vediamo ora alcuni valori numerici

$k = 1.4$

$c_p = 0.24$

$\hat{a} = 9$

$T_1 = 300K$

$T_3 = 1250K$

da cui

$T_2 = T_1\hat{a}^{\frac{k-1}{k}} = 562K$

$\hat{o} = 4{,}17$

$$Q_1 = c_p(T_3 - T_2) = 165.12\,\frac{Kcal}{Kg}$$

CALCOLO DELL' ECCESSO D' ARIA

Vogliamo ora giustificare l'eccesso d'aria con il quale avviene la combustione negli impianti a gas. Se indichiamo con a il rapporto tra la massa d'aria e la massa del combustibile avremo per 1kg di combustibile (a+1) kg di gas combusti, per cui facendo il bilancio termico nel bruciatore si ha (consideriamo il rendimento di combustione unitario):

$$(a+1)\mathrm{Q}_1 = H_1 h_b \Rightarrow a = \frac{H_i}{Q_1} h_b - 1$$

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_2) = 165.12 \frac{kcal}{kg}$$

$$H_i = 10000 \text{ Kcal/Kg} \Leftrightarrow 41870 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_b \cong 1$$

$$a \cong 59.5$$

Da un facile calcolo stechiometrico riportato sulla composizione elementare del combustibile, per il gasolio C $\cong$ 86% H $\cong$ 12%...risulta che il rapporto stechiometrico aria/combustibile è circa 14,2. La limitazione imposta nella temperatura T_3 costringe ad operare con un forte eccesso d' aria che nel caso specifico vale : $e\% = 100 \dfrac{a - a_{st}}{a_{st}} = 319\%$

Se fosse e = 300% e se $a_{st} = 15$ avremo bisogno di 60 Kg di aria per 1 Kg di combustibile.