

MACHINE

**Quadro riassuntivo
delle principali modalita' di conversione energetica**

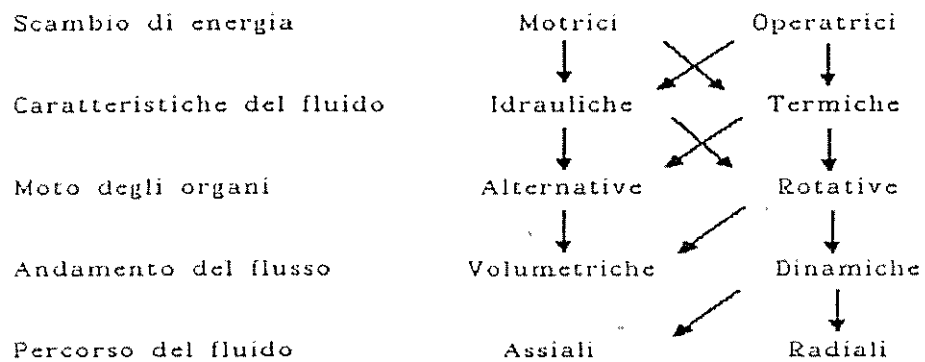
Per ottenere	a partire da	Problemi ed implicazioni ambientali
Energia Elettrica	Combustibili	Con le pile a combustibile. Rendimenti bassi.
Energia Elettrica	Energia radiante	Conversione fotovoltaica. Scarsa densita' di energia, disponibilita' discontinua, rendimenti piuttosto bassi.
Energia Meccanica	Energia Termica	Rilascio di calore a bassa temperatura (2' princ. Termod.). Possibile riutilizzo di calore scaricato a temperature piu' elevate (Cogenerazione); il rendimento termodinamico si riduce.
Energia Meccanica	Moto ondoso	Bassa densita' di energia.
Energia Meccanica	Maree	Densita' di energia sufficiente solo in pochi siti. Problemi di impatto ambientale degli impianti.
Energia Meccanica	Vento	Energia disponibile con sufficiente densita' e continuita' solo in pochi siti. Inquinamento acustico.
Energia Meccanica	Gradiente termico mari	Le differenze di temperatura sono limitate, ed i possibili rendimenti termodinamici sono molto bassi. Costi di impianto elevati.
Energia Meccanica	Energia Idraulica	Nei paesi sviluppati e' stata quasi del tutto utilizzata. Potenzialita' nei paesi in via di sviluppo.
Energia Termica	Combustibili	Le riserve non sono illimitate. Rilascio di CO ₂ - Aumento dell' effetto serra. Formazione di inquinanti gassosi (CO, NO _x , HC, particolato carbonioso, composti solforati).
Energia Termica	Fissione Nucleare	Formazione di scorie radioattive. Pericolo di incidenti, con rilascio di radioattivita'.
Energia Termica	Fusione Nucleare	Temperature ed energie di attivazione estremamente elevate. Si prevede che non si potra' giungere ad applicazioni industriali prima di alcuni decenni.
Energia Termica e Meccanica	Energia Geotermica	E' economicamente conveniente solo in siti di natura vulcanica.
Energia Termica e Meccanica	Energia radiante	Densita' di energia relativamente bassa. Disponibilita' discontinua.

Evoluzione dei Modelli di Sviluppo

- Anni '60: l' utopia della Crescita Illimitata. Herman Kahn prevedeva l' avvento della societa' 20 x 20 (venti miliardi di abitanti, ognuno con un reddito annuo di 20.000 dollari).
- Anni 70': Crisi energetica (1973), Limiti dello sviluppo (Club di Roma): consapevolezza delle interdipendenze tra fattori economici, energetici, demografici ed ambientali, e delle possibili catastrofi derivanti dalla estrapolazione delle relative tendenze.
- Anni 80': verso lo Sviluppo Sostenibile.

Dalla comparsa dell' homo sapiens, circa 70 miliardi di abitanti sono vissuti sulla Terra. L' attuale popolazione (4.5 miliardi) costituisce circa il 6% dell' umanita' di tutti i tempi. Se ogni uomo attualmente vive il doppio dei suoi antenati e consuma ogni anno 10 volte piu' risorse naturali, gli attuali abitanti avranno consumato nella loro vita piu' risorse di tutti i loro predecessori nei 10.000 secoli precedenti.

Classificazione delle macchine a fluido



Termodinamica - Definizioni principali

Termodinamica	Scienza che si occupa delle modifiche subite da un sistema per effetto di trasferimenti di energia, principalmente sotto forma di calore e di lavoro. Le modifiche del sistema sono misurabili a partire dalle variazioni delle sue proprietà.
Sistema	Una quantità di materia o una porzione di spazio, delimitata da superfici.
Ambiente	Tutto ciò che è estraneo al sistema e che può interagire con esso.
Sistema chiuso	Un sistema racchiuso da superfici impermeabili alla materia. È un sistema a massa costante.
Sistema aperto	Un sistema racchiuso da superfici permeabili alla materia. In caso di regime permanente, è un sistema a massa costante.
Sistema isolato	Sistema che non scambia né massa né energia con l'ambiente.
Sistema adiabatico	Sistema che non scambia calore con l'ambiente.
Sistema omogeneo	Sistema costituito da una sola fase.
Sistema eterogeneo	Sistema costituito da più fasi.
Componenti	Ognuna delle specie chimiche presenti in un sistema

Impostazione macroscopica della termodinamica

Descrizione macroscopica	Esamina il sistema nel suo complesso, considerando la materia come un mezzo continuo e non tenendo conto dei comportamenti atomici o molecolari.
Descrizione microscopica	Esamina il comportamento degli atomi e delle molecole componenti il sistema, considerando il loro stato dinamico e risalendo alle proprietà del sistema con metodi statistici.
Limiti della descrizione macroscopica	Nel caso di pressioni estremamente ridotte (alto vuoto, strati alti dell'atmosfera) l'ipotesi del continuo e la trattazione macroscopica possono cadere in difetto.

Equilibrio di un sistema chiuso

Equilibrio	Un sistema e' in equilibrio se le sue condizioni restano costanti nel tempo, non variando le condizioni dell' ambiente.
Equilibrio stabile	Se, a seguito di una limitata perturbazione esterna, ritorna nelle condizioni iniziali.
Equilibrio instabile	Se, a seguito di una limitata perturbazione esterna, si allontana dalle condizioni iniziali.
Equilibrio termodinamico	Si dice di un sistema chiuso in equilibrio stabile. Comporta equilibrio meccanico, chimico e termico.

Proprieta' di un sistema in equilibrio termodinamico

Proprieta' interne o termostatiche	Definiscono le caratteristiche della materia, e sono misurabili da un osservatore all' interno del sistema.
Proprieta' esterne o meccaniche	Determinano la posizione nel tempo rispetto ad un sistema di riferimento. Sono misurabili da un osservatore esterno al sistema.
Proprieta' estensive	Dipendono dalla estensione e dalla massa del sistema (volume, massa, energie...). Godono della proprieta' additiva.
Proprieta' specifiche	Proprieta' estensive riferite all' unita' di massa.
Proprieta' intensive	Non dipendono dall' estensione del sistema (temperatura, pressione, conducibilita' elettrica,...)

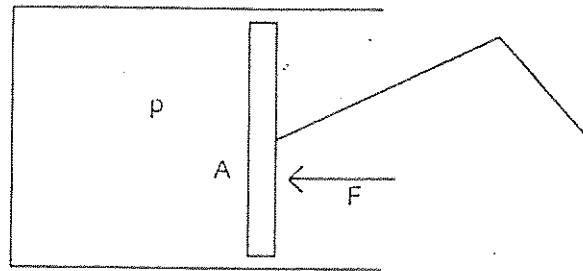
Stati di un sistema in equilibrio termodinamico

Stato	L' insieme delle proprieta' estensive ed intensive che descrivono un sistema in equilibrio.
Stato termodinamico	L' insieme delle proprieta' termostatiche.
Funzione di stato	Grandezza che ha un unico valore in uno stato del sistema (proprieta'). E' una funzione potenziale, con differenziali esatti. La sua variazione tra due stati e' indipendente dal percorso seguito.
Equazioni di stato o caratteristiche	Relazioni funzionali tra le proprieta' del sistema. Sono ottenute da studi sperimentali o teorie molecolari.
Sistemi semplici	Si trascurano gli effetti gravitazionali, cinetici, superficiali, magnetici, elettrici. Sono individuati da: due proprieta' termostatiche intensive indipendenti, composizione chimica.
Sistemi semplici ad un componente	Gli stati sono rappresentabili su un diagramma cartesiano avente sugli assi le due proprieta' indipendenti (diagramma di stato).

Trasformazioni, calore, lavoro

Trasformazione	Modifica che comporti la variazione di almeno una proprieta' termostatica.
Trasformazione ciclica o ciclo	Trasformazione che riporta il sistema nello stato iniziale.
Calore e lavoro	Forme di energia in transito attraverso le pareti del sistema. Non sono grandezze di stato.
Calore	Energia trasferita per effetto di una differenza di temperatura con l' ambiente.
Lavoro	Comprende i trasferimenti di energia non legati ad una differenza di temperatura con l' ambiente. Lavoro di variazione di volume (spostamento delle pareti); Lavoro di elica (rotazione di una parete del sistema).
Trasformazione quasistatica	E' costituita da una successione di trasformazioni infinitesime. Il sistema attraversa infiniti stati di equilibrio.

Lavoro di variazione di volume (trasf. quasi-statiche)



Sistema pistone-cilindro:

p pressione esercitata dal fluido
A area del pistone
F risultante delle forze esterne, comprese quelle di attrito

$$(1) \quad F = p A$$

dx spostamento infinitesimo del pistone
 δL lavoro meccanico infinitesimo
dV variazione infinitesima di volume

$$(2) \quad \delta L = F dx = p A dx = p dV$$

La (2) può essere generalizzata per un sistema chiuso qualsiasi, sottoposto ad una variazione di volume con trasformazione quasi-statica. Più in generale,

$$(3) \quad \delta L = x dY \quad \text{con}$$

x forza generalizzata (proprietà intensiva)
Y spostamento generalizzato (proprietà estensiva)

$$(4) \quad L = \int \delta L = \int p dV \quad \text{per una trasformazione finita}$$

Sul piano di *Clapeyron* (p,V) il lavoro è rappresentato dall'area sottesa dalla trasformazione. Nel caso di trasformazione ciclica, il lavoro sarà dato dall'area racchiusa dal ciclo, positivo se eseguito in senso orario (ciclo diretto), negativo se in senso antiorario (ciclo inverso).

Reversibilita' ed irreversibilita'

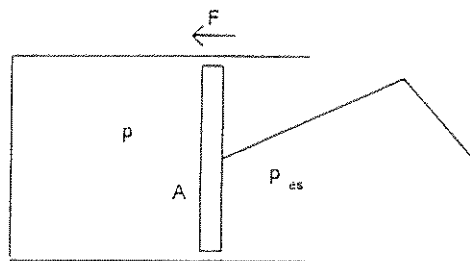
Trasformazione reversibile	<p>A partire da uno stato di equilibrio iniziale, si svolge in modo che sistema ed ambiente possano essere ricondotti agli stati iniziali, ripercorrendo la stessa trasformazione senza che ne resti traccia nel sistema o nell' ambiente.</p> <p>E' una trasformazione quasistatica (il contrario non e' necessariamente vero).</p>
Cause di irreversibilita'	<p>Non quasi-staticita'.</p> <p>Viscosita' - Attriti - Isteresi - Anelasticita' (Effetti dissipativi : comportano trasformazioni di energia che non possono avvenire interamente nel senso inverso)</p>
Trasformazione internamente reversibile	<p>E' una trasformazione quasi-statica irreversibile in cui le irreversibilita' sono localizzate solo nell' ambiente. Il sistema ripercorre gli stessi stati di equilibrio.</p> <p>Le irreversibilita' interne al sistema (es. viscosita') sono ritenute trascurabili.</p>

Trasformazioni irreversibili

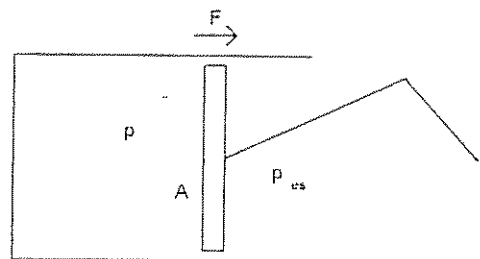
Esempio: gas sottoposto a compressione/espansione adiabatica in un sistema cilindro-pistone, con attrito.

Ipotesi: L' energia dissipata per attrito rimane nell' ambiente.

p pressione nel cilindro
 p_{es} pressione ambiente
 F forza di attrito, di verso contrario al moto e di modulo positivo



Espansione



Compressione

Durante l' espansione:

$$pA = p_{es} A + F$$

$$\delta L = pA dx$$

lavoro compiuto dal sistema

$$\delta L_{es} = -p_{es} A dx$$

lavoro delle forze di pressione esterne

$$p_{es} < p$$

Durante la compressione:

$$pA = p'_{es} A - F$$

$$\delta L = -pA dx$$

lavoro compiuto dal sistema

$$\delta L'_{es} = p'_{es} A dx$$

lavoro delle forze di pressione esterne

$$p'_{es} > p$$

Il sistema ha ceduto e ricevuto la stessa energia meccanica.

L' ambiente ha ceduto e ricevuto due quantità di energia diverse, e quindi non ripercorre gli stessi stati di equilibrio.

E' una trasformazione internamente reversibile.

Primo principio della Termodinamica per sistemi chiusi

La differenza $Q-L$ scambiata tra sistema e ambiente nel passare da uno stato di equilibrio iniziale ad uno finale e' indipendente dal percorso seguito, ed e' pertanto una funzione di stato detta Energia Interna (U).

$$(1) \quad U_f - U_i = \Delta U = Q - L$$

$$(2) \quad dU = \delta Q - \delta L \quad (\text{trasformazione infinitesima})$$

$$(3) \quad du = \delta q - \delta l \quad (\text{per unita' di massa})$$

Valgono anche per trasformazioni irreversibili, dove Q e L rappresentino i termini effettivamente scambiati con l' esterno.

$$(4) \quad dU = \delta Q - p dV \quad (\text{se c'e' solo lavoro di variazione di volume})$$

L' energia totale del sistema si puo' esprimere come somma dell' energia cinetica e potenziale (livello macroscopico) e interna (livello microscopico). Se i termini cinetici e potenziali possono variare, il primo principio si esprime come:

$$(5) \quad \Delta E = \Delta E_c + \Delta E_p + \Delta U = Q - L$$

Per un sistema isolato ($Q=L=0$), e':

$$(6) \quad \Delta E = \Delta E_c + \Delta E_p + \Delta U = 0 \quad \Rightarrow \quad E = \text{cost}$$

Per un sistema termodinamico in quiete isolato e':

$$(7) \quad \Delta U = 0 \quad \Rightarrow \quad U = \text{cost}$$

Primo principio come bilancio di energia

$$\boxed{\begin{array}{c} \text{Quantita' \\ entrante \\ nel sistema} \end{array}} - \boxed{\begin{array}{c} \text{Quantita' \\ uscente dal \\ sistema} \end{array}} = \boxed{\begin{array}{c} \text{Quantita' \\ accumulata \\ nel sistema} \end{array}} - \boxed{\begin{array}{c} \text{Quantita' \\ generata \\ nel sistema} \end{array}}$$

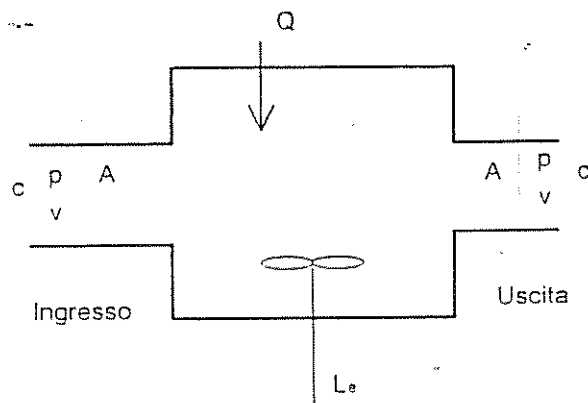
Limiti del primo principio

- Individuare il verso nel quale avvengono le trasformazioni spontanee.
- Stabilire eventuali limitazioni alla possibilita' di convertire calore in lavoro.

Variazione grandezza estensiva.

Variazione della grandezza estensiva = generazione e / o distruzione e / o accumulazione / o dissipazione.

Primo principio della termodinamica per sistemi aperti



(1) $E_i - E_u = E_a - E_g$ Bilancio di energia

Ipotesi di stazionarietà:

$$\begin{aligned} E_a &= 0 && \text{(non c'è accumulo)} \\ m_i &= m_u = m && \text{(massa entrante = massa uscente)} \\ E_g &= 0 && \text{(non c'è generazione o distruzione di energia nel sistema)} \end{aligned}$$

(2) $E_i = E_u$

Energie in transito:

$$E = E_c + E_p + U = \frac{1}{2} mc^2 + mgz + U = m \left(\frac{1}{2} c^2 + gz + u \right)$$

Q quantità di calore, positiva se ceduta al sistema
L lavoro meccanico totale, positivo se uscente dal sistema

(3) $[m(\frac{1}{2} c_i^2 + gz_i + u_i) + Q] = [m(\frac{1}{2} c_u^2 + gz_u + u_u) + L]$

Il lavoro meccanico L è scambiato attraverso gli organi mobili (lavoro di elica) e le pareti permeabili alla massa (lavoro di pulsione):

$$L = L_e + L_p$$

$$L_p = F \Delta x = p A d\Delta x = p V = m p v \quad \text{Lavoro di pulsione generico}$$

Richiami di Termodinamica

$$L_p = -m_1 p_1 v_1 + m_2 p_2 v_2 = m(p_2 v_2 - p_1 v_1) \quad \text{Lavoro di pulsione totale}$$

Sostituendo:

$$m [1/2(c_1^2 - c_2^2) + g(z_1 - z_2) + (u_1 - u_2) + (p_1 v_1 - p_2 v_2)] = L_p - Q$$

dove il lavoro di elica e' indicato con L, per semplicita'.

Introducendo il potenziale entalpia $H=U+pV$, $h=u+pv$, si ottiene:

$$m [1/2(c_1^2 - c_2^2) + g(z_1 - z_2) + (h_1 - h_2)] = L - Q$$

Equazione dell' energia per sistemi aperti in forma termodinamica

Applicazioni

Turbina	$Q=0$, $L>0$ - var.dei termini cinetici e potenziali trascurabili	$L=H_1-H_2$
Compressore	$Q=0$, $L<0$ - var.dei termini cinetici e potenziali trascurabili	$L=H_1-H_2$
Caldaia	$Q>0$, $L=0$ - var.dei termini cinetici e potenziali trascurabili	$Q=H_2-H_1$
Ugello - diffusore	$Q=0$, $L=0$ - var.dei termini potenziali trascurabili	$H_1-H_2=1/2m(c_2^2-c_1^2)$
Laminazione	$Q=0$, $L=0$ - var.dei termini cinetici e potenziali trascurabili	$H_1=H_2$

Secondo principio della termodinamica.

- Per ogni sistema in condizioni di equilibrio termodinamico e' definibile una proprieta' termostatica estensiva S , detta *entropia*. Per trasformazioni reversibili, le variazioni di questa proprieta' sono date da:

$$dS = \delta Q/T \quad \Delta S = \int dS = \int \delta Q/T$$

Per sistemi ad un componente, si puo' scrivere in termini di grandezze specifiche:

$$ds = \delta q/T \quad \Delta s = \int ds = \int \delta q/T$$

- In seguito ad una qualsiasi trasformazione la variazione di entropia di un sistema isolato e' positiva e tende a zero per le trasformazioni che tendono alla reversibilita':

$$\Delta S_{s, is} \geq 0$$

- Il calore puo' fluire spontaneamente solo da una sorgente a temperatura piu' alta verso una sorgente a temperatura inferiore (*Enunciato di Clausius*).
- Non e' possibile un processo il cui unico effetto e' quello di sottrarre calore ad una sorgente e trasformarlo in lavoro (*Enunciato di Kelvin-Planck*).
- In seguito ad una trasformazione dovuta alla eliminazione di uno o piu' vincoli, il sistema si portera' in una nuova condizione di equilibrio corrispondente al massimo valore dell' entropia.

Per una trasformazione irreversibile:

$$TdS > \delta Q \quad \Rightarrow \quad TdS = \delta Q + \delta Q_i$$

δQ calore scambiato con l' esterno
 δQ_i produzione entropica per irreversibilita'

Richiami di Termodinamica

$$dU = dQ + dL$$

$$dU = dQ + dL_{ext} = p dV$$

$$dQ_{rev} = T ds$$

$$dQ + dL_{ext} = T ds$$

15

$$dU = T ds - p dV$$

$$C_v dT = T ds - p dV \quad \frac{R dV}{V} = C_v dT + T ds$$

$$ds = C_v \frac{dT}{T} + \frac{R dV}{V}$$

$$ds = C_p \frac{dT}{T} - \frac{R dP}{P}$$

Trasformazioni cicliche sul piano (T,s)

Dal primo principio della Termodinamica:

$$\oint \delta Q = \oint \delta A.$$

Calore
scambiato con
l'esterno

=

Lavoro
meccanico

Dal secondo principio della Termodinamica:

$$\oint T dS = \oint \delta Q + \oint \delta Q_i$$

Area del ciclo
sul piano (T,s)

=

Calore
scambiato con
l'esterno

+

Calore di
irreversibilit 

Per una trasformazione reversibile:

Area del ciclo
sul piano (T,s)

=

Calore
scambiato con
l'esterno

=

Lavoro
meccanico

In generale, per una trasformazione adiabatica:

Area sottesa
sul piano (T,s)

=

Calore di
irreversibilit 

Per una trasformazione adiabatica reversibile (isoentropica):

Area sottesa
sul piano (T,s)

= 0

Energia interna, entalpia e loro variazioni - Calori specifici

$$dU = \left(\frac{\partial U}{\partial S} \right)_V dS + \left(\frac{\partial U}{\partial V} \right)_S dV$$

Differenziale della funzione energia interna
(differenziale esatto)

$$\left(\frac{\partial U}{\partial S} \right)_V = T$$

Temperatura assoluta (grandezza intensiva associata alla grandezza estensiva entropia)

$$\left(\frac{\partial U}{\partial V} \right)_S = -p$$

Pressione (grandezza intensiva associata alla grandezza estensiva volume)

$$dU = TdS - pdV$$

$$du = Tds - pdv$$

$$H = U + pV$$

Potenziale Entalpia

$$h = u + pv$$

$$dh = d(u) + d(pv) = Tds + vdp$$

$$C = \frac{\partial Q}{\partial T}$$

Capacità termica

$$c = \frac{\partial q}{\partial T}$$

Capacità termica specifica (calore specifico)

$$c_v = \left(\frac{\partial q}{\partial T} \right)_v = \frac{Tds}{dT} = \frac{du}{dT}$$

Calore specifico a volume costante

$$c_p = \left(\frac{\partial q}{\partial T} \right)_p = \frac{Tds}{dT} = \frac{dh}{dT}$$

Calore specifico a pressione costante

Equazione dell' energia per sistemi aperti in forma meccanica

Equazione dell' energia in forma termodinamica, per unita' di massa:

$$l - q = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2) + g(z_1 - z_2) + (h_1 - h_2)$$

Dalla formulazione del 2° principio.

$$T ds = \bar{\alpha}_T + \bar{\alpha}_{T_i} = \bar{\alpha}_T + \bar{\alpha}_a$$

Differenziale della funzione entalpia:

$$dh = T ds + v dp$$

Integrando tra le condizioni 1 e 2:

$$\int_1^2 dh = h_2 - h_1 = \int_1^2 T ds + \int_1^2 v dp = q + l_a + \int_1^2 v dp$$

Sostituendo nella (1):

$$l - q = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2) + g(z_1 - z_2) + (h_1 - h_2) = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2) + g(z_1 - z_2) - q - l_a - \int_1^2 v dp$$

$$l = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2) + g(z_1 - z_2) - l_a - \int_1^2 v dp$$

Equazione dell' energia per sistemi aperti in forma meccanica

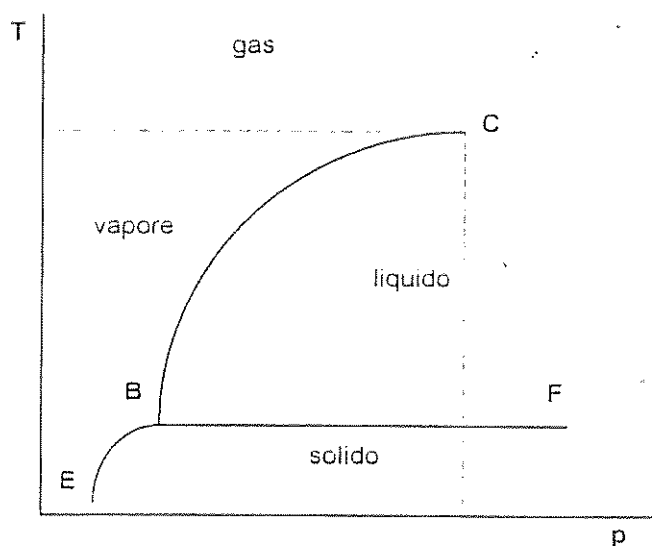
Passaggi di fase - Nomenclatura

	a Solido	a Liquido	ad Aeriforme
da Solido	-	Fusione	Sublimazione
da Liquido	Solidificazione	-	Evaporazione
da Aeriforme	Condensazione	Liquefazione o condensazione	-

Sostanze pure - Definizioni

Saturazione	Coesistenza di piu' fasi in equilibrio
Varianza	<p>Numero dei gradi di liberta' del sistema ad un componente, ovvero numero delle proprieta' intensive che possono variare in modo indipendente senza che cambi il numero delle fasi f.</p> $V = 3 - f$ <p>Per una sostanza pura,</p> <p>f=1 V=2 (possono variare indipendentemente p e T)</p> <p>f=2 V=1 (puo' variare solo T, o solo p)</p> <p>f=3 V=0 (punto triplo, p e T sono fissati)</p>
Tensione di vapore	<p>Pressione di equilibrio raggiunta dalla fase vapore in presenza della fase liquida. E' crescente con la temperatura.</p> <p>Puo' essere definita anche per l' equilibrio solido-vapore.</p>
Temperatura critica	Massima temperatura per lo stato liquido
Pressione critica	Massima tensione di vapore del liquido
Punto critico	Punto caratterizzato da temperatura e pressione critica
Punto triplo	Condizione in cui coesistono in equilibrio le fasi solido, liquido e aeriforme.
Titolo	<p>Per una miscela liquido-vapore saturo in equilibrio, e' il rapporto tra la massa di vapore e la massa totale.</p> <p>x=0 liquido saturo</p> <p>x=1 vapore saturo secco</p>

Diagramma (T,p) o di fase



- C punto critico
- BF linea di fusione
- BC linea di evaporazione
- EB linea di sublimazione

Sostanza	Punto triplo		Punto critico	
	p (bar)	T (K)	p (bar)	T (K)
Acqua	0.0061	273.16	220.9	647.3
Idrogeno	0.071	13.84	12.9	33.2
Anidride carbonica	5.2	216.55	73.8	304.2

Fluidodinamica

Ipotesi:

- 1) flusso monodimensionale.
- 2) condotti fissi.
- 3) moto adiabatico e isentropico.
- 4) efflussi gassosi \Rightarrow possibilità di trascurare i termini potenziali.
- 5) moto stazionario.

bilancio energetico

$$q - \dot{q} = dh + g dz + \frac{dc^2}{2} \Rightarrow d\left(h + \frac{c^2}{2}\right) = 0$$

$$\boxed{h + \frac{c^2}{2} = \text{cost} = h_0} \quad (\text{entalpia di ristagno})$$

$$c_p T + \frac{c^2}{2} = c_p T_0$$

$$\frac{c_p T}{c_p T} + \frac{c^2}{2 c_p T} = \frac{c_p T_0}{c_p T}$$

$$\boxed{1 + \frac{c^2}{2 c_p T} = \frac{T_0}{T}}$$

$$\frac{c^2}{2} = c_p T_0 \left(1 - \frac{T}{T_0}\right)$$

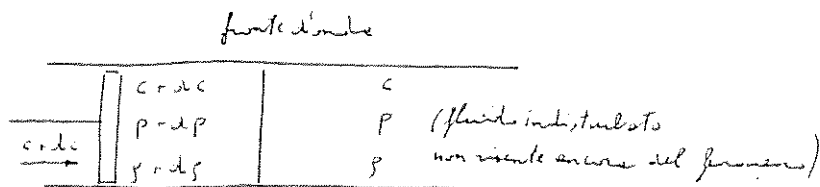
$$\frac{c^2}{2} = c_p T_0 \left(1 - \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)$$

$$\frac{T_2}{T} = \left(\frac{P_2}{P} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \Rightarrow \boxed{\frac{P_2}{P} = \left(1 + \frac{c^2}{\kappa c_p T} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}$$

* Propagazione dell'onda



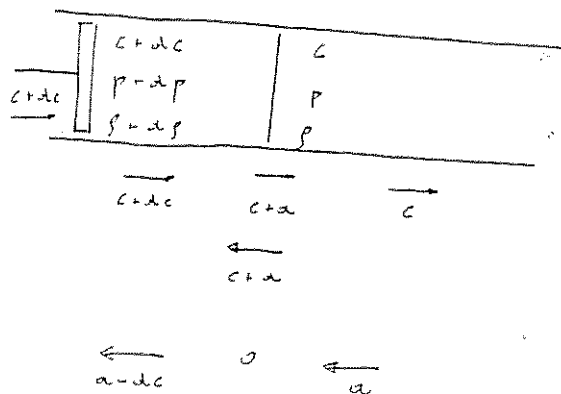
variando la velocità del pistone di dc , tale variazione si trasmetterà dalle parti più vicine al pistone in tutto il fluido.



$c+dc$ = velocità di propagazione dell'onda

a = velocità dell'onda rispetto al fluido indisturbato.

Per studiare il fenomeno impongo al fronte d'onda una velocità opposta in modo da considerare il fenomeno stazionario.



Rispetto al fronte d'onda il fenomeno è stazionario, per la conservazione della portata

$$(a-dc)(\rho+drho)A = A\rho a$$

$$(a\rho + a d\rho - \rho dc - dc d\rho)A = A\rho a$$

trascurando gli infinitesimi di ordine superiore

$$A a d\rho - A \rho dc = 0$$

$$\boxed{a = \rho \frac{dc}{d\rho}}$$

Dal bilancio della quantità di moto

$$(\rho+drho)A(a-dc) = \rho a A + p A$$

$$d p A = \rho a A dc = \rho \frac{dc}{d\rho} \rho dc = a' d\rho$$

$$\boxed{\frac{dP}{d\rho} = a^2}$$

$$a = \sqrt{\frac{dP}{d\rho}} = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s}$$

per un gas perfetto e trasformazione isentropica

$$P \rho^{-\kappa} = \text{cost}$$

differentiando

$$dP \rho^{-\kappa} - \kappa P \rho^{-(\kappa+1)} d\rho = 0$$

$$\frac{dP}{d\rho} = \frac{\kappa P}{\rho} = \kappa R T$$

$$a^2 = \kappa R T$$

$$\boxed{a = \sqrt{\kappa R T}}$$

Definisce il numero di Mach

$$M = \frac{c}{a}$$

$$\frac{c_p}{c_v} = \kappa \quad c_p - c_v = R$$

↓

$$c_p = \frac{\kappa R}{\kappa - 1}$$

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{c^2}{2c_p T} = 1 + \frac{c^2}{2\kappa R T} (\kappa - 1) = 1 + \frac{\pi^2}{2} (\kappa - 1)$$

$$\boxed{\begin{aligned} \frac{T_0}{T} &= 1 + \frac{\pi^2}{2} (\kappa - 1) \\ \frac{p_0}{p} &= \left[1 + \frac{\pi^2}{2} (\kappa - 1) \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \end{aligned}}$$

$\pi < 1$ condizioni subsoniche

$\pi = 1$ condizioni soniche o critiche *

$\pi > 1$ condizioni supersoniche

$$\boxed{\begin{aligned} \frac{T_0}{T^*} &= 1 + \frac{\kappa - 1}{2} \simeq 1.3 \\ \frac{p_0}{p^*} &= \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \simeq 2 \end{aligned}}$$

Essendo la portata costante

$A c p = \text{cost}$ differenziando

$$\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} + \frac{dp}{p} = 0$$

dal bilancio di energia meccanica

$$-\frac{p}{\rho} - \frac{p_a}{\rho} = \int \sigma dp + g dz + \frac{dc^2}{2}$$

$$\frac{dp}{p} + \frac{dc^2}{c^2} = 0 \Rightarrow \frac{dp}{p} + c dc = 0$$

$$\frac{dp}{p} \frac{dp}{p} + c dc = 0 \quad \frac{d^2 p}{p^2} + c^2 \frac{dc}{c} = 0$$

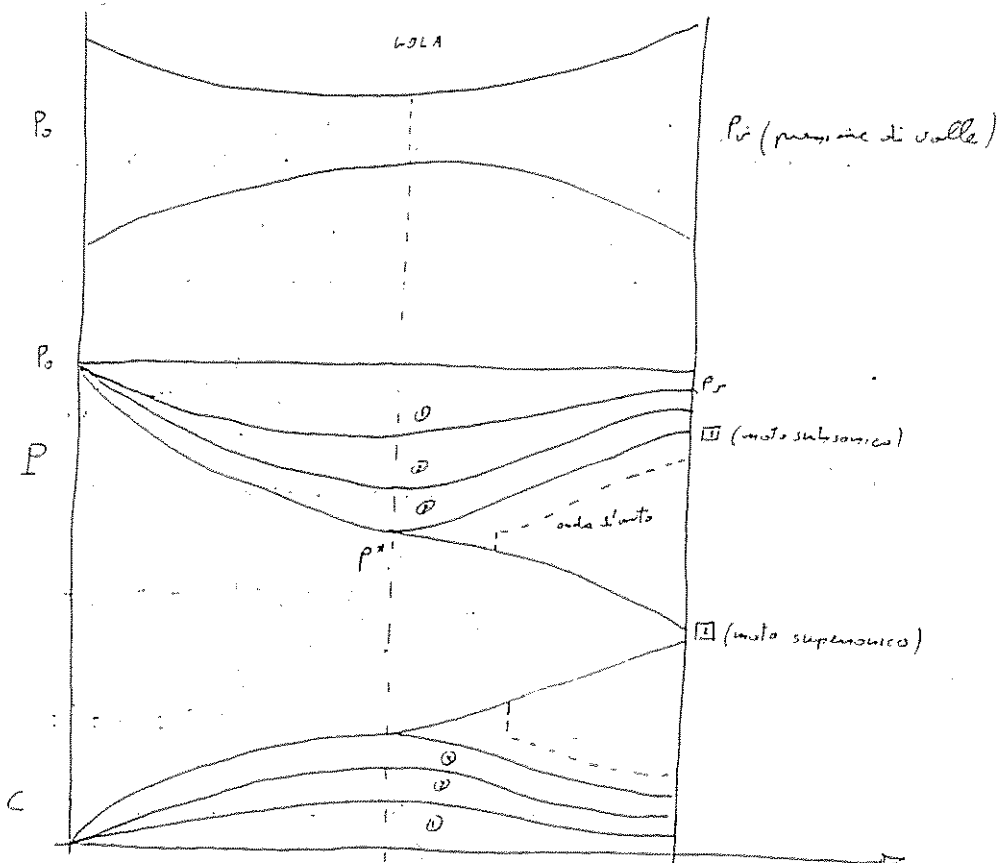
$$\frac{dp}{p} = -M^2 \frac{dc}{c} \quad \left(\text{Per } M \ll 1 \text{ con condizioni di moto incompressibile} \right)$$

$$\boxed{\frac{dA}{A} = \frac{dc}{c} (M^2 - 1)}$$

(equazione di
Hugoniot)

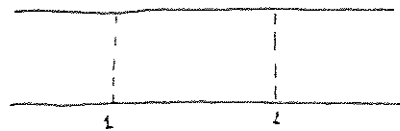
In un condotto convergente o
divergente non si può avere mai
la condizione di flusso sonico.
Per avere flusso sonico occorre un
condotto convergente-divergente.

	$M < 1$	$M = 1$	$M > 1$
$\frac{dA}{A} < 0$ (convergente)	$\frac{dc}{c} > 0$	X	$\frac{dc}{c} < 0$
$\frac{dA}{A} > 0$ (divergente)	$\frac{dc}{c} < 0$	X	$\frac{dc}{c} > 0$
$\frac{dA}{A} = 0$ (gola)	$\frac{dc}{c} = 0$	$dc = 0$ $dc > 0$ $dc < 0$	$\frac{dc}{c} = 0$



Senella regione di gola la velocità del fluido è pari ad a un'ipotetica diminuzione di P_{totale} non può essere trasmessa a monte della gola ovè il grafico di P e c resta inalterato.

Considero una condotta a regime costante



per il bilancio delle quantità di moto

$$A_1 p_1 + A_1 \rho_1 c_1^2 = A_2 p_2 + A_2 \rho_2 c_2^2$$

$$\boxed{p_1 + \rho_1 c_1^2 = p_2 + \rho_2 c_2^2} \quad \text{I}$$

essendo la portata costante

$$\boxed{c_1 \rho_1 = c_2 \rho_2} \quad \text{II}$$

dal bilancio energetico

$$\boxed{h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2}} \quad \text{III} \quad \text{poiché } h = c_p T = \frac{\kappa R T}{\kappa - 1} = \frac{a^2}{\kappa - 1}$$

$$\boxed{\frac{a_1^2}{\kappa - 1} + \frac{c_1^2}{2} = \frac{a_2^2}{\kappa - 1} + \frac{c_2^2}{2}} \quad \text{IV}$$

Dividendo la I per la II

$$\frac{P_1}{c_1 \rho_1} + c_1 = \frac{P_2}{c_2 \rho_2} + c_2$$

$$\boxed{c_1 - c_2 = \frac{KRT_2}{Kc_2} - \frac{KRT_1}{Kc_1} = \frac{a_2^2}{Kc_2} - \frac{a_1^2}{Kc_1}} \quad \text{IV}$$

applicando la IV ad una regione dove $M=1$

$$\frac{a_1^2}{K-1} + \frac{c_1^2}{2} = \frac{a_2^2}{K-1} + \frac{c_2^2}{2} = \frac{a_*^2}{K-1} + \frac{a_*^2}{2} = a_*^2 \frac{K+1}{2(K-1)}$$

\Downarrow

$$\boxed{\begin{aligned} a_1^2 &= a_*^2 \frac{K+1}{2} - \frac{c_1^2}{2} (K-1) \\ a_2^2 &= a_*^2 \frac{K+1}{2} - \frac{c_2^2}{2} (K-1) \end{aligned}} \quad \text{V}$$

Sostituendo la V nella IV

$$c_1 - c_2 = a_*^2 \frac{K+1}{2} \frac{1}{Kc_2} - \frac{c_2^2 (K-1)}{2Kc_2} = \frac{a_*^2 (K+1)}{2Kc_1} + \frac{c_1^2 (K-1)}{2Kc_1}$$

$$c_1 - \frac{c_1 (K-1)}{2K} - c_2 + \frac{c_2 (K-1)}{2K} = \frac{K+1}{2K} \frac{a_*^2}{c_2} - \frac{K+1}{2K} \frac{a_*^2}{c_1}$$

$$\frac{c_1 (K+1)}{2K} - \frac{c_2 (K+1)}{2K} = \frac{K+1}{2K} \frac{a_*^2}{c_2} - \frac{K+1}{2K} \frac{a_*^2}{c_1}$$

$$\boxed{C_1 - C_2 = a_*^2 \frac{(C_1 - C_2)}{C_1 C_2}}$$

Se considero le regioni 1 & 2 congiunte, una soluzione si ha per $C_1 = C_2$ un'altra soluzione per

$C_1 > a_* > C_2 \rightarrow$ passaggio dal supersonico al subsonico con aumento di entropia.

Il passaggio dal subsonico al supersonico

$C_1 < a_* < C_2$ è impossibile perché si avrebbe una diminuzione di entropia cioè un fenomeno fisicamente inaccettabile.

Portata massica in uscita

$$h + \frac{c^2}{2} = h_0$$

moto subsonico

$$c_p T + \frac{c^2}{2} = c_p T_0$$

$$\frac{c_p T}{c_p T_0} + \frac{c^2}{2 c_p T_0} = 1$$

$$c^2 = 2 c_p T_0 \left(1 - \frac{T}{T_0} \right) = 2 c_p T_0 \left(1 - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)$$

$$P = \rho R T \quad \frac{T}{T_0} = \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\rho = \frac{P}{R T} = \frac{P}{R T_0} \left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\dot{m} = \rho A c$$

$$\dot{m} = A \frac{P}{R T_0} \left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2 \gamma R T_0}{\gamma-1} \left(1 - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)}$$

$$\dot{m} = \frac{A P}{\sqrt{R T_0}} \left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2 \gamma}{\gamma-1} \left(1 - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)}$$

$$\dot{m} = \frac{AP'}{\sqrt{RT_0}} \frac{P_0}{P_0^{1/k}} \cdot \frac{1}{P} \cdot P^{1/k} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(1 - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}$$

$$\dot{m} = \frac{A}{\sqrt{RT_0}} P_0 \left(\frac{P}{P_0} \right)^{1/k} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(1 - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}$$

$$\dot{m} = \frac{P_0}{\sqrt{T_0}} \psi \quad \psi = \text{coefficiente di efflusso.}$$

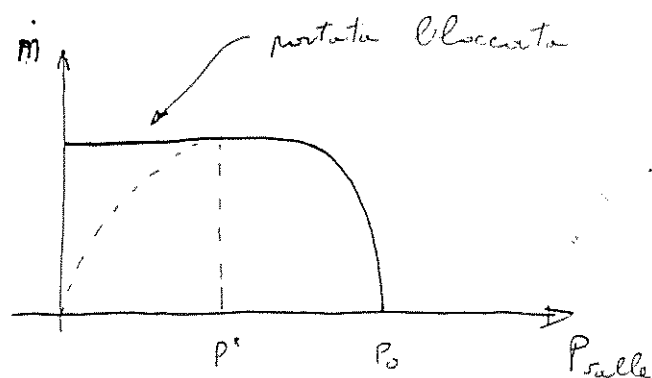
moto supersonico

$$\dot{m} = \rho A c = \rho^* A \sqrt{kRT^*}$$

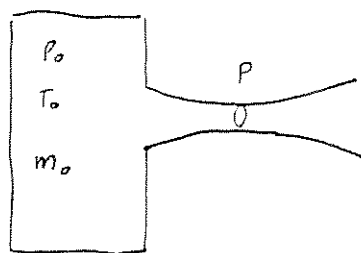
$$P^* = \rho^* R T^*$$

$$\frac{P^*}{RT^*} A \sqrt{kRT^*} = \dot{m}$$

$$\dot{m} = \frac{P^*}{R \sqrt{T^*}} A \sqrt{kR} = \frac{P_0}{2R \sqrt{\frac{T_0}{1.3}}} A \sqrt{kR} = \frac{P_0}{\sqrt{T_0}} \tilde{\psi}$$



Suonamento di un serbatoio



$$P > \frac{P_0}{2} \quad \text{moto subsonico} \quad \dot{m}_i = \frac{P_0 i}{\sqrt{T_0}} \psi$$

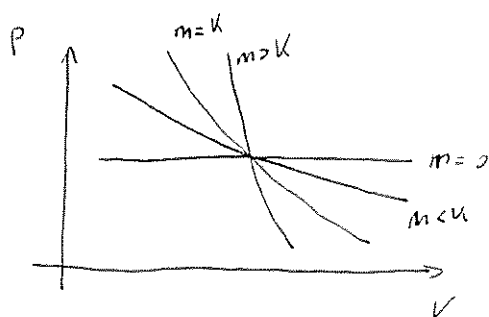
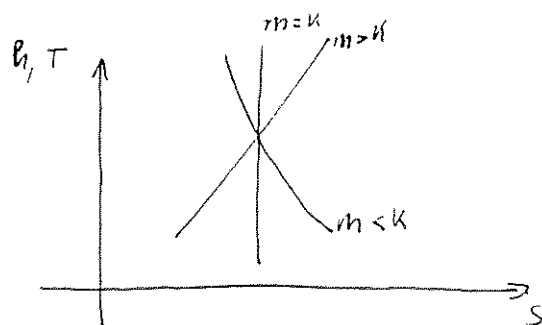
$$P < \frac{P_0}{2} \quad \text{moto sonico} \quad \dot{m}_i = \frac{P_0 i}{\sqrt{T_0}} \bar{\psi}$$

$$\Delta m_i = \text{variazione massa serbatoio} = -\dot{m}_i \Delta t_i$$

$$P_0 V = m_i R T_0$$

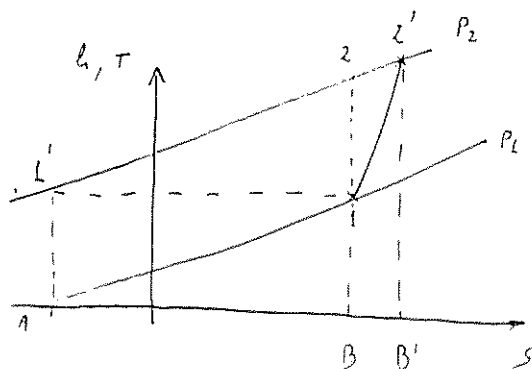
al variare della massa nel serbatoio posso calcolare il nuovo valore della pressione P_0 e poi la variazione di massa Δm_i e così via.

Trasformazioni politropiche



Compressione

diagramma $T-S$



$$pV^m = \text{cost}$$

$$m > K$$

$$\beta = \frac{P_2}{P_1} > 1$$

Lavoro ideale = lavoro di una compressione adiabatica reversibile

$$L_i = A(1'2B)$$

Lavoro reale = lavoro di una trasformazione irreversibile

$$L_r = A(1'2'B')$$

$$L_r - L_i = A(22'B') > L_{\text{attivo}} = A(122'B')$$

$$(TdS = dQ + dL_{\text{att}})$$

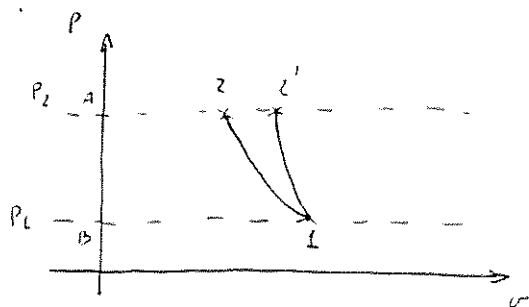
$$A(122') = \text{controcurepers}$$

In una compressione adiabatica reale il lavoro reale è maggiore del lavoro ideale = lavoro d'attivo.

L'aliquota di lavoro in più detta controcurepers è 35

causate dall'aumento di temperatura dovuto alle irreversibilità che rende più difficile la compressione stessa.

diagramma Pv



$$L_r = \int_1^{2'} v dp + L_{att}$$

$$\Rightarrow L_r - L_i = \underbrace{A(2'1B) - A(21B)}_{A(122')} + L_{att}$$

$$L_i = \int_1^2 v dp$$

$A(122') = \text{controcilindrismo}$

$$L_r = h_{2'} - h_1 > \int_1^{2'} v dp = L_{politropico}$$

$$\eta_{pol} = \frac{\int_1^{2'} v dp}{h_{2'} - h_1}$$

$$\eta = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1}$$

$$\int_1^{2'} \sigma dp = \frac{m}{m-1} R T_L \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)$$

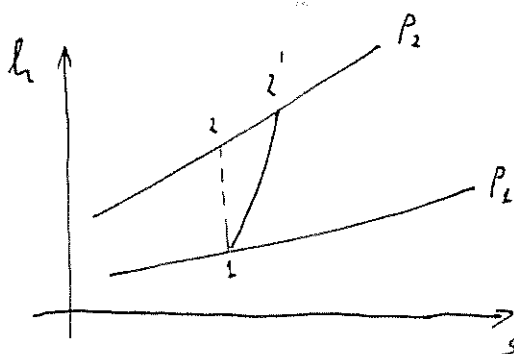
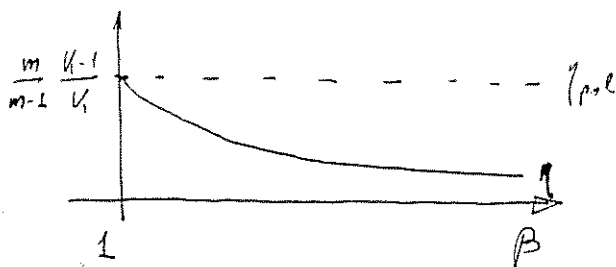
$$h_2 - h_1 = \frac{K}{K-1} R T_L \left(\beta^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right)$$

$$h_2' - h_1 = c_p (T_2' - T_L) = T_L c_p \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) = \frac{K R}{K-1} T_L \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)$$

$$\eta_{pol} = \frac{m}{m-1} \frac{K-1}{K}$$

$$\eta = \frac{\beta^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1}$$

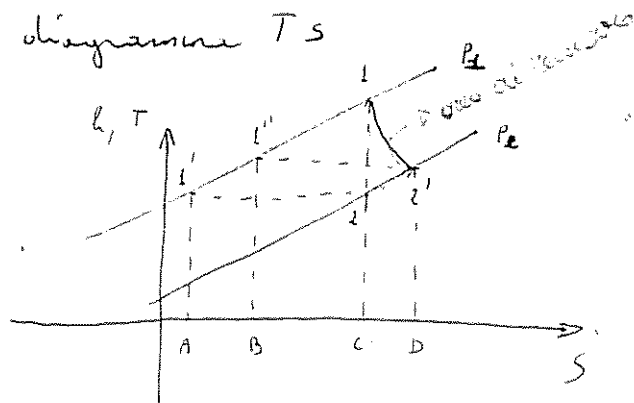
$$\eta_{pol} = \frac{\int_1^{2'} \sigma dp}{h_2' - h_1} \geq \frac{\int_1^2 \sigma dp}{h_2 - h_1} = \eta$$



per la divergenza delle isobare
al crescere di β fisso m

$$\eta = \frac{h_2 - h_1}{h_2' - h_1} \rightarrow 0$$

Espansione



$$p v^m = \text{cost}$$

$$m < 0$$

$$\beta = \frac{P_2}{P_1} < 1$$

Lavoro ideale = lavoro di una compressione adiabatica reversibile

$$L_i = A(1'1'1C)$$

Lavoro reale = lavoro di una trasformazione irreversibile.

$$L_r = A(1'1''1C)$$

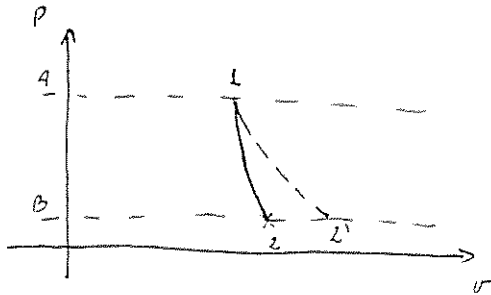
$$L_i - L_r = A(1'1''1C) = A(1'1''1C) < L_{\text{util}} = A(1'1'1C)$$

$$A(1'1'1C) = \text{recupero}$$

In una compressione adiabatica reale il lavoro reale è maggiore del lavoro ideale - lavoro d'utilità. L'aliquota di lavoro in più fornita è detta recupero e determinata dall'aumento di temperatura

che facilita l'espressione.

diagramma $P-v$



$2' \rightarrow$ energia di compressione

$$\int_1^{2'} v dp = L_r + l_{att}$$

$$\int_1^2 v dp = L_{id} \quad L_{id} - L_{res} = l_{att} - A_{(122')}$$

$A_{(122')} = \text{recupero}$

$$L_r = h_1 - h_{2'} < \int_1^{2'} v dp = L_{politropico}$$

$$\eta_{polit} = \frac{h_1 - h_{2'}}{\int_1^{2'} v dp}$$

$$\eta = \frac{h_1 - h_{2'}}{h_1 - h_2}$$

$$h_1 - h_2 = c_p (T_1 - T_2) = c_p T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{1}{\beta}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

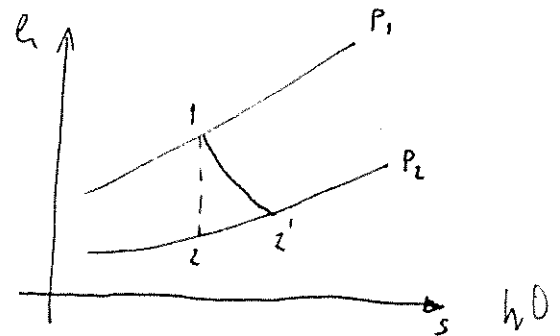
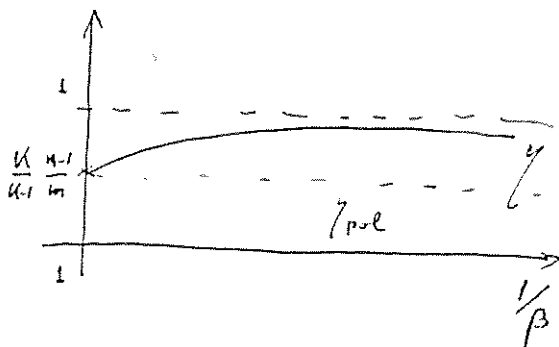
$$h_1 - h_2 = \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_1 \left(1 - \beta^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)$$

$$h_1 - h_{2'} = \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_1 \left(1 - \beta^{\frac{m-1}{m}}\right)$$

$$\int_1^{2'} v dp = \frac{m}{m-1} R T_1 \left(1 - \beta^{\frac{m-1}{m}}\right)$$

$$\gamma_{pol} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{m-1}{m}$$

$$\gamma = \frac{1 - \beta^{\frac{m-1}{m}}}{1 - \beta^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

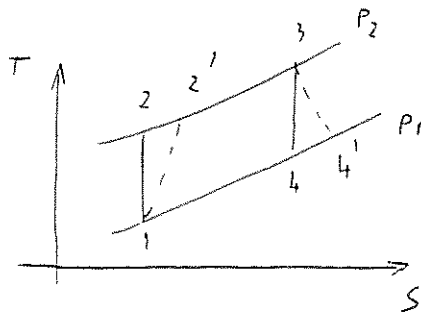


per la divergenza delle isobare finiscono al crescere di $1/\beta$

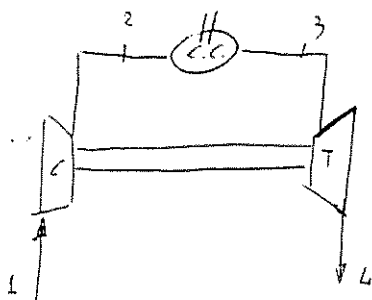
$$\gamma = \frac{h_1 - h_{2'}}{h_1 - h_2} \rightarrow 1.$$

Impianti a gas

ciclo Joule

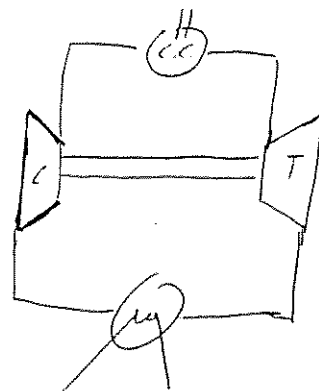


* circuito aperto



risotte dimensioni

ciclo chiuso



utilizzo di fluidi
diversi dall'aria

* combustione interna

* combustione esterna
è possibile utilizzare
combustibili meno pregiati
perché non finiscono in
turbina.

Vantaggi I.G.

* I.G. dimensioni ridotte rispetto I.V.
(utilizzo nella propulsione aerea e navale)

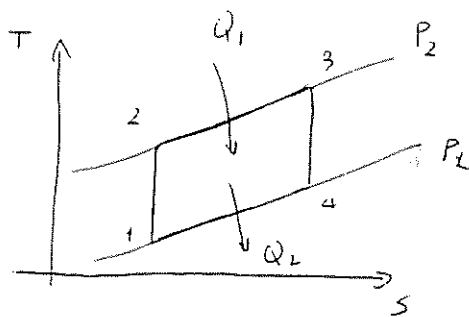
* Vastata elasticità di funzionamento in poco tempo può erogare la massima potenza

Svantaggi I.G.

- * maggiore consumo specifico
- * utilizzazione di combustibili speciali per non corrodere la turbina
- * $T_3 \approx 1400^\circ\text{C}$ molto elevata comporta notevoli sollecitazioni
- * Potenze inferiori rispetto I.V.

Per ridurre i consumi specifici occorre ottimizzare il rendimento del ciclo Joule

Analisi del ciclo Joule ideale



$$\beta = \frac{P_2}{P_1} = \text{rapporto di compressione}$$

$$\theta = \frac{T_3}{T_1}$$

$$K = \frac{c_p}{c_v}$$

Nei motori alternativi si raggiungono $T > 1000^\circ\text{C}$ tuttavia non essendoci funzionamento continuo le pareti della camera di combustione hanno una temperatura media inferiore.

$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} \cong 20$$

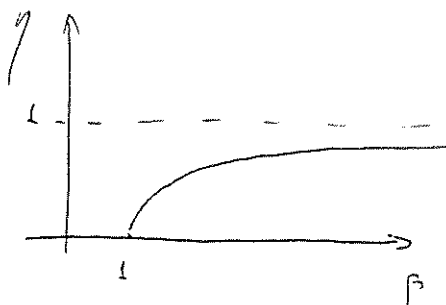
$T_3 \cong 1000^\circ\text{C}$ le pale della turbina sono realizzate con materiali resistenti e sono soggette ad opportuna refrigerazione.

*) Rendimento ciclo ideale

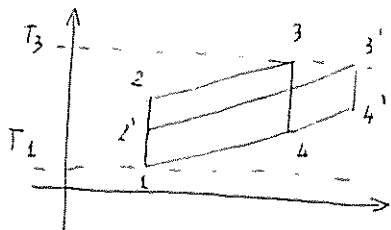
$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

$$\eta = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1 T_4} - \frac{T_1}{T_1 T_4}}{\frac{T_3}{T_1 T_4} - \frac{T_2}{T_1 T_4}} = 1 - \frac{\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_4}}{\frac{1}{T_1} \beta^\gamma - \frac{1}{T_4} \beta^\gamma} = 1 - \frac{1}{\beta^\gamma}$$

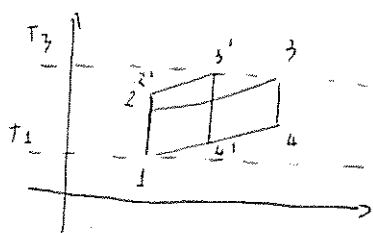
*) Il rendimento del ciclooule ideale dipende solo dal rapporto di compressione β e dal Tipo di gas.



*) Variazione di η fra T_1 e T_3



$$\eta = 1 - \frac{T_{m,s}}{T_{m,a}} = 1 - \frac{T_1}{T_3}$$



a) al decrescere di β il rendimento diminuisce;

al limite $\beta = 1$ $\eta = 0$

$L = \text{area ciclo} = 0$

b) al crescere di β il rendimento

crece, al limite $T_2 = T_3$, $T_1 = T_4$

$$L = 0 \quad \eta = \eta_{\max} = 1 - \frac{T_1}{T_3} = \eta_{\text{Carnot}}$$

$$\frac{T_3}{T_1} = \beta^{\frac{1}{\gamma}} = \theta \quad \beta = \theta^{\frac{\gamma}{1}}$$

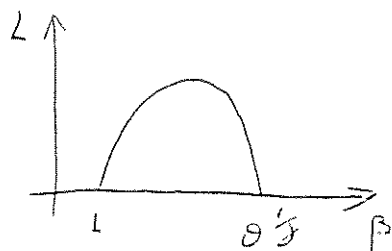
*) andamento del lavoro specifico al variare di β

$$\eta = \frac{L}{Q_1}$$

$$L = \eta Q_1 = \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{1}{\gamma}}}\right) c_p (T_3 - T_1) = c_p T_1 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{1}{\gamma}}}\right) (\theta - \beta^{\frac{1}{\gamma}})$$

$$L = c_p T_1 \left(\theta - \beta^{\frac{1}{\gamma}} - \frac{\theta}{\beta^{\frac{1}{\gamma}}} + 1\right)$$

$L = 0$ per $\beta = 1$ caso a) e per $\beta = \theta^{\frac{\gamma}{1}}$ caso b)



calcolo il valore di β per cui si ha lavoro massimo

$$\frac{\partial L}{\partial \beta} = -c_p T_1 (\gamma \beta^{\gamma-1} - \gamma \theta \beta^{-\gamma-1}) = 0$$

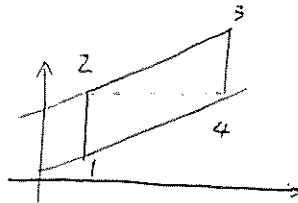
$$\beta^{\gamma-1} = \frac{\theta}{\beta^{\gamma+1}} \quad \theta = \beta^{\gamma-1} \beta^{\gamma+1} = \beta^{2\gamma} \quad \beta = \theta^{\frac{1}{2\gamma}}$$

in corrispondenza del lavoro massimo

$$T_2 = T_1 \beta^{\gamma} = T_1 \theta^{\frac{1}{2}}$$

$$T_4 = \frac{T_3}{\beta^{\gamma}} = \frac{T_3}{\theta^{\frac{1}{2}}} = \frac{T_3}{T_1} \frac{1}{\theta^{\frac{1}{2}}} = T_1 \theta^{\frac{1}{2}}$$

$$T_2 = T_4$$



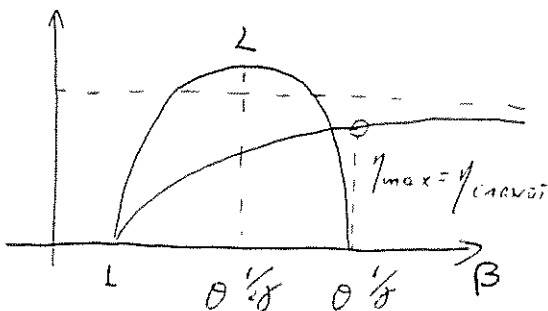
lavoro massimo
ottenibile

$$\eta = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

il rendimento del ciclo ideale è
dirett. proporzionale a K

$K=1.6$ gas monoatomico $\gamma=0.375$ l'aria è un gas biatomico,
 $K=1.4$ gas biatomico $\gamma=0.286$ se si utilizza l'elio il
 $K=1.2$ gas triatomico $\gamma=0.167$ rendimento aumenta

ma ciò è possibile solo
negli impianti chiusi



*) Confronto tra ciclo Joule, Rankine, Hirn.

a) lavoro di compressione

In un impianto a vapore il lavoro di compressione è trascurabile rispetto al lavoro di espansione essendo $\dot{Q}_{h,v} \ll \dot{Q}_{gas}$; in un impianto a gas $L_c \approx \frac{2}{3} L_e$.

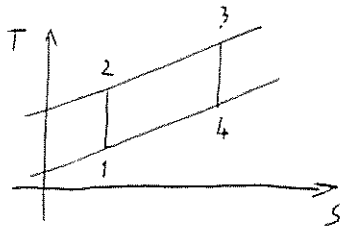
c) Per produrre una potenza di 100 kW in un impianto a vapore ci vuole una turbina di 100 kW in un impianto a gas di 300 kW.

b) rendimento

Per raggiungere nel ciclo Joule temperature T_3 maggiori del ciclo a vapore nel ciclo Joule $T_{m,a}$ e $T_{m,s}$ si discostano molto rispetto a T_3 e T_1 mentre poiché nel ciclo a vapore parte del calore viene fornito a temperatura costante (passaggio di fase) le $T_{m,a}$ e $T_{m,s}$ si avvicinano molto alle temperature esterne del ciclo. Si ha pertanto

$$\eta_{I.V.} > \eta_{I.G.}$$

*) parametri caratteristici e $T_3 \max$



$$T_1 = 300 \text{ K}$$

$$P_1 = 1 \text{ bar}$$

$$P_2 = 10-15 \text{ bar}$$

$$T_2 = 600-650 \text{ K}$$

$$c_p = \frac{1.45}{K_g \text{ K}}$$

Se H_i è il potere calorifero inferiore del combustibile

$$H_i \approx 42'000 \frac{KJ}{kg}$$

$$\dot{m}_c H_i = c_p (T_3 - T_2) (\dot{m}_c + \dot{m}_a)$$

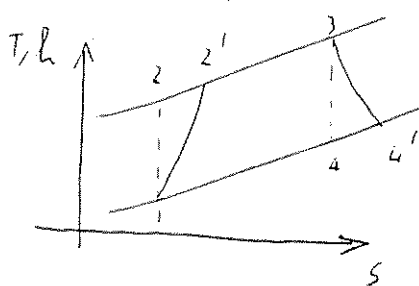
$$H_i = c_p (T_3 - T_2) (1 + \alpha)$$

Il valore minimo di α affinché avvenga la combustione è $\alpha = 14 \div 15$ tuttavia per non avere temperature T_3 superiore ai $1400-1500 \text{ K}$ occorre prendere una miscela più ricca

d'aria con $\alpha \approx 50$

Ciclo Joule reale

In un ciclo reale si ritengono le attrizioni e le rottezioni di calore a $P = \text{cost}$ (trascurabili le perdite per attrito nei condotti) mentre la compressione e l'espansione pur essendo adiabatiche non sono isoentropiche.

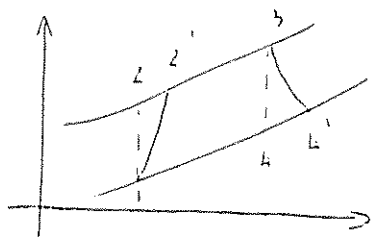


Nel caso reale il lavoro di compressione $h_{2'} - h_1$ sarà maggiore del lavoro di compressione ideale mentre il lavoro di

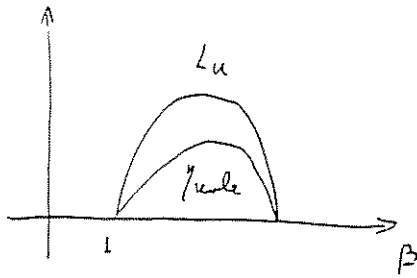
espansione nelle turbine $h_3 - h_{4'}$ sarà minore del lavoro ideale.

Nel ciclo Joule reale è piuttosto facile che si verifichi $L_c = L_e$ e i rendimenti della turbina e del compressore non sono sufficientemente elevati. In tal caso $L_{utile} = 0$

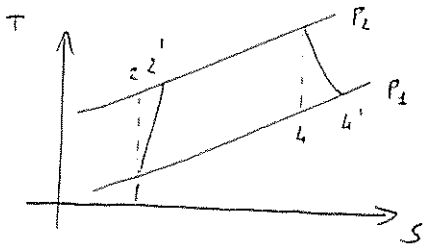
$$\eta = \frac{L_u}{Q_1} = 0 \quad \text{nel caso } L_u = 0 \quad \text{area ciclo} = L_{att}$$



$$\oint T ds = \Delta Q + \Delta L_{att} = Q_1 - Q_2 + \Delta L_{att} \\ = L_u + L_{att} = L_{att}$$

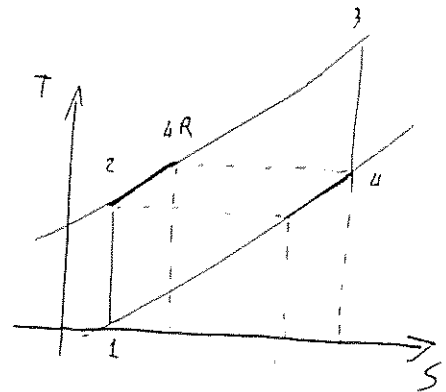
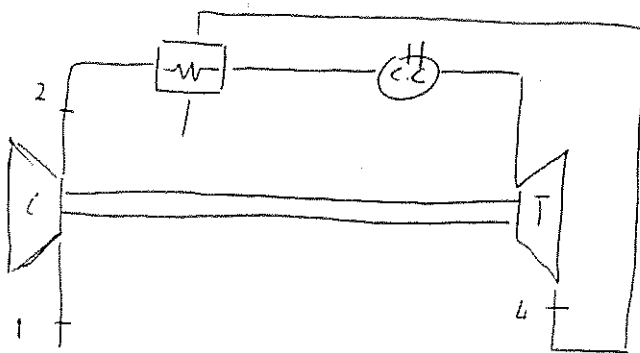


Tecnica della rigenerazione

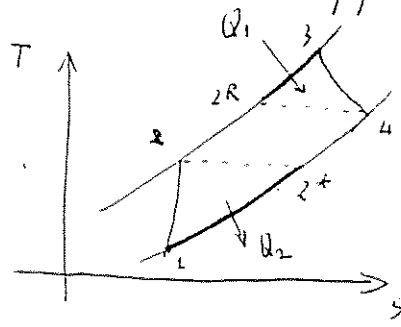


Se la temperatura
2' all'uscita del compressore
è inferiore alla temperatura
4' all'uscita della turbina

allora parte del calore Q_2 ceduto può essere recuperato riscaldando in un apposito scambiatore a superficie detta rigeneratore l'aria in uscita dal compressore con i gas combusti scaricati dalla turbina.



Fissate le temperature T_1 e T_3 la tecnica della rigenerazione è tanto più fruttuosa quanto più basso è il rapporto di compressione β .



Se lo scambiatore è ideale

$$T_{2R} = T_4$$

Nel ciclo viene fornito calore

Q_1 tra le temperature T_3 e T_{2R}

mentre viene ceduto calore tra le temperature T_{2*} e T_1 .

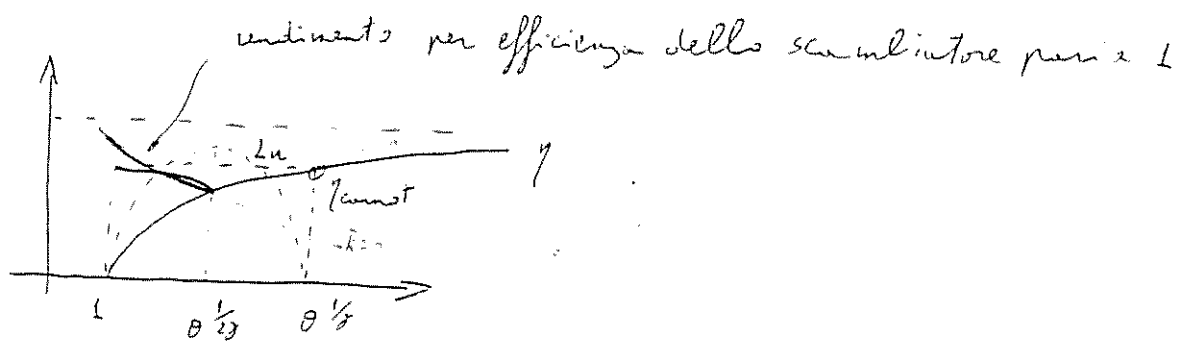
La $T_{m,a}$ cresce mentre la $T_{m,s}$ decresce pertanto si ha un miglioramento del rendimento.

Oppure $\eta = \frac{L_u}{Q_1}$ aumenta diminuendo Q_1 .

$$\text{Per } \beta \rightarrow 1 \quad T_{2R} \rightarrow T_3 \quad \text{e} \quad T_{2*} \rightarrow T_1$$

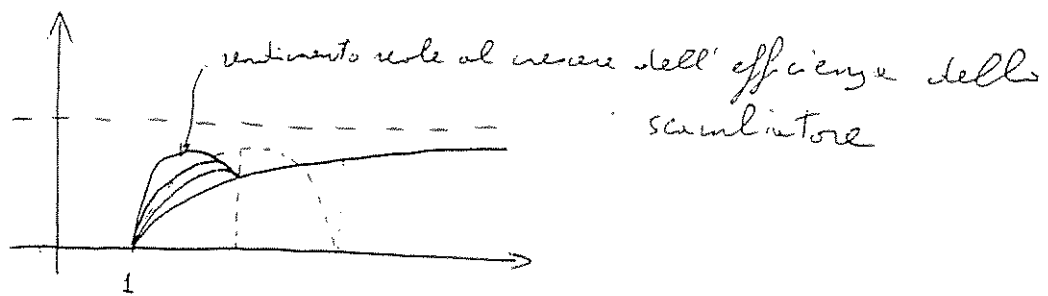
$$\text{pertanto } T_{m,a} \rightarrow T_3 \quad T_{m,s} \rightarrow T_1 \quad \eta = 1 - \frac{T_1}{T_3} = \eta_{\text{carnot}}$$

Per $\beta = 0^{\frac{1}{2\gamma}}$ nel caso ideale $T_4 = T_2$ non è possibile più la rigenerazione pertanto $\eta = \eta_{\text{reg}} / \text{senza reg.}$



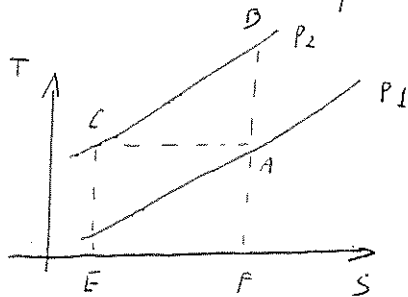
Nel caso di uno scambiatore non ideale $T_{2R} < T_4$

per $\beta \rightarrow 1$ $L_u \rightarrow 0$ $Q_1 \neq 0$ pertanto $\eta = 0$



Tecnica dell'interefrigerazione

* Per comprimere un gas da una pressione P_1 ad una pressione P_2 con $P_2 > P_1$ la compressione isoterma è quella che richiede minor lavoro



Se opera la trasformazione adiabatica AB compie un lavoro specifico pari a $h_B - h_A$

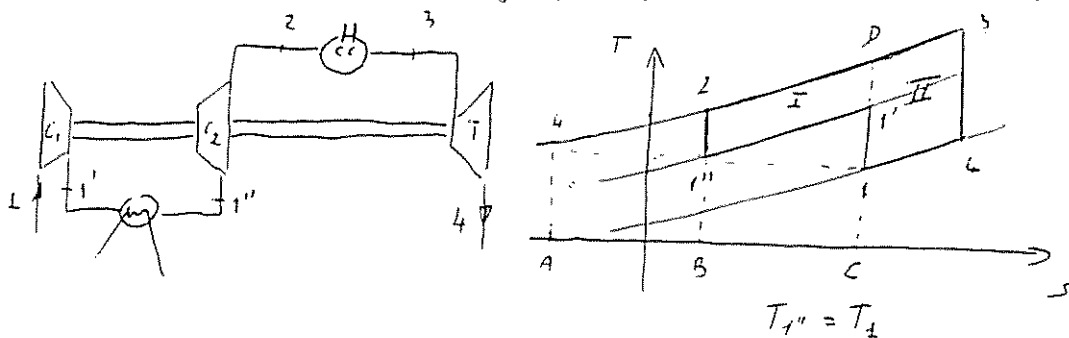
$$= h_B - h_C + (h_C - h_A) \quad \underset{O' (T=\text{cost})}{=} \int_C^B T dS + \int_C^B T dS = \text{area ECBF}$$

Se opera la trasformazione isoterma AC il lavoro è pari al calore che viene soppresso $L = Q = \int_A^C T dS = \text{area ECA}$

L'area CAB è l'area che si risparmierebbe per una compressione isoterma anziché adiabatica.

In realtà non esistono compressori che lavorano isotermicamente pertanto per avvicinarsi ad una trasformazione isoterma possiamo applicare una compressione frangonata in 2 oppure

più stadi con una interrefrigerazione intermedia.



Con un compressore si effettua il lavoro di compressione utile:

$L_{c1} = A(1'1''B) = \text{calore sottratto alla refrigerazione}$

$L_{c2} = A(42B)$ $L_{tot} = A(1'1''24A)$; guadagno rispetto alla compressione adiabatica monostadio l'area $(1''201')$

Il lavoro utile con l'interrefrigerazione aumenta aumentando l'area del ciclo.

Dividendo la trasformazione nei cicli

I e II si ha

$$\eta_{\text{inter}} = \frac{\eta_I Q_{I,1} + \eta_{II} Q_{II,1}}{Q_{I,1} + Q_{II,1}}$$

se indico con $\beta = \frac{P_2}{P_1}$

$$\beta_1 = \frac{P_{1'}}{P_1}$$

$$\beta_2 = \frac{P_2}{P_{1'}}$$

$$\eta_I = 1 - \frac{1}{\beta_2^\gamma} \quad \eta_{II} = 1 - \frac{1}{\beta^\gamma}$$

essendo $\beta > \beta_2$ $\eta_{II} > \eta_I$ pertanto il rendimento
con interrefrigerazione è inferiore al rendimento
senza interrefrigerazione $\eta_{inter} < \eta_{II} = \eta$

Massimizzazione del lavoro utile con
un'interrefrigerazione

$$\begin{aligned} L &= L_1 + L_2 = c_p (T_1' - T_1) + c_p (T_2 - T_1) = c_p T_1 \left(\frac{T_1'}{T_1} - 1 \right) + \\ &+ c_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = c_p T_1 (\beta_1^\gamma - 1) + c_p T_1 (\beta_2^\gamma - 1) = \\ &= c_p T_1 (\beta_1^\gamma + \beta_2^\gamma - 2) = c_p T_1 \left(\beta_1^\gamma + \frac{\beta^\gamma}{\beta_1^\gamma} - 2 \right) \end{aligned}$$

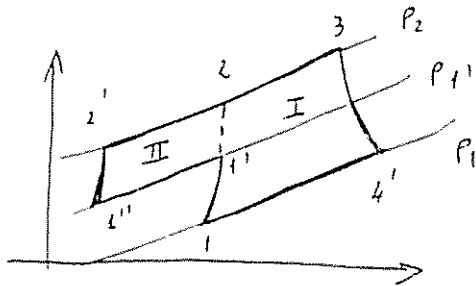
$$\beta_1 \beta_2 = \beta$$

$$\frac{\partial L}{\partial \beta_1} = \gamma \beta_1^{\gamma-1} - \gamma \beta^\gamma \beta_1^{-\gamma-1} = 0$$

$$\beta_1^{\gamma-1} - \frac{\beta^\gamma}{\beta_1^{\gamma+1}} = 0$$

$$\beta^\gamma = \beta_1^{2\gamma} \Rightarrow \beta_1 = \beta_2 = \sqrt{\beta}$$

Aumento del rendimento di un ciclo reale Joule con una interrefrigerazione.



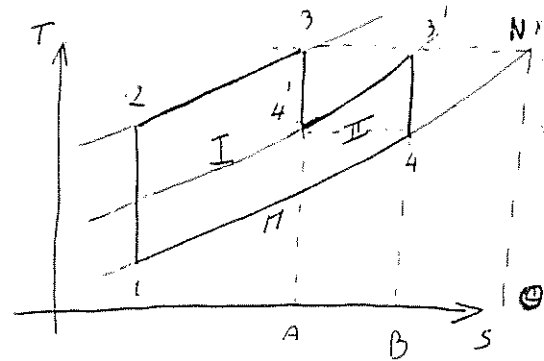
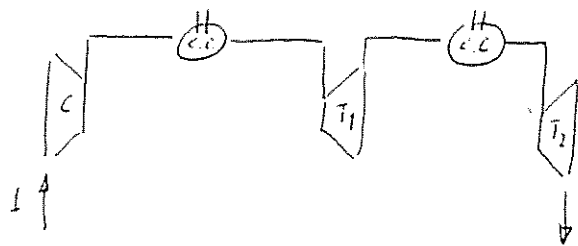
Nel caso di un ciclo reale

$$\eta_{II} = 1 - \frac{1}{\beta_2^{\frac{m-1}{m}}}$$

Il rendimento del II ciclo cresce al crescere di β_2 e per β_2 alti può essere superiore al rendimento del ciclo I pertanto il rendimento di un ciclo reale con interrefrigerazione può essere superiore al rendimento di un ciclo senza interrefrigerazione. Nel caso del ciclo reale bisogna trovare un compromesso tra $\beta_2 = \sqrt{\beta}$ che rende massimo il lavoro utile e $\beta_2 \rightarrow \beta$ che massimizza il rendimento. Con la tecnica dell'interrefrigerazione si innalza anche la temperatura del punto 2 pertanto è più facile operare la tecnica della rigenerazione.

Tecnica della ricombustione

Supponiamo di funzionare l'espansione in Turbina con una opita adduzione di calore. Tale tecnica prende il nome di ricombustione.



Con una espansione senza ricombustione il lavoro utile è pari all'area $A(ANVO)$ mentre, con una ricombustione il lavoro utile è pari a $A(A4'3'B) = \text{area I espansione}$ più $\{A(B4VO) = \text{lavoro II compressione}\} -$

Con una ricombustione il lavoro utile aumenta di $A(M4'3'4)$

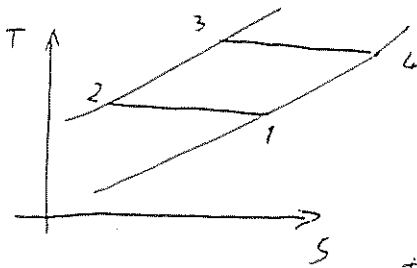
$$\eta = \frac{\eta_I Q_I + \eta_{II} Q_{II}}{Q_I + Q_{II}}$$

Il ciclo II ha rapporto di compressione inferiore al ciclo I

pertanto $\eta_{II} < \eta_I$. Il rendimento ideale di un ciclo con rigenerazione è sempre inferiore al rendimento di un ciclo senza rigenerazione. Tuttavia nel caso reale per β_2 sufficientemente alto il rendimento di un ciclo reale con ricombustione può essere più alto del rendimento di un ciclo senza ricombustione.

Ciclo Eriksson

Considero un ciclo con infiniti frazionamenti dell'espansione e della compressione. Si ottiene un ciclo detto di Eriksson.



In tal ciclo si ottiene il massimo lavoro ma il minimo rendimento.

Se il calore ceduto dalla

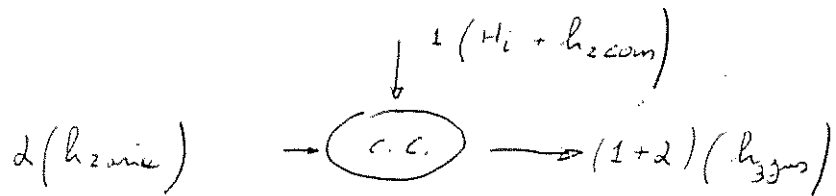
trasformazione 4-1 venisse integralmente

ceduto alla trasformazione 2-3 si avrebbe

addizione e sottrazione di calore a $T = \text{cost}$ e il

rendimento sarebbe pari a quello di Carnot $\eta = 1 - \frac{T_1}{T_3}$

Camera di combustione



$$h_{1,i} y_{comb.} = (1+d) c_p (T_3 - T_2)$$

$$d = \frac{m_a}{m_c} \quad 8 < d < 20 \quad \text{intervallo in cui \u00e8 possibile realizzare la combustione.}$$

d_{st} = rapporto di miscela che da luogo ad una combustione completa e perfetta.

$d > d_{st}$ miscela magra

$d < d_{st}$ miscela ricca

*) Tipi di combustione

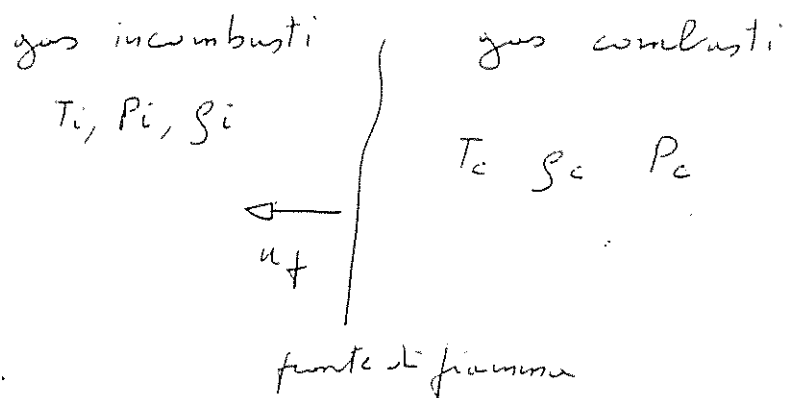
Le combustioni possono essere costituite da miscele omogenee e miscele eterogenee.

Nel I caso α è costante in ogni punto della camera di combustione nel II caso α non è costante.

- La combustione è detta premiscelata quando combustibile e aria sono intimamente in contatto prima della combustione.

Si ha in questo caso lo stesso rapporto di miscela.

- La combustione è detta diffusiva quando l'aria ed il combustibile vengono in contatto nel momento della combustione



La velocità u_f del fronte di fiamma varia secondo le caratteristiche fluidodinamiche.

Nel caso di moto turbolento è favorita la miscelazione di combustibile e aria inoltre la velocità del fronte di fiamma è maggiore.

$$u_f \text{ turbolento} > u_f \text{ laminare}$$

* Camera di combustione.

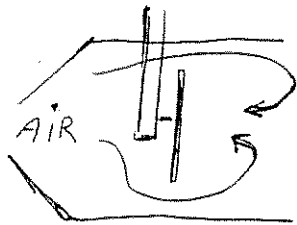
Una buona camera di combustione deve avere le seguenti proprietà:

- 1) elevato rendimento di combustione -
 - 2) combustione stabile
 - 3) facilità di accensione combustibile
 - 4) perdite di carico ridotte
 - 5) emissioni inquinanti basse
 - 6) temperature dei gas combusti non troppo elevate per proteggere la paletteatura delle turbine.
- } dipendono da d .

In una camera di combustione occorre rallentare il flusso d'aria per vari motivi:

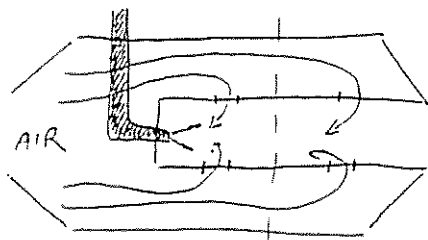
- 1) per ottenere migliore miscelazione
- 2) per evitare lo spegnimento della combustione
- 3) per diminuire le perdite di carico proporzionali a V^2 .

Per rallentare la velocità dell'aria la prima parte della camera ha forma divergente inoltre si fa uso di un deflettore che oltre a rallentare l'aria permette un suo riciclo e un mescolamento migliore con il combustibile.



Affinché avvenga la combustione occorre una miscela ricca, tuttavia per evitare temperature di uscita troppo alte occorre aumentare la quantità di aria rispetto al combustibile.

Il tubo di fiamma della c.c. ha proprio la funzione di dividere il flusso d'aria in due getti: il primo determina la combustione il secondo raffredda le temperature di scarico.



combustione
primaria

$d = 15$

$T = 2200^{\circ}\text{C}$

diluzione

$d = 60$

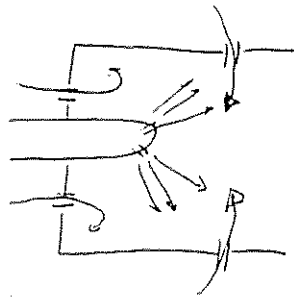
$T = 1200^{\circ}\text{C}$

$\eta_{\text{comb}} \approx 0.92$

Per avere una buona combustione
l'iniezione del combustibile deve avere le
seguenti caratteristiche:

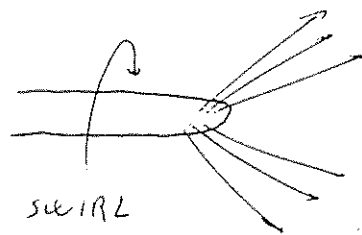
- 1) permettere atomizzazione del combustibile
- 2) ottenere un buon mescolamento
- 3) generare il fenomeno della turbolenza
per migliorare il mescolamento
- 4) elevate pressioni per penetrare
uniformemente nell'aria.

Il getto di combustibile viene diviso in più getti (iniettore multi jet) per facilitare il mescolamento con l'aria.

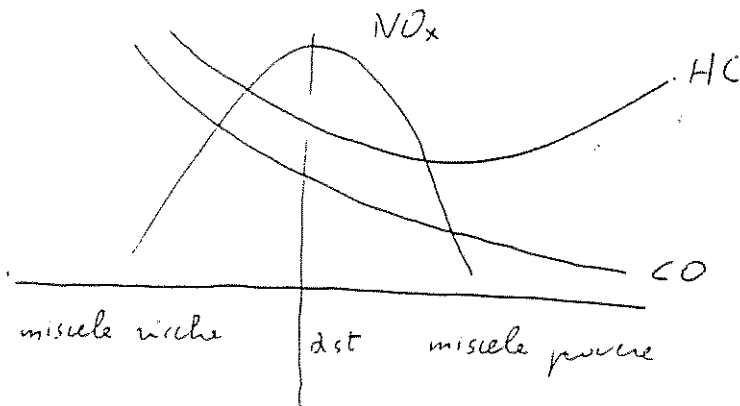


Inoltre si dispongono delle prese d'aria nello stesso lato dell'iniettore per avere un'ulteriore mescolamento con l'aria.

Spesso il fluido iniettato è dotato di moto rotatorio swirl per migliorare il mescolamento.



*) Emissione gas inquinanti



- 1) formazione degli ossidi di azoto NO_x alle alte temperature ($d \approx 2,5t$)
- 2) formazione di CO per miscela ricca in cui manca O_2 per formare CO_2
- 3) formazione di idrocarburi incomposti per miscela ricca o per miscela troppo povera che non permettono una totale combustione.

Problemi piogge
acide e fenomeni
di corrosione

reazione con O_3
riduzione strato di
ozono

Turbine a gas

Le turbine a gas aeronautiche iniziarono ad essere sviluppate prima delle turbine a gas industriali, nel corso della II guerra mondiale, grazie a consistenti finanziamenti che i governi di numerosi paesi devolsero alle spese militari.

La turbina a gas aeronautica è stata sviluppata con riferimento a particolari obiettivi:

- 1) Valori elevati: Potenza/Peso
- 2) Ingombri ridotti
- 3) Valori modesti del consumo specifico.

Per ottenere valori elevati della potenza è necessario raggiungere T_3 elevate

La riduzione di peso si ottiene garantendo una attenta scelta dei materiali.

Per ridurre l'ingombro frontale è necessario conferire all'impianto una forma quanto più possibile vicina a quella di un cilindro con diametro contenuto. L'ingombro frontale del compressore deve essere uguale a quello della turbina mentre le camere di combustione sono disposte tra le due macchine concentricamente all'albero.

Per poter ottenere consumi bassi si provvede ad ottimizzare il rendimento.

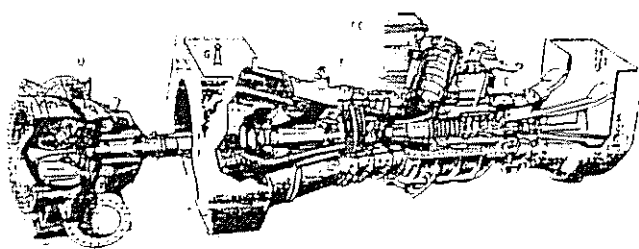


Fig. VII.1 — Impianto motore con turbina a gas (HISPANO-SUIZA).
I. Ingresso aria; C. Compressore assiale; CC. Camere di combustione; T. Turbina assiale; U. Utilizzatore (compressore centrifugo di spinta gas); G. Uscita gas combusti.

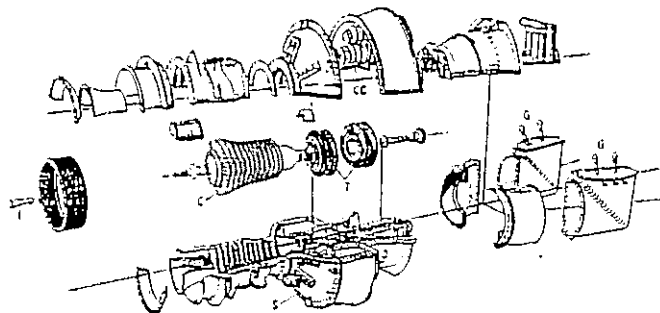


Fig. VII.2 — Vista esplosa di un impianto con turbina a gas (ORENDA DIVISION).
I. Ingresso aria; C. Compressore assiale; CC. Camera di combustione; T. Turbina assiale; S.
Semicassa inferiore; G. Uscita gas combusti.

Se il corso utile agisce il propulsore
ad elica si parla di turborelca.

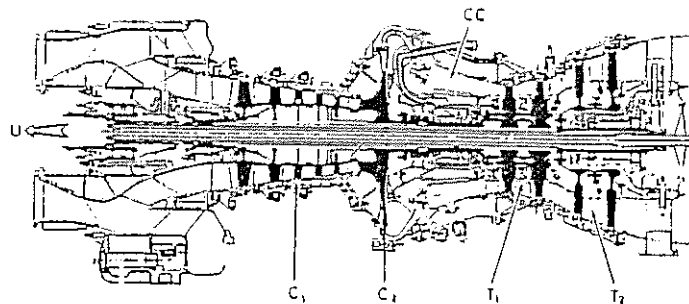


Fig. VII.21 — Schema di turbina a gas aeronautica (turboelica).
C₁. Compressore assiale di bassa pressione; C₂. Compressore centrifugo di alta pressione;
CC. Camera di combustione; T₁. Turbina che aziona C₁ e C₂; T₂. Turbina che aziona
l'utilizzatore (elica); U. Utilizzatore (elica).

Si parla di turbogetto quando l'impianto è realizzato in modo che il lavoro ceduto dai gas alla turbina è pari al lavoro richiesto dal compressore. L'ulteriore salto entalpico disponibile è trasformato in energia cinetica mediante un ugello a valle della turbina.

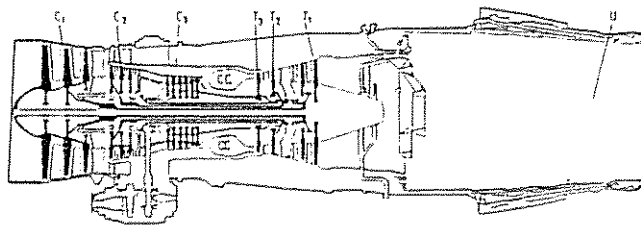


Fig. VII.19 — Schema di turbina a gas aeronautica (turbogetto).
 C₁, Compressore di bassa pressione; C₂, Compressore di media pressione; C₃, Compressore di alta pressione; CC, Camera di combustione; T₁, Turbina che aziona C₁; T₂, Turbina che aziona C₂; T₃, Turbina che aziona C₃; U, Ugello che accelera i gas di scarico.

Le turbine a gas industriali
heavy-duty si sono sviluppate dopo la II guerra
mondiale.

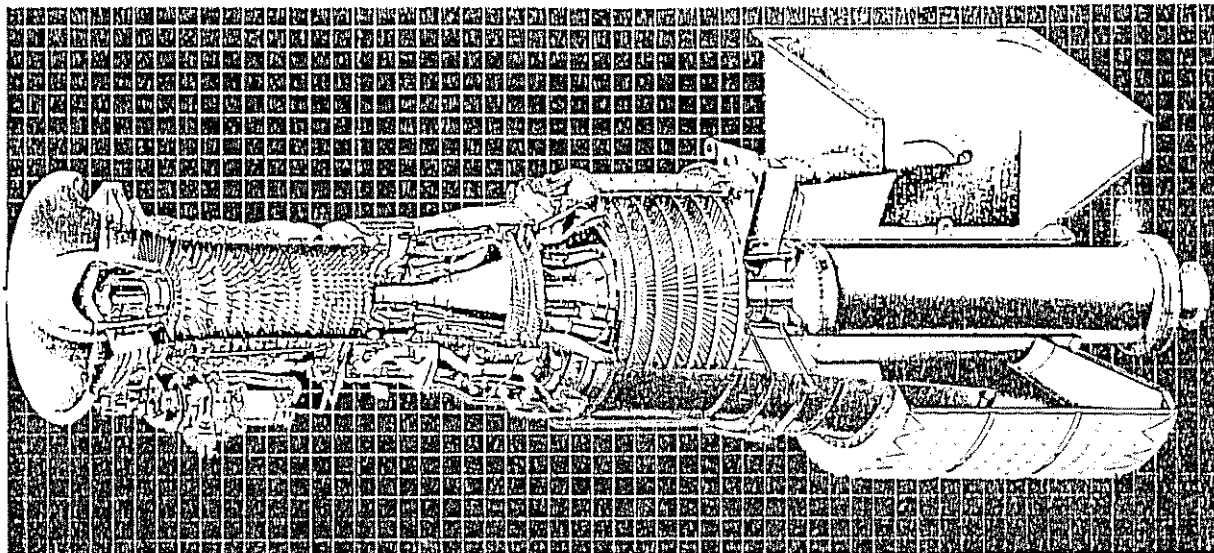
Per queste turbine è richiesta una vita
lunga e un elevato valore del lavoro utile.

Non dovendo sottostare alle limitazioni di
ingombro tali turbine sono più robuste
e vengono sfruttate in base al massimo
lavoro utile.

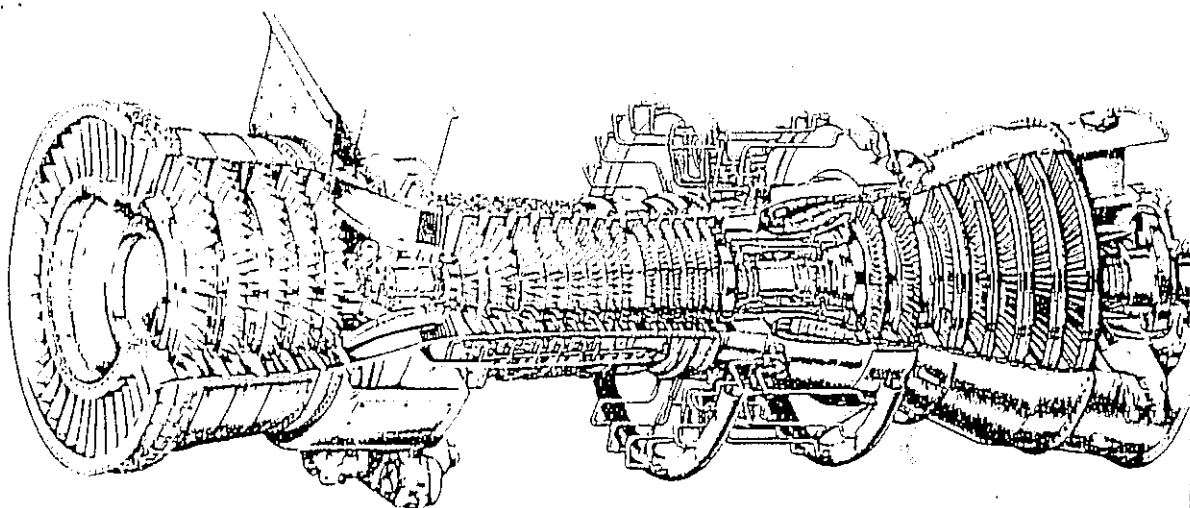
Poiché le turbine aeronautiche hanno
raggiunto elevati gradi di sicurezza e
affidabilità alcune turbine heavy-duty
sono ottenute proprio dalle turbine
aeronautiche.

Fra i vari vantaggi che offre la turbina a gas rispetto agli impianti a vapore i principali sono:

- 1) Ridotte dimensioni (non essendo presente il generatore di vapore)
- 2) Capacità di erogare subito la potenza massima.
- 3) Riduzione di costi e tempi di installazione
- 4) Grande affidabilità e facile manutenzione.

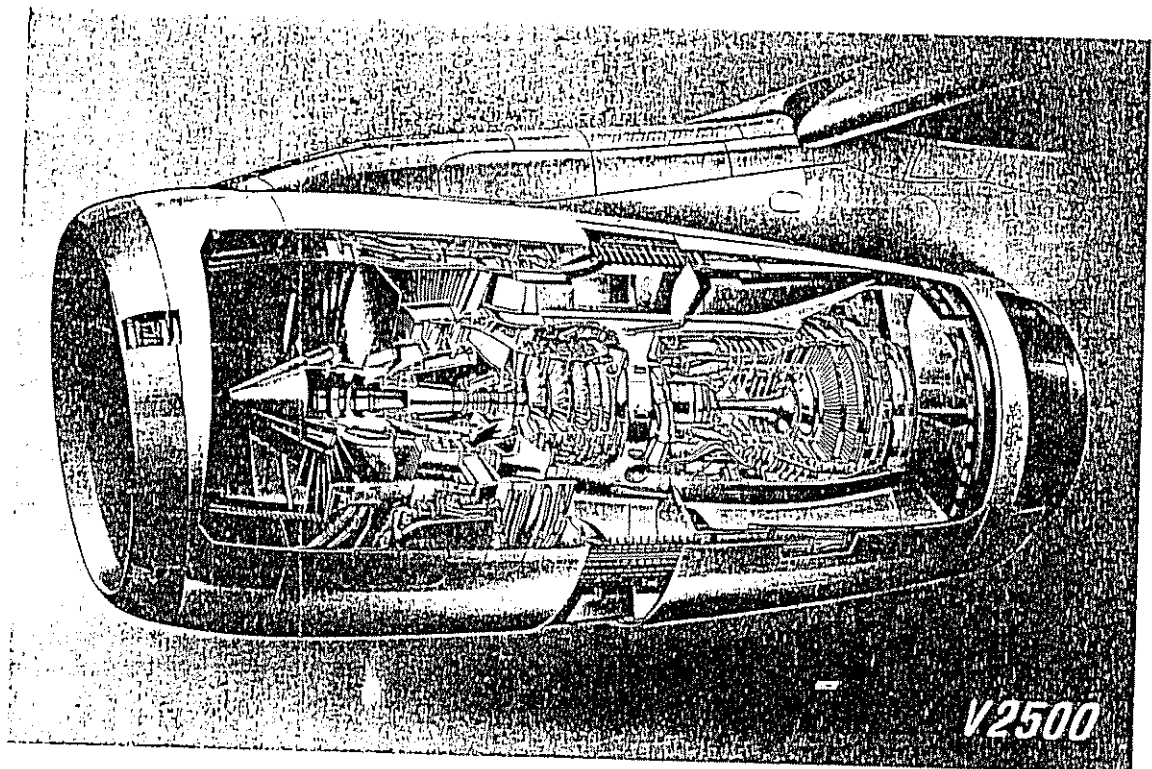


Tav. XXVIII — Turbina a gas di derivazione aeronautica LM 2500 per la propulsione navale (GENERAL ELECTRIC). Deriva dal motore aeronautico TF39/CF-6 che equipaggia aerei militari, quali il C-5 Galaxy, e commerciali quali il DC-10, il Boeing 747 (Jumbo) e l'Airbus A-300.
 $P = 20\,500\text{ kW}$, $\eta_e = 9\,300\text{ kJ/kWh}$ ($\eta_g \approx 0,37$).

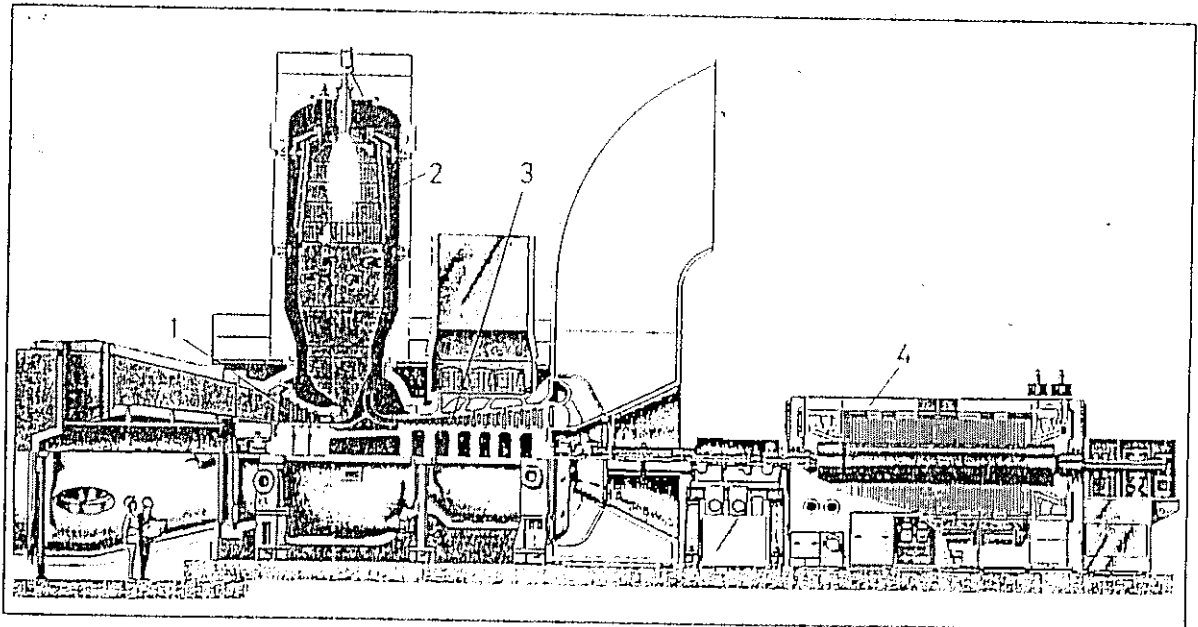


Tav. XII — Spaccato di turbina a gas di derivazione aeronautica LM 6000 per applicazioni industriali (GENERAL ELECTRIC). Deriva dal motore aeronautico CF6-80C2 che equipaggia aerei commerciali dal 1985 e sarà disponibile entro il 1992.
 $P = 42\,155\text{ kW}$, $\eta_e = 11\,650\text{ kJ/kWh}$ ($\eta_g \approx 0,415$).

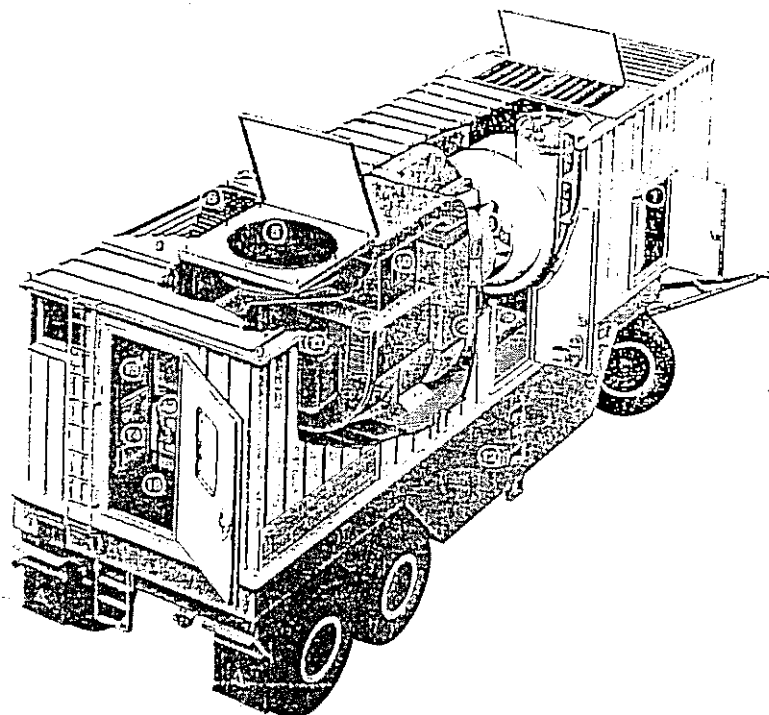
Si noti il compressore di bassa pressione costituito da cinque stadi seguito dal corpo di alta pressione costituito da ben quattordici stadi, segue la camera di combustione di tipo anulare, la turbina a gas di alta pressione (due stadi) che aziona il compressore di alta pressione ed infine la turbina a gas di bassa pressione (cinque stadi) che aziona il compressore di bassa pressione e l'alimentatore.



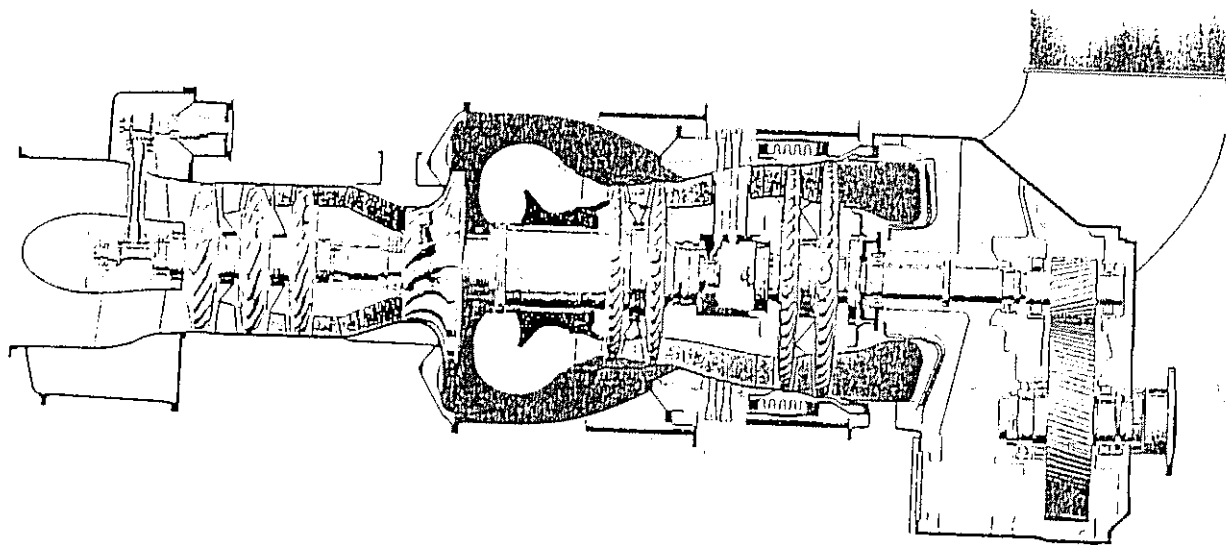
Tav. X — Spaccato di turbogetto (I-1/E).



Tav. XI — Turbina a gas industriale Type 11B per la produzione di energia elettrica (BROWN BOVERI)
 $P \approx 140 \text{ MW}$; $T_3 \approx 990^\circ \text{C}$; $p_3 / p_1 = 14.0$; $\eta_c \approx 0.31$
 1. Turbina, 2. Camera di combustione, 3. Compressore, 4. Alternatore



Tav. 1311 — Gruppo elettrogeno mobile con turbina a gas da 1.400 kW (KONSBERG).
 1. Filtro aria; 2. Sistema di alimentazione combustibile e lubrificazione; 3. Silenziatori aria in
 ingresso; 4. Involucro insonorizzato; 5. Ventilatore; 6. Refrigeratore ad aria dell'olio lubrifi-
 cante; 7. Turbina a gas; 8. Motore di lancio; 9. Alternatore; 10. Interruttore principale; 11.
 Regolatore di tensione; 12. Telaio; 13. Serbatoio combustibile; 14. Batterie; 15. Pannello di
 controllo; 16. Sala di controllo.



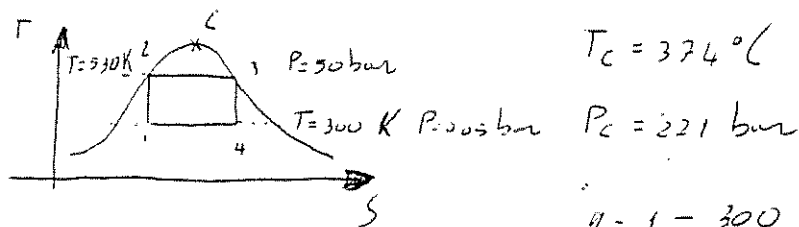
Tav. 1312 — Spaccato di turbocarga (TURBOCHARGER).

Impianti a vapore

*) Ciclo di Carnot realizzato sotto la curva a campana

Gli impianti motore a vapore impiegano come fluido di lavoro vapore d'acqua. Poiché un impianto motore primo in cui il fluido di lavoro evolve secondo un ciclo di Carnot tra a parità di T_{max} e T_{min} il maggior rendimento, si cerca di realizzare un ciclo che sia il più prossimo possibile al ciclo di Carnot. Una trasformazione isoterma su un gas può essere realizzata solo mediante infinite compressioni intervallate da interrefrigerazioni. Una trasformazione isoterma su un gas può solo approssimarsi mediante una spezzata costituita da espansioni o compressioni adiabatiche intervallate da sottrazione o adduzione di calore a $P = cost$. Nel campo del vapore saturo per la legge di Gibbs $V = 3 - F$ essendo 2 il numero di fasi la varianza è 1. Pertanto a trasformazioni isobare corrispondono anche

trasformazioni isoterme.



$$\eta = 1 - \frac{300}{530} = 0.4$$

* Problemi alla turbina e al compressore ciclo Rankine.

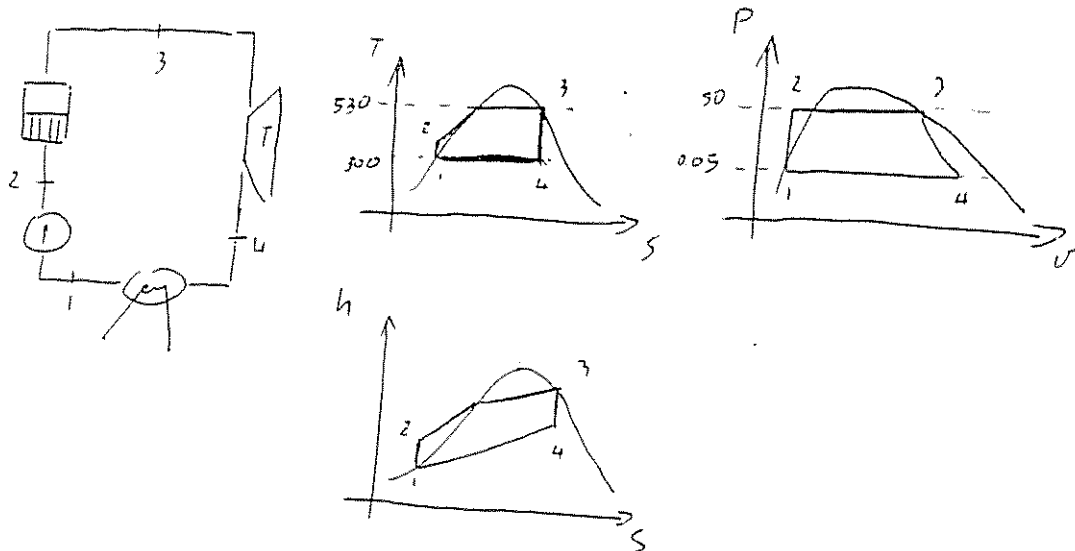
Il ciclo reale a vapore non è quello di Carnot per motivi:

1) Il compressore lavora con un titolo troppo basso ciò comporta la presenza di vapore ed acqua (con percentuali maggiori d'acqua), poiché l'energia delle goccioline d'acqua è diversa da quella del vapore l'impatto sulle pale del compressore non è ideale e il rendimento della macchina diminuisce molto.

2) Poiché il volume specifico del fluido evolvente nel compressore è dello stesso ordine di grandezza del fluido evolvente in turbina il lavoro specifico utile del ciclo è molto basso.

Si preferisce per questo motivo lavorare con un liquido evolvente nel compressore.

*) descrizione ciclo Rankine



In un ciclo Rankine si preferisce lavorare sempre con un ciclo chiuso per 2 motivi:

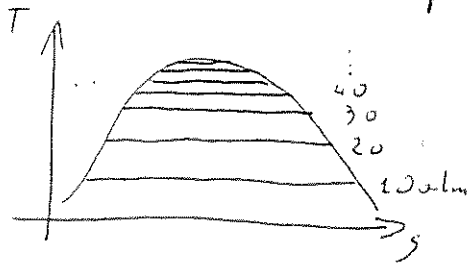
- 1) l'acqua utilizzata deve essere opportunamente trattata per evitare incrostazioni (degasazione, demineralizzazione, dolcificazione) pertanto non conviene l'utlizzarla dopo ogni ciclo.
- 2) per motivi di carattere termodinamico, forte abbassamento del rendimento dell'impianto. Infatti essendo $\eta = 1 - \frac{T_{m,s}}{T_{m,a}}$, nel caso di un impianto a circuito aperto, il vapore sarebbe ceduto all'ambiente a $P_4 = 1 \text{ atm}$, $T_4 = 100^\circ\text{C}$ con relativo abbassamento del rendimento che nei 77

circuiti aperti; non superare il 10%.

*) Metodi per migliorare il rendimento del ciclo Rankine

Poiché il rendimento vale $\eta = 1 - \frac{T_{m,s}}{T_{m,a}}$ per aumentare il rendimento del ciclo Rankine occorre innalzare la temperatura media di riscaldamento e abbassare il più possibile la temperatura media di sottrazione del calore.

Nel diagramma TS le isobore risultano essere sempre più vicine al crescere della Temperatura sotto la curva a campana. Il rendimento aumenta più rapidamente diminuendo la



pressione P_{min} che aumentano la P_{max} .

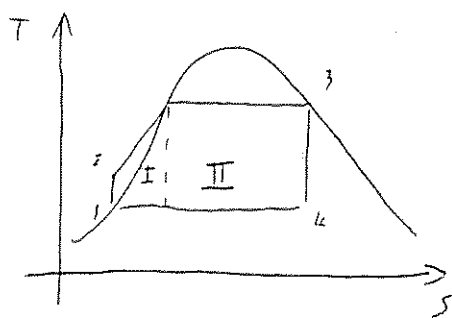
La pressione minima non può essere inferiore a $P=0.05 \text{ atm}$ poiché a tale pressione corrisponde la temperatura di saturazione $T=32^\circ\text{C}$ e la condensazione del fluido può avvenire attraverso uno scambiatore d'acqua in cui circola come fluido refrigerante

acqua a temperatura ambiente.

Se P_{min} fosse inferiore a 0.05 atm sarebbe difficile la refrigerazione del fluido inoltre lo scambiatore di calore sarebbe molto sollecitato lavorando a pressioni estremamente basse.

Al crescere della P_{max} la $T_{m,a}$ cresce sempre meno per l'addensarsi delle isobore vicino al punto critico. Al crescere del $T_{m,a}$ il rendimento, cresce prima velocemente, poi lentamente infine risulta essere addirittura decrescente infatti.

$$\eta = \frac{\eta_I Q_{I,1} + \eta_{II} Q_{II,1}}{Q_{I,1} + Q_{II,1}}$$



per $T_{m,a}$ troppo alta
cresce l'influenza del
ciclo I sul rendimento
globale e diminuisce tale

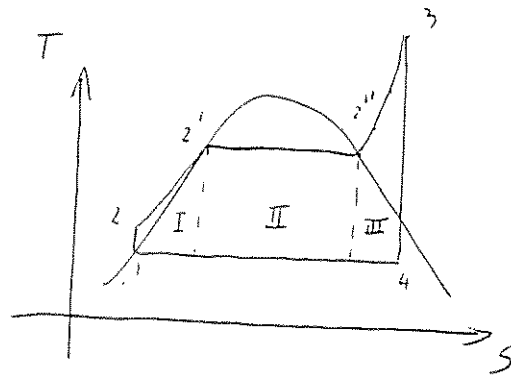
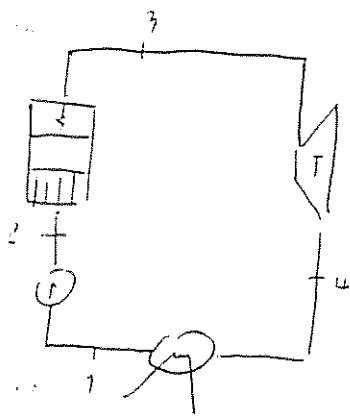
rendimento essendo $\eta_I < \eta_{II}$

Solitamente nel ciclo Rankine $P_{max} = 50 \text{ atm}$

$T_{max} = 530 \text{ K}$ infatti non conviene avere pressioni maggiori per 2 motivi.

- 1) Al crescere della pressione la T_{max} e quindi il rendimento cresce sempre meno velocemente.
- 2) Una pressione più alta porterebbe allo scarico della turbina un titolo minore dell'80% con relativo basso rendimento della turbina.

* Ciclo Hirn



Il generatore di vapore di un ciclo Hirn è costituito da un primo elemento che aggiunge calore al liquido mediante la trasformazione $2-2'$; un secondo elemento che riscalda il vapore saturo (trasformazione $2'-2''$) ed infine un surriscaldatore che fornisce calore al vapore (trasformazione $2''-3$).

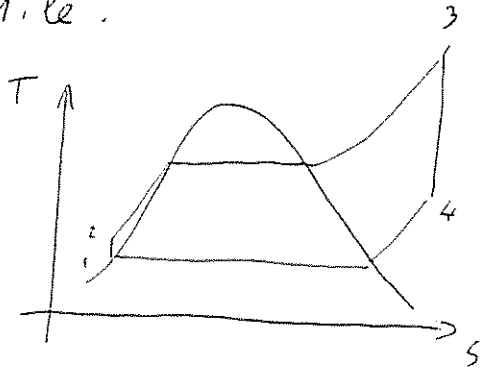
Duplica il beneficio ottenuto dal suriscaldamento del ciclo Hirn:

1) Poiché $\eta = \frac{\eta_I Q_{I,1} + \eta_{II} Q_{II,1} + \eta_{III} Q_{III,1}}{Q_{I,1} + Q_{II,1} + Q_{III,1}}$, il rendimento

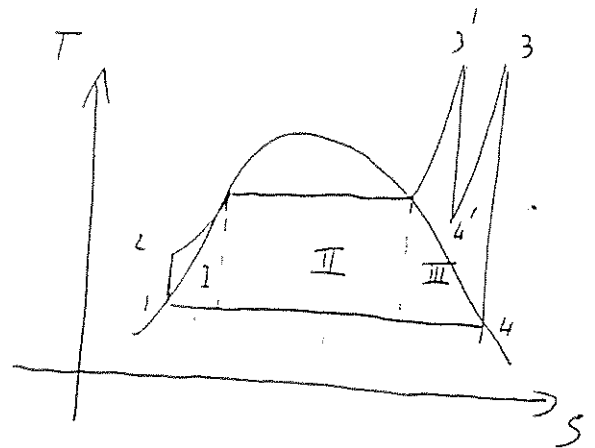
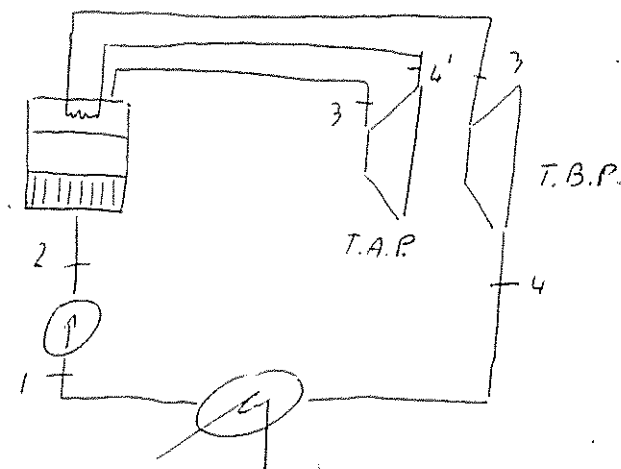
del ciclo Hirn è sempre superiore al rendimento del ciclo Rankine per l'apporto del ciclo III con $\eta_{III} > \eta_{II} > \eta_I$.

2) Il suriscaldamento del ciclo Hirn permette di avere un titolo più elevato all'uscita della turbina con un miglioramento del rendimento della turbina stessa. La pressione P_{max} del ciclo Hirn supera quella del ciclo Rankine non essendoci problemi di titolo basso all'uscita della turbina. $P_{max} \approx 150 \text{ bar}$, la temperatura massima del ciclo T_{max} difficilmente supera 1000°C per evitare elevate sollecitazioni termiche nel generatore di vapore e nelle

turbina e per evitare che il punto 4 si trovi fuori dalla curva a campana, ciò comporterebbe una riduzione del rendimento e del lavoro utile.



* Risurriscaldamento



I vantaggi del risurriscaldamento sono notevoli

- 1) Permette di ottenere T_{tot} elevati alla fine dell'espansione della turbina anche senza raggiungere T_{max} troppo elevate.

2) Permette di aumentare il rendimento del ciclo infatti $\eta = \frac{\gamma_I Q_{I,1} + \gamma_{II} Q_{II,1} + \gamma_{III} Q_{III,1}}{Q_{I,1} + Q_{II,1} + Q_{III,1}}$ poiché

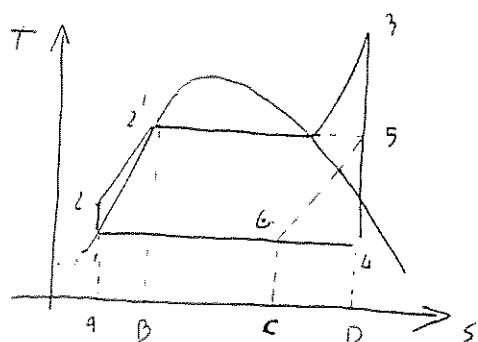
Q_{III} nel caso di surriscaldamento aumenta, aumenta il peso di γ_{III} che è il più elevato di tutti con conseguente aumento di η .

3) Aumento del lavoro utile specifico (area del ciclo) che comporta a parità di potenza una minore portata massica evolvente e quindi una riduzione di dimensioni e di costi dell'impianto.

Lo svantaggio di tale tecnica deriva dalle difficoltà costruttive dell'impianto, le turbine ad alta pressione operano su fluidi più densi con minori volumi, le turbine a bassa pressione lavorano su fluidi meno densi con maggiore volume. Occorrono differenze costruttive tra le due turbine inoltre i condotti che portano

alla seconda turbina devono essere molto più lunghi di quelli della prima turbina avendo il fluido un volume specifico maggiore. Se i diametri dei due condotti fossero uguali la velocità del fluido nel condotto di bassa pressione sarebbe molto alta con nascita di moti turbolenti e perdite di carico consistenti.

Rigenerazione



$$\eta = \frac{\eta_I Q_{I,1} + \eta_{II} Q_{II,1} + \eta_{III} Q_{III,1}}{Q_{I,1} + Q_{II,1} + Q_{III,1}}$$

Sul rendimento del ciclo Hirn il termine $\eta_I Q_{I,1}$ gioca un ruolo sfavorevole perché la $T_{m,a}$ del I ciclo è piuttosto bassa.

Se si potesse scambiare calore tra il vapore che espande nella turbina e l'acqua che deve essere riscaldato si avrebbe un notevole

miglioramento del rendimento

$A(1650) = A(122'13)$ il calore sottratto dalla turbina viene ceduto al fluido nella trasformazione $2-2'$; in questo caso

$$\eta = \frac{\eta_{II} Q_{II,1} + \eta_{III} Q_{III,1}}{Q_{II,1} + Q_{III,1}} \quad \text{il rendimento}$$

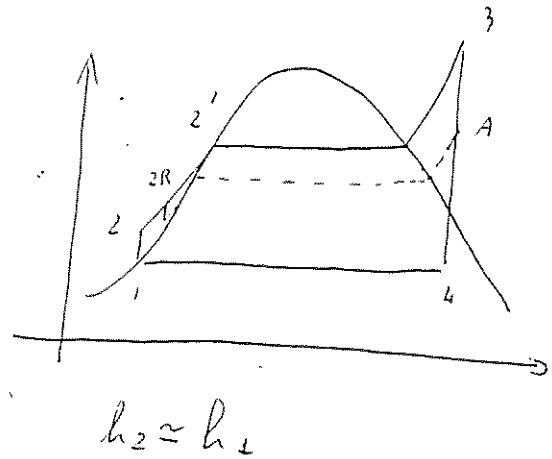
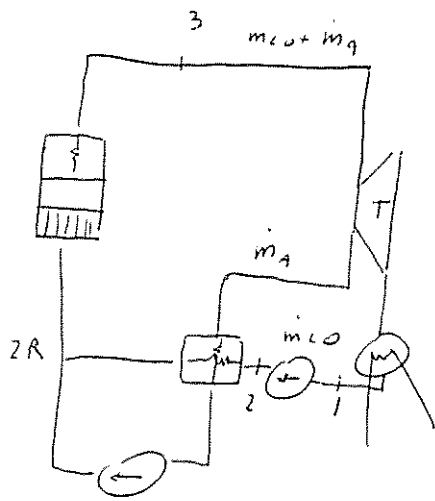
aumenta notevolmente.

Alla realizzazione della rigenerazione si oppongono due ostacoli:

- 1) Il titolo del vapore all'uscita della turbina sarebbe eccessivamente basso;
- 2) Non esistono macchine capaci di realizzare un'espansione con cessione di calore (le turbine e i compressori funzionano adiabaticamente).

Il principio della rigenerazione è applicato negli impianti a vapore con un piccolo artificio (spillamento).

Spillamento



Facendo un bilancio sullo scambiatore si ha
 $m_{CO} (h_{2R} - h_1) = m_A (h_A - h_{2R})$

Lo stesso risultato si può ottenere con uno scambiatore a miscela, in questo caso occorre però che i due fluidi siano alla stessa pressione. Negli scambiatori a miscela si hanno irreversibilità maggiori traonendosi i due fluidi a temperature diverse.

* Miglioramento del rendimento

Con la rigenerazione migliora il rendimento del ciclo poiché il rendimento del ciclo I che è il più basso subisce un aumento perché cresce $T_{u,a}$. Il rendimento diminuisce anche perché il calore somministrato al ciclo I diminuisce.

A parità di T_{eR} è conveniente spillare il fluido caldo alla temperatura più bassa possibile per due motivi:

- 1) il calore del lavoro aumenta facendo espandere l'intera portata massica su un salto entalpico maggiore.
- 2) abbassando h_a a parità di h_{eR} dovrà crescere la portata massica spillata, si evita così il sovradimensionamento della turbina alle basse pressioni (dove il volume del vapore è notevole).

Generatori di vapore

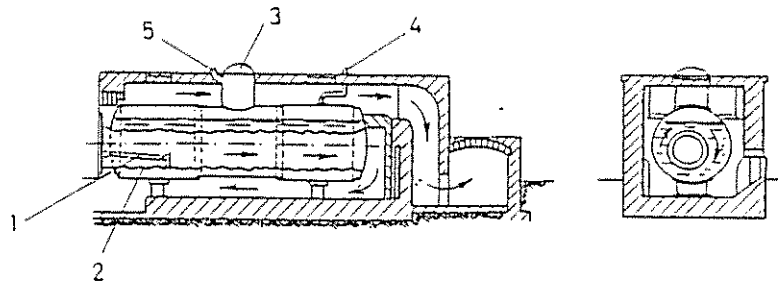


Fig. V.1 — Caldaia tipo Cornuvalgia per impianto fisso.

1. Griglia; 2. Forno ondulato; 3. Duomo; 4. Ingresso acqua alimento; 5. Uscita vapore.

Tali caldaie sono di origine antica 1810 sono ancora usati in piccoli impianti per pressioni modeste intorno ai 15 bar e portate intorno ad $1 \frac{t}{h}$.

CALDAIE A TUBI DI FUMO

1) A ritorno di fiamma

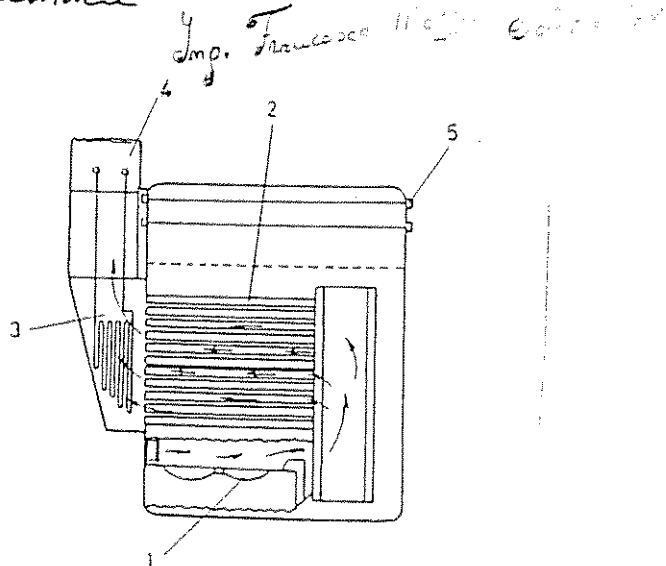


Fig. V.2 — Caldaia scozzese a ritorno di fiamma.

1. Griglia; 2. Fasci tubieri; 3. Surriscaldatore; 4. Cassa a fumo; 5. Tiranti.

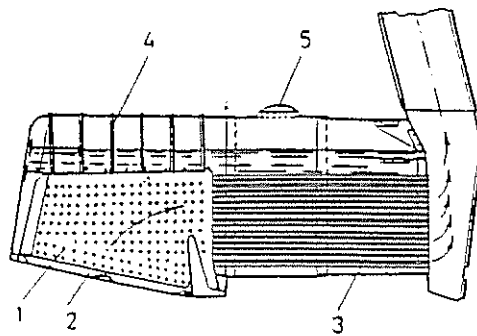


Fig. V.1 — Caldaia tipo locomotiva a fiamma diretta.
1. Forno; 2. Griglia; 3. Tubi di fumo; 4. Tiranti; 5. Ducino.

Le caldaie a tubi di fumo hanno superfici di scambio termico notevoli con potenzialità pari a $10-20 \text{ t/h}$ -

Le caldaie a fiamma diretta hanno anche un volume contenuto pertanto sono state usate per molto tempo per la locomozione ferroviaria a vapore.

CALDAIE A TUBI D'ACQUA

Sono costituite da un involucro nel quale sono disposti grossi fasci tubieri lambiti dall'esterno da gas caldi mentre il liquido, o la miscela liquido-sapone, circola all'interno dei tubi.

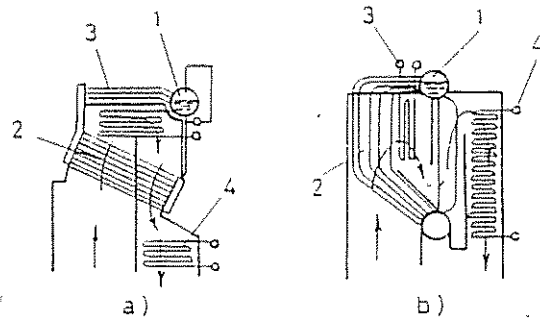


Fig. V.4 — Caldaie a tubi di acqua.

a) A tubi suborizzontali; b) A tubi subverticali.

1. Collettore superiore; 2. Fasci tubieri vaporizzatori; 3. Surriscaldatore; 4. Economizzatore.

Tutti i tubi vaporizzatori si collegano ad un collettore superiore nel quale avviene la separazione del vapore che viene inviato all'utilizzatore dell'acqua che torna in circolazione scendendo attraverso un tubo di condotte.

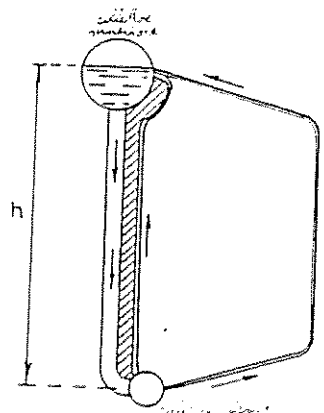


Fig. V.5 — Schema di circolazione naturale.

Le differenze di pressione Δp che genera il moto spontaneo è data da

$$\Delta p = g \cdot h \cdot \Delta \rho$$

l'aumento dell'altezza h è particolarmente favorevole alla circolazione e questo spiega il vantaggio della disposizione a tubi sub-verticali.

e verticali.

Nelle caldaie e tubi d'acqua si realizzano pressioni fino a 150 bar e portate di 100 t/h .

A pressioni di 150 - 160 bar la differenza di densità $\Delta \rho$ è talmente modesta che la circolazione naturale diventa comunque insufficiente. Occorre allora passare ad una circolazione forzata inserendo nel circuito una pompa con il compito di attivare artificialmente il moto del fluido.

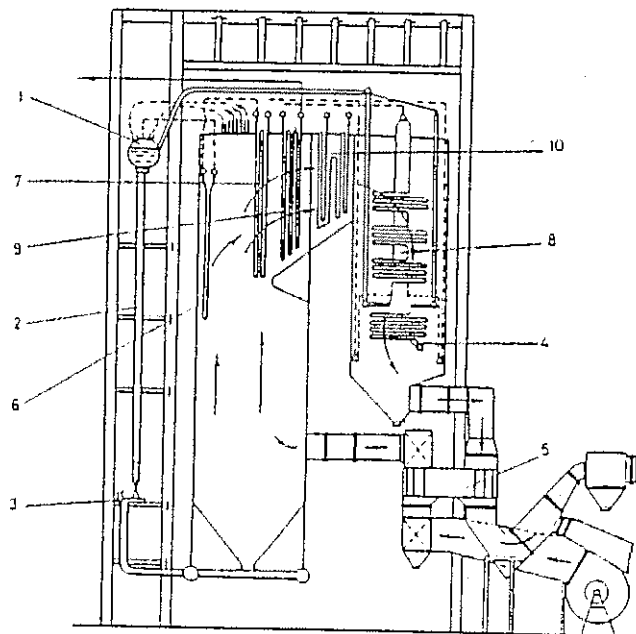


Fig. V.6 — Generatore di vapore della centrale termoelettrica di La Spezia.
1. Collettore; 2. Tubo di caduta; 3. Pompa di circolazione acqua; 4. Economizzatore; 5. Preriscaldatore d'aria rotativo; 6. Primo surriscaldatore; 7. Secondo surriscaldatore; 8. Terzo surriscaldatore a convezione; 9. Quarto surriscaldatore; 10. Riscaldatore.

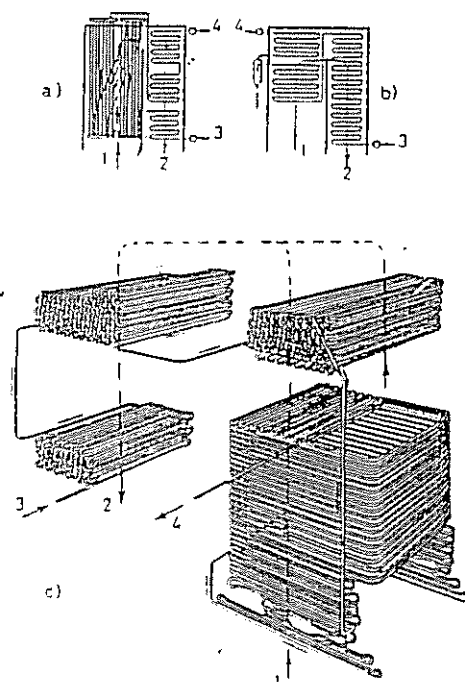


Fig. V.7 — Schemi di caldaie ad attraversamento forzato.
a) Caldaia Benson; b) Caldaia Sulzer; c) Particolare serpentine caldaia Sulzer.
1. Ingresso fumi; 2. Uscita fumi; 3. Ingresso acqua; 4. Uscita vapore surriscaldato.

generatori di vapore di caldaie ad attraversamento
forzato possono avere portate di $2000 \frac{t}{h}$.

COLLETTORE

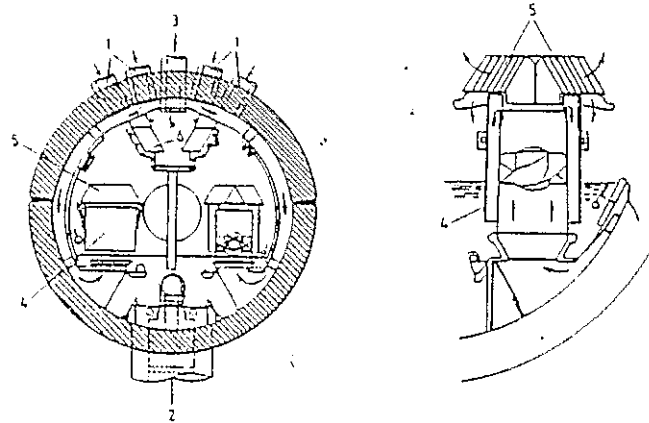


Fig. V.9 — Sezione corpo cilindrico.
1. Tubi vaporizzanti; 2. Tubo di caduta; 3. Tubo uscita vapore; 4. Separatore a ciclone; 5. Separatori secondari; 6. Essiccatori o reti filtranti.

Il miscuglio acqua - vapore arriva dai tubi vaporizzanti 1, passa attraverso i separatori centrifughi a ciclone 4 dove è costretto a seguire una traiettoria elicoidale; in tal modo l'acqua, di densità maggiore, viene centrifugata, sale verso l'alto spaciando in un bordo a colmare che la rimanda verso il basso. Il vapore si dirige verso l'alto ed infine esce dal tubo 3 per l'invio ai suriscaldatori.

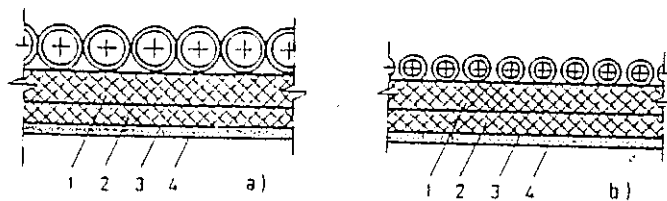


Fig. V.10 — Schermature con fasci tubieri vaporizzatori.
a) Parete a tubi tangenti; b) Parete a pannelli. 1. Primo strato isolante; 2. Secondo strato isolante; 3. Isolante di finitura; 4. Involucro esterno.

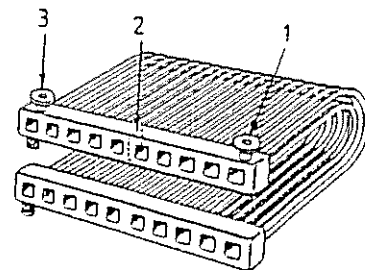


Fig. V.11 — Fascio tubiero surriscaldatore piegato a U.
1. Ingresso; 2. Setto separatore; 3. Uscita.

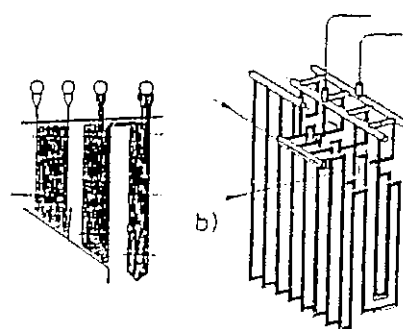
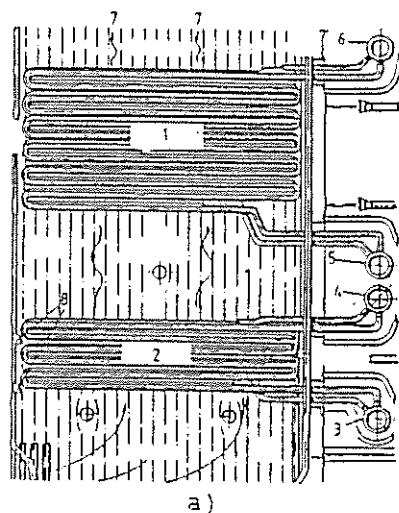


Fig. V.12 — Fasci tubieri surriscaldatori a piegatura multipla. a) Orizzontale; b) Verticale.
1. Surriscaldatore primario; 2. Surriscaldatore secondario; 3. Ingresso secondario; 4. Uscita secondario; 5. Uscita primario; 6. Ingresso primario; 7. Funi all'economizzatore; 8. Supporti.

Di notevole importanza per i generatori di vapore sono i preriscaldatori d'aria che abbassano la temperatura dei gas combusti per preriscaldare l'aria comburente.

I preriscaldatori possono essere di tipo recuperativo o di tipo rigenerativo.

Nei primi si ha un normale scambio termico fumi-aria, nei secondi i grossi lamierini ondulati vengono attraversati alternativamente da fumi e da aria. Durante il passaggio dei fumi si ha accumulo di calore che viene ceduto all'aria nel successivo passaggio.

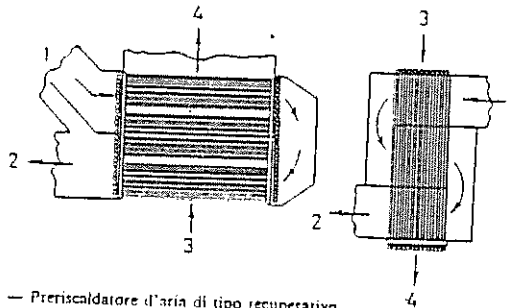


Fig. V.14 — Preriscaldatore d'aria di tipo recuperativo.
1. Ingresso aria; 2. Uscita aria; 3. Ingresso fumi; 4. Uscita fumi.

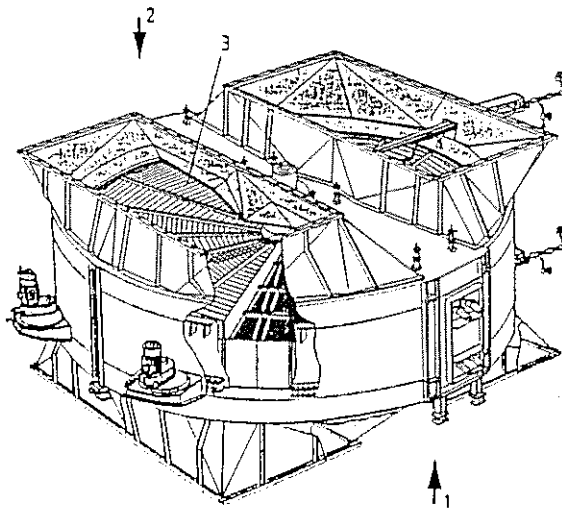


Fig. V.15 — Preriscaldatore d'aria rigenerativo tipo Ljungström
1. Ingresso fumi caldi; 2. Ingresso aria; 3. Tamburo girevole.

97

I combustibili dei generatori possono essere solidi
ad esempio carbone trasportato da una griglia
mobile e bruciato all'interno del forno

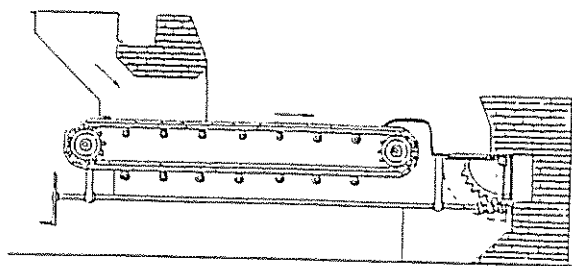


Fig. V.18 — Griglia mobile.

Solidi finemente ridotti per facilitare la combustione
oppure liquidi ridotti in particelle piccolissime
(atomizzazione) all'interno dei polverizzatori.

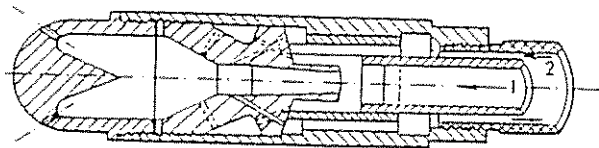


Fig. V.20 — Polverizzatore a vapore.
1. Ingresso vapore; 2. Ingresso nafta.

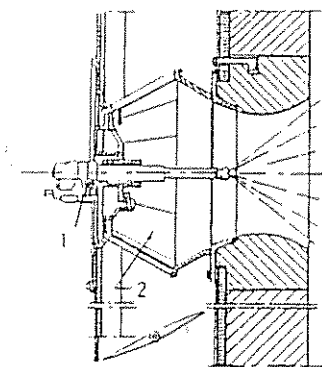


Fig. V.21 — Bruciatore per nafta completo di polverizzatore.
1. Ingresso aria-vapore; 2. Ingresso aria.