

Facoltà di Ingegneria – Università degli Studi di Bologna

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Marco Gentilini

Recupero di energia da fluidi in pressione.

Quaderni del Dipartimento

RECUPERO DI ENERGIA DA FLUIDI IN PRESSIONE.

1 - GENERALITA'.

In diversi impianti per la distribuzione di fluidi, (incomprimibili o comprimibili), strutture impiantistiche o esigenze di economia di trasporto comportano o impongono che i fluidi si trovino o siano mantenuti ad alta pressione, mentre all'utenza sono generalmente richieste pressioni nettamente inferiori.

Si interpongono pertanto, centrali di decompressione mediante gruppi di laminazione.

Si ha quindi a disposizione energia di pressione che altrimenti dissipata può essere utilmente impiegata per la produzione di energia meccanica in macchine operative o elettrica in turbine idrauliche o a gas.

2 - FLUIDI INCOMPRESSIBILI.

In genere gli acquedotti comprendono più serbatoi con funzioni di piezometro e di accumulo alimentati dalle sorgenti e collegati fra di loro con dislivelli di alcune decine di metri. Il salto utile fra questi e fra l'ultimo e l'utenza, che richiede sovrappressioni non superiori a qualche bar, viene generalmente dissipato in valvole di laminazione.

Sono, pertanto, possibili interventi di minidraulica per l'utile impiego dell'energia di quota disponibile.

La valutazione di convenienza è essenzialmente economica con un VAN dell'investimento che risulta:

$$\text{VAN} = \frac{PuTc_k}{t_{ek}} - \left(1 + \frac{a}{t_{em}}\right) qP, \text{ con: } P = gdsQH_{ght},$$

ove: Q portata media;

H_g salto utile;

h_t rendimento globale del gruppo,

ovvero con un costo specifico dell'energia elettrica generata pari a:

$$c_k = \left(1 + \frac{a}{t_{em}}\right) \frac{qt_{ek}}{uT}.$$

Il tempo di ritorno dell'investimento, (TR), risulta, infine:

$$\text{TR} = \frac{q}{uTc_k - a q}.$$

I costi di impianto risultano sufficientemente contenuti e comunque inferiori a quelli relativi alle centrali convenzionali, mentre l'affidabilità delle tecniche di automazione e controllo consente di evitare i costi di

personale decisamente penalizzanti per i sistemi di minidraulica, portando generalmente alla competitività questi sistemi di recupero.

3 - FLUIDI COMPRIMIBILI.

Anche nel caso di fluidi comprimibili per esigenze di economia di impianto e di esercizio si manifesta l'opportunità di differenziare la pressione presente nelle strutture di trasporto e distribuzione da quelle richieste dall'utenza, per cui i fluidi stessi, (se non già disponibili all'origine ad alta pressione), vengono prima compressi e quindi, giunti a monte dell'utenza, laminati in centrali di decompressione.

Nel caso del gas naturale la distribuzione sulle lunghe distanze avviene a pressioni generalmente comprese fra **60 e 70 bar**, con perdite di carico compensate da stazioni di ricompressione.

Nelle stazioni di distribuzione le pressioni vengono ridotte con laminazioni totalmente dissipative, a **12 ÷ 25 bar** e infine ulteriormente diminuite nella rete di utilizzo, (**5 ÷ 6 bar**).

Il salto entalpico, (a meno di una primo abbassamento di pressione necessario per mantenere costante la pressione di ingresso nei gruppi di recupero e per esigenze di misure di portata e per accumulo), del fluido può quindi essere utilmente convertito in energia meccanica o elettrica in turbine a gas.

In tal caso, essendo fissate le condizioni di immissione in rete del gas, (pressione p_s , temperatura T_s), è necessario preriscaldare il gas.

Nota la pressione, (p_o), e la temperatura, (T_a), di alimento, stimato il rendimento rispetto all'isoentropica di espansione in turbina, (h_i), si ottiene il valore della temperatura di preriscaldamento, (T_o), tramite le

relazioni: $T_o = T_s \left(\frac{p_o}{p_s} \right)^{\frac{k-1}{k}}$, con: $k = \frac{c_p}{c_v}$, e T_s temperatura di fine

espansione isoentropica; $h_i = \frac{T_o - T_s}{T_o - T_s}$, da cui:

$$T_o = T_s \frac{1}{(1 - h_i) + h_i \left(\frac{p_s}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

La potenza meccanica, (o elettrica), resa, (P), e quella termica di preriscaldamento, (Q), risultano pertanto:

$$P = G c_{pm}(T_o - T_s) h_m h_e; \quad Q = G c_{pm}(T_o - T_a)/h_g,$$

con: G portata di gas;
 c_{pm} calore specifico medio del gas.

Anche in caso di semplice laminazione, a monte della rete di utilizzo, è richiesto un preriscaldamento per portare il gas dalla temperatura di alimento, (T_a) , a quella di utilizzo, (T_s) , e per compensare la diminuzione di temperatura durante la decompressione.

Per un gas reale infatti non si ha assoluta proporzionalità fra variazioni di entalpia e di temperatura, ma durante una decompressione, (laminazione a entalpia costante), la temperatura si abbassa, (effetto Joule-Thompson).

Pertanto, per evitare possibili fenomeni di condensazione di idrocarburi condensabili e di acqua sempre presente nel gas con eventuali formazione di ghiaccio sulle tubazioni di scarico, (a meno di iniezione di anticongelanti richiesti tuttavia in rilevanti quantità rispetto al modesto abbassamento del punto di congelamento), è necessario mantenere il gas a temperature non inferiori a $2 \div 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

L'abbassamento di temperatura risulta pari a: $T_1 - T_s = J_t(p_o - p_s)$, con J_t coefficiente di Joule-Thompson, da cui una potenza termica di preriscaldamento pari a:

$$\begin{aligned} Q' &= G c_{pm}(T_1 - T_a)/h_g = G c_{pm}[(T_s - T_a) + (T_1 - T_s)]/h_g = \\ &= G c_{pm}[(T_s - T_a) + J_t(p_o - p_s)]/h_g. \end{aligned}$$

Poichè le condizioni di temperatura e pressione e quindi entalpia del gas nella sezione di immissione in rete sono prefissate, in caso ideale l'energia termica di preriscaldamento addizionale necessaria in caso di espansione in turbina, (eventualmente suddivisa in più stadi in caso di espansione frazionata), è relativa a un salto entalpico pari a quello disponibile per la generazione di lavoro meccanico, per cui il sistema si comporterebbe come un convertitore di energia termica in energia meccanica a rendimento unitario.

Si avrebbe, infatti:

$$P = Gc_{pm}(T_o - T_s); Q = Gc_{pm}(T_o - T_a) = Gc_{pm}(T_o - T_s) + Gc_{pm}(T_s - T_a);$$

$Q' = G c_{pm}(T_s - T_a)$, da cui: $Q = P + Q'$; $Q - Q' = P$, ovvero rapporto unitario fra l'energia termica addizionale richiesta in caso di espansione e il lavoro ottenuto e quindi con un incremento di energia elettrica producibile, pari a: $P - (Q - Q')h_t = (Q - Q')(1 - h_t) = P(1 - h_t)$, con h_t rendimento globale di conversione di energia termica in energia elettrica, ovvero la frazione di energia primaria, $(1 - h_t)$, persa nei cicli termodinamici di conversione.

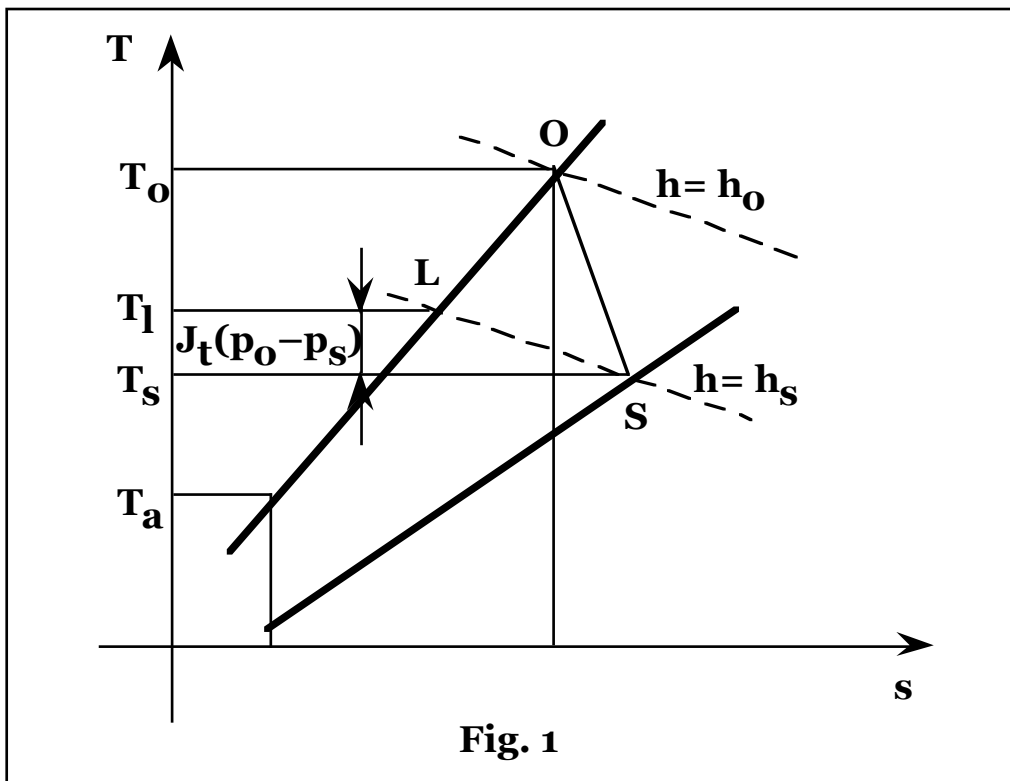
Nel caso reale, tenendo conto dell'efficienza delle apparecchiature di riscaldamento e del gruppo turboalternatore e della diminuzione di temperatura per effetto Joule-Thompson, il rapporto fra il lavoro ottenuto e l'energia termica addizionale richiesta in caso di espansione risulta:

$$\frac{P}{Q - Q'} = \frac{Gc_{pm}(T_o - T_s)h_m h_e}{\frac{Gc_{pm}(T_o - T_a)}{h_g} - \frac{Gc_{pm}[(T_s - T_a) + J_t(p_o - p_s)]}{h_g}} =$$

$$= \frac{h_m h_e h_g}{1 - J_t \frac{p_o - p_s}{T_o - T_s}}, \text{ ovvero:}$$

$$\frac{P}{Q - Q'} = \frac{Gc_{pm}(T_o - T_s)h_m h_e}{\frac{Gc_{pm}(T_o - T_a)}{h_g} - \frac{Gc_{pm}(T_1 - T_a)}{h_g}} = \frac{T_o - T_s}{T_o - T_1} h_m h_e h_g.$$

A causa dell'approssimazione di ritenere i salti entalpici proporzionali ai corrispondenti salti termici, tale rapporto pare poter risultare paradossalmente anche maggiore dell'unità.



In tali ipotesi, infatti, (**Fig. 1**), dalla temperatura di preriscaldamento in caso di laminazione, (T_1), il surriscaldamento fino alla temperatura T_0 , comporta un salto termico, $(T_0 - T_1)$, minore di quello di successiva espansione, $(T_0 - T_s)$, a fronte di un pari salto di entalpia, (e quindi di potenze termica e meccanica), sia di preriscaldamento supplementare che di espansione: $h_0 - h_s$.

Nelle medesime ipotesi approssimative, la produzione addizionale di energia elettrica risulta:

$$P - (Q - Q')h_t = Gc_{pm}[(T_0 - T_s)h_m h_e - \frac{(T_0 - T_1)}{h_g} h_t], \text{ ovvero:}$$

$$P - (Q - Q')h_t = Gc_{pm}[(T_0 - T_s)h_m h_e - \frac{(T_0 - T_s) - J_t(p_0 - p_s)}{h_g} h_t]$$

$$= Gc_{pm}(T_0 - T_s) \left\{ h_m h_e - \left[1 - J_t \frac{p_0 - p_s}{T_0 - T_s} \right] \frac{h_t}{h_g} \right\}.$$

Posto il costo impianto proporzionale alla potenza elettrica installata: $I_0 = qP = qGc_{pm}(T_0 - T_s)h_m h_e$, il VAN dell'investimento vale:

$$VAN = \frac{PuTc_k}{t_{ek}} - \frac{(Q - Q')uTc_q}{t_{eq}} - \left(1 + \frac{a}{t_{em}}\right)I_0 =$$

$$= Gc_{pm}(T_0 - T_s)h_m h_e \frac{uTc_k}{t_{ek}} - Gc_{pm}(T_0 - T_1) \frac{uTc_q}{h_g t_{eq}} -$$

$$-q \left(1 + \frac{a}{t_{em}}\right) Gc_{pm}(T_0 - T_s)h_m h_e, \text{ ovvero:}$$

$$VAN = \frac{PuTc_k}{t_{ek}} - \frac{(Q - Q')uTc_q}{t_{eq}} - \left(1 + \frac{a}{t_{em}}\right)I_0 =$$

$$= Gc_{pm}(T_0 - T_s) \left\{ h_m h_e \frac{uTc_k}{t_{ek}} - \left(1 - J_t \frac{p_0 - p_s}{T_0 - T_s}\right) \frac{uTc_q}{h_g t_{eq}} - \right.$$

$$\left. - \left(1 + \frac{a}{t_{em}}\right)qh_m h_e \right\}.$$

Posto: $VAN(c_k) = 0$, si ottiene, quindi, il costo specifico dell'energia

prodotta pari a: $c_k = \frac{T_0 - T_1}{T_0 - T_s} \frac{c_q t_{ek}}{h_m h_e h_g t_{eq}} + \left(1 + \frac{a}{t_{em}}\right) \frac{q t_{ek}}{uT}$,

ovvero: $c_k = \frac{1 - \frac{J_t(p_0 - p_s)}{T_0 - T_s}}{h_g h_m h_e} c_q \frac{t_{ek}}{t_{eq}} + \left(1 + \frac{a}{t_{em}}\right) \frac{q t_{ek}}{uT}$.

Il tempo di ritorno dell'investimento, (**TR**), risulta, infine:

$$TR = \frac{qP}{PuTc_k - (Q - Q')uTc_q - aqP} = \frac{q}{uTc_k - \frac{T_o - T_l}{T_o - T_s} \frac{uTc_q}{hgh_m h_e} - aq}$$

ovvero: $TR = \frac{qP}{PuTc_k - (Q - Q')uTc_q - a qP} =$

$$= \frac{q}{uTc_k - \left(1 - J_t \frac{p_o - p_s}{T_o - T_s}\right) \frac{uTc_q}{hgh_m h_e} - a q}.$$
