

Facoltà di Ingegneria – Università degli Studi di Bologna

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Marco Gentilini

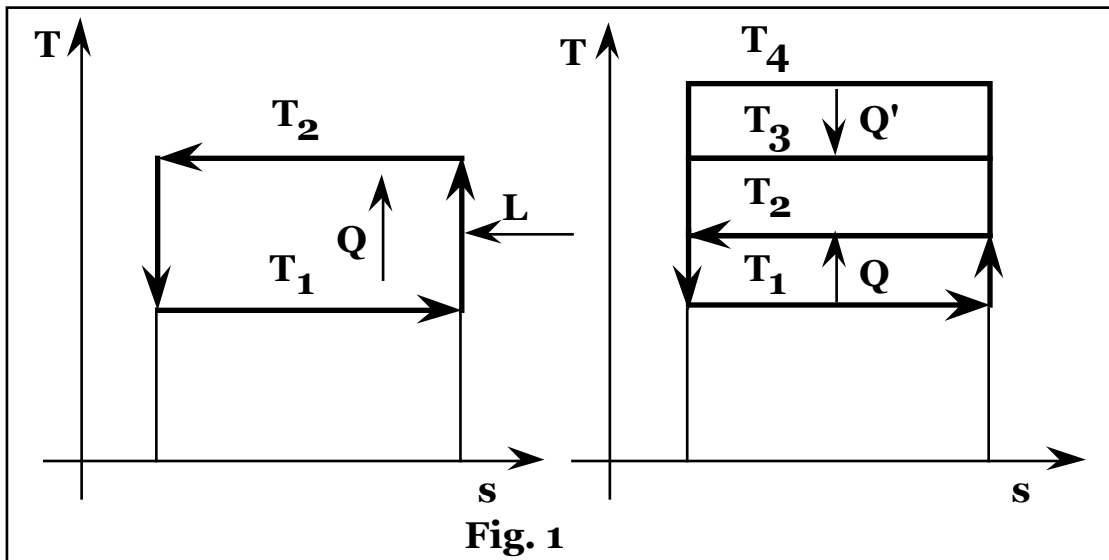
Pompe di calore ad assorbimento.

Quaderni del Dipartimento

POMPE FDI CALORE AD ASSORBIMENTO

1 - CICLI AD ASSORBIMENTO.

Il secondo principio della termodinamica enunciato nella forma di Clausius, afferma l'impossibilità di avere come unico risultato di una o più trasformazioni termodinamiche, il passaggio di un certa quantità di calore Q , (**Fig. 1**), da una sorgente a temperatura T_1 a un'altra a temperatura superiore, ($T_2 > T_1$). Per l'ottenimento di una simile trasformazione è richiesto un "effetto compensatore" che nei cicli frigoriferi a compressione è rappresentato dalla cessione di una certa quantità di lavoro, (L), al fluido che descrive il ciclo frigorifero.

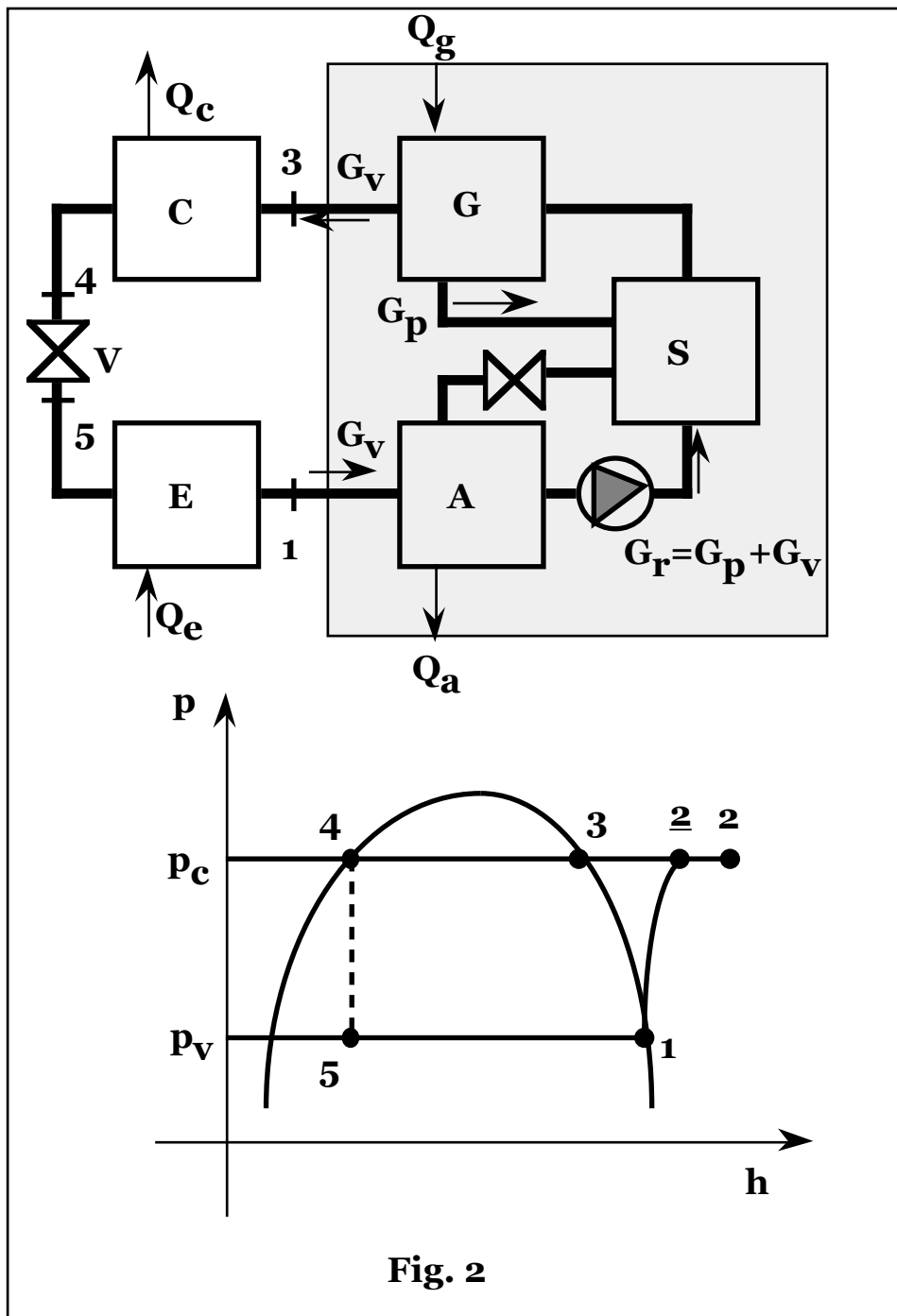


Nei cicli frigoriferi ad assorbimento l'effetto compensatore è, invece, il passaggio di una certa quantità di calore Q' da una sorgente a temperatura T_4 a un'altra a temperatura inferiore, ($T_4 > T_3$), con eventualmente $T_3 = T_2$, pari alla temperatura dell'agente ambientale incaricato di smaltire le potenze termiche residue.

I fluidi operatori degli impianti frigoriferi ad assorbimento risultano soluzioni binarie di fluido frigorifero a concentrazione variabile in un solvente.

Nello schema di funzionamento di principio, (**Fig. 2**), la portata di vapore puro di fluido frigorifero, (G_v), in uscita dall'evaporatore, (**E**), viene annegata nella soluzione liquida, (G_p), a bassa concentrazione di

fluido frigorifero, (povera), nell'assorbitore, (**A**), con liberazione della potenza termica Q_a .

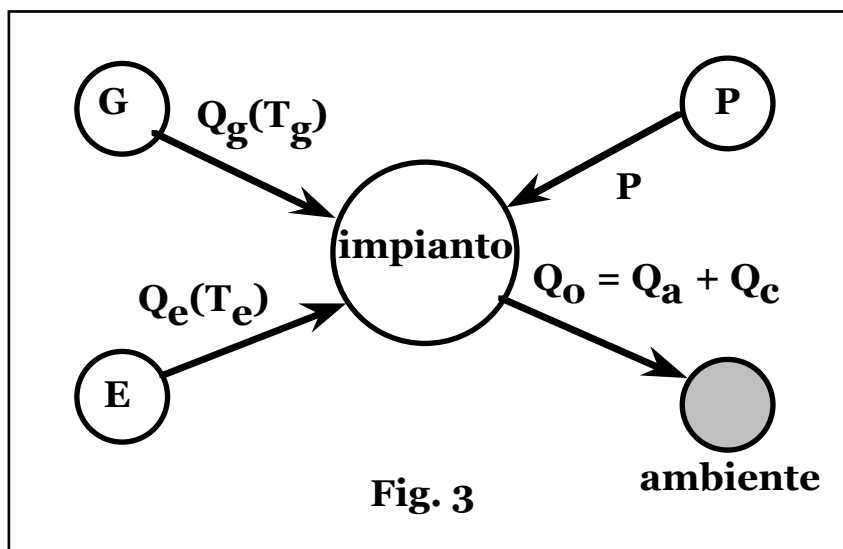


La soluzione arricchita, ($G_r = G_p + G_v$), di fluido frigorifero, (ricca), viene compressa fino alla pressione di condensazione, (con spesa di potenza meccanica **P** trascurabile rispetto all'analogia compressione di vapore degli impianti a compressione), e inviata nella sezione, (**G**), di separazione del fluido frigorifero, composta da un bollitore in cui viene

ceduta la potenza termica Q_g ed eventuale torre di rettifica, fino ad ottenere nuovamente fluido frigorifero puro, (G_v), che condensa nel condensatore **C** cedendo la potenza termica Q_c , viene laminato nella valvola **V** ed evapora nell'evaporatore **E**, ricevendo la potenza termica Q_e , in maniera del tutto simile agli schemi frigoriferi a compressione.

Lo scambiatore **S** permette il recupero di potenza termica fra la soluzione impoverita del fluido frigorifero liberato, (G_p), che conclude il ciclo uscendo dal generatore per immettersi nell'assorbitore, dove deve essere raffreddata, e la soluzione ricca, (G_r), che lascia l'assorbitore per immettersi nel generatore ove deve essere riscaldata.

La sezione di impianto: assorbitore-gruppo di pompaggio-scambiatore-generatore, (**Fig. 2**), riceve vapore, (G_v), di fluido frigorifero a bassa pressione, (stato fisico **1**), e fornisce la stessa portata di vapore saturo di fluido frigorifero alla pressione di condensazione, (stato fisico **3**), sostituendo, quindi, il gruppo dei compressori relativo agli impianti a compressione, la cui potenza meccanica di compressione, (a meno della limitata potenza di compressione del liquido), è sostituita, come effetto frigorifero compensatore, dalla potenza termica Q_g spesa nel generatore **G**.



2 - EFFETTO FRIGORIFERO DEGLI IMPIANTI AD ASSORBIMENTO.

Indicando con, (**Fig. 3**):

T_e la temperatura di evaporazione;

T_g la temperatura del generatore;

T_o la temperatura ambiente;

$Q_o = Q_a + Q_c$ la potenza termica totale ceduta all'ambiente;

Q_e/Q_g coefficiente di effetto frigorifero, (**COP**), per gli impianti ad assorbimento,

dalla relazione di bilancio energetico globale si ottiene:

$$Q_o = Q_a + Q_c = Q_e + Q_g + P \approx Q_e + Q_g.$$

Per trasformazioni ideali, (isoentropiche), la variazione globale di

entropia è nulla, e quindi si ha: $-\frac{Q_g}{T_g} - \frac{Q_e}{T_e} + \frac{Q_o}{T_o} = 0$, da cui:

$$\frac{Q_g}{T_g} + \frac{Q_e}{T_e} = \frac{Q_g}{T_o} + \frac{Q_e}{T_o}, \text{ e quindi: } \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{T_g - T_o}{T_g} \frac{T_e}{T_o - T_e}.$$

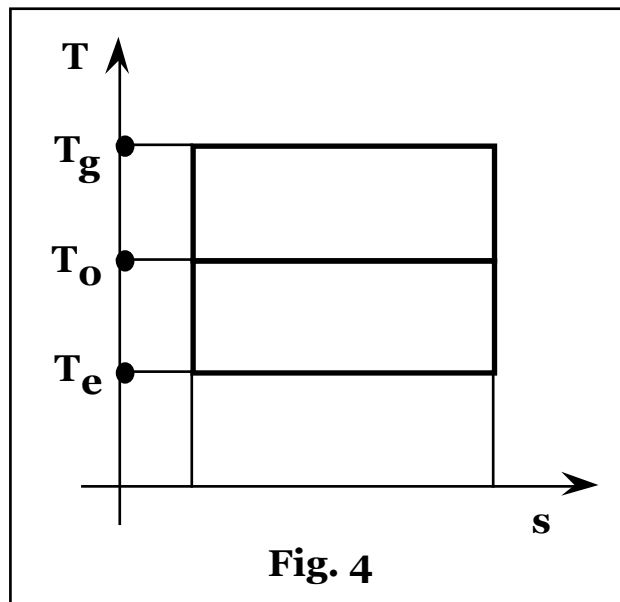


Fig. 4

Risulta quindi che, essendo, (**Fig. 4**): $(T_g - T_o)/T_g$, il rendimento del ciclo motore ideale operante fra le temperature estreme disponibili, T_g e T_e , e $T_e/(T_o - T_e)$, il coefficiente di effetto frigorifero del ciclo ideale a compressione operante fra le temperature T_o e T_e , in caso di trasformazioni ideali partendo da energia termica primaria, si ottiene lo stesso effetto frigorifero sia impiegandola direttamente in un ciclo ad assorbimento, che passando per la sua trasformazione in energia meccanica da utilizzare in un ciclo a compressione.

L'effetto delle trasformazioni reali ottenibili, è nettamente a favore dei cicli a compressione: $Q_e/Q_g \sim 1$, rispetto a quelli ad assorbimento: $Q_e/Q_g \sim 0,5$, qualora l'energia termica primaria derivi da combustibili

o sia comunque disponibile a temperature sufficientemente elevate per una sua efficiente conversione in potenza meccanica, mentre poichè i livelli di temperatura richiesti per la potenza termica dei gruppi ad assorbimento sono decisamente più modesti, (**100 ÷ 200 °C**), questi possono risultare vantaggiosi qualora la potenza termica primaria si renda disponibile a temperature per le quali il rendimento di conversione in lavoro si riduce a livelli antieconomici, ovvero qualora l'energia termica derivi addirittura come sottoprodotto di altri processi e non potendo essere utilizzata, vada comunque dissipata all'esterno.

3 - POMPE DI CALORE AD ASSORBIMENTO.

In un ciclo frigorifero semplice l'effetto utile risulta la sottrazione di energia termica a bassa temperatura, mentre l'energia termica specifica di scarto viene dissipata al condensatore alla minima temperatura compatibile con quella del relativo fluido refrigerante e costituisce il sottoprodotto del ciclo frigorifero stesso.

Se, tuttavia, si eleva la temperatura di condensazione del ciclo a livelli utili per impieghi nel riscaldamento civile o industriale, o per uso tecnologico, si ottiene un ciclo in cui l'effetto utile risulta l'energia termica ceduta all'esterno, mentre la sottrazione di energia termica a bassa temperatura ne diviene il sottoprodotto e il relativo impianto è indicato come pompa di calore, in quanto in grado di trasferire potenza termica da una sorgente a bassa temperatura a una a temperatura maggiore insieme alla potenza meccanica fornita dalle macchine operatrici di compressione.

Qualora il ciclo frigorifero di riferimento sia ad assorbimento, si ottiene un impianto a pompa di calore ad assorbimento in cui il coefficiente di effetto utile, **[(COP)_{pa}]**, risulta pari al rapporto fra l'energia termica ceduta all'utenza e l'energia termica spesa al generatore.

Un ciclo a pompa di calore ad assorbimento è energeticamente conveniente se si ha: **(COP)_{pa} > 1**, ovvero se il sistema appare un moltiplicatore dell'energia termica primaria in ingresso giustificandone l'impiego nel ciclo ad assorbimento rispetto a quello diretto all'utenza.

In caso di trasformazioni ideali, il coefficiente di effetto frigorifero del ciclo ad assorbimento, **[(COP)_{fa}]**, vale, (**Fig. 5**):

$$(\text{COP})_{\text{fa}} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{T_g - T_o}{T_g} \frac{T_e}{T_o - T_e}.$$

Nel ciclo a pompa di calore ad assorbimento, la potenza frigorifera viene prelevata alla temperatura T_o ambiente, mentre la potenza termica al condensatore è ceduta alla temperatura T_c richiesta all'utenza, (Fig. 5).

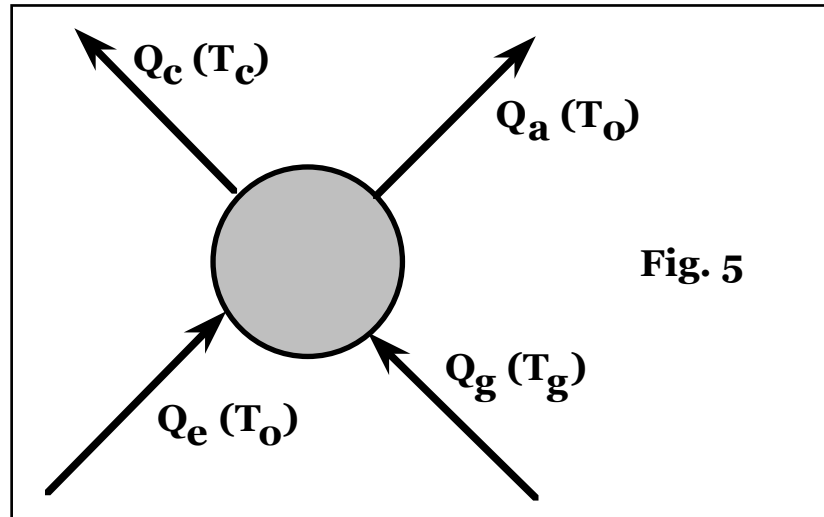


Fig. 5

Dal bilancio energetico: $Q_c + Q_a = Q_e + Q_g$ e dalla condizione di reversibilità delle trasformazioni: $\frac{Q_c}{T_c} - \frac{Q_g}{T_g} + \frac{Q_a}{T_o} - \frac{Q_e}{T_o} = 0$, si ottiene:

$$(\text{COP})_{pa} = \frac{Q_c}{Q_g} = \frac{T_g - T_o}{T_g} \frac{T_c}{T_c - T_o} = \frac{T_g - T_o}{T_g} \left(1 + \frac{T_o}{T_c - T_o} \right),$$

e poichè il rapporto: $T_o/(T_c - T_o)$, rappresenta il coefficiente di effetto frigorifero del ciclo a compressione, $[(\text{COP})_{fc}]$, operante fra le temperature T_c e T_o , si ha:

$$(\text{COP})_{pc} = 1 + (\text{COP})_{fc} = 1 + \frac{T_o}{T_c - T_o} = \frac{T_c}{T_c - T_o},$$

da cui: $(\text{COP})_{pa} = \frac{T_g - T_o}{T_g} (\text{COP})_{pc}$, a dimostrazione dell'equivalenza,

in caso di trasformazioni ideali, dell'impiego diretto di energia termica primaria in un ciclo a pompa di calore ad assorbimento o della sua trasformazione in lavoro meccanico, con rendimento pari a: $(T_g - T_o)/T_g$, da utilizzare in un ciclo a pompa di calore a compressione, ovvero che la generazione isoentropica di calore si ottiene anche alimentando col calore primario un ciclo a pompa di calore ad assorbimento, ideale.

Per cicli reali, si ottiene: $Q_a \sim Q_c$ e quindi: $Q_c \sim Q_g$, da cui:

$$(\text{COP})_{\text{pa}} = \frac{Q_c}{Q_g} \sim 1.$$

Pertanto, a meno di considerazioni economiche sugli oneri di impianto, (necessariamente assai più gravosi per sistemi a pompa di calore ad assorbimento rispetto agli schemi di riscaldamento diretto), gli impianti a pompa di calore ad assorbimento non risultano moltiplicatori dell'energia termica primaria e non comportano, quindi, riduzioni dei costi di esercizio.

La logica impiantistica d'origine dello schema proposto è, tuttavia, di tipo frigorifero in cui il calore di scarto risulta un sottoprodotto senza valore del ciclo e l'impianto è dimensionato in funzione dell'ottimizzazione del coefficiente di effetto frigorifero e quindi con minima temperatura della soluzione ricca in uscita dall'assorbitore.

In realtà, tuttavia, le temperature all'assorbitore sono tali da fornire la potenza termica Q_a a livelli termici paragonabili a quelli relativi alla sezione di condensazione e quindi come potenza utile da sommare alla potenza termica Q_c . E' quindi possibile realizzare un unico circuito di generazione di potenza termica comprendente il condensatore e

l'assorbitore e in tal caso si ha: $(\text{COP})_{\text{pa}} = \frac{Q_c + Q_a}{Q_g}$.

Il corrispondente ciclo termodinamico appare, tuttavia, modificato per aumento della temperatura all'assorbitore, ovvero del livello termico considerato come ambiente. Per trasformazioni ideali l'aumento della potenza termica disponibile, relativo al computo della potenza termica Q_a , è bilanciato dalla diminuzione di efficienza del ciclo dovuta all'aumento della temperatura della soluzione ricca in uscita dall'assorbitore con effetto globale nullo.

Risulta infatti, per temperatura all'assorbitore pari a T_o :

$$(\text{COP})_{\text{pa}} = \frac{Q_c}{Q_g} = \frac{T_g - T_o}{T_g} \frac{T_c}{T_c - T_o},$$

mentre per temperatura all'assorbitore pari a T_c :

$$(\text{COP})_{\text{pa}} = \frac{Q_c + Q_a}{Q_g} = 1 + \frac{Q_e}{Q_g} = 1 + (\text{COP})_{\text{fa}},$$

con: $(\text{COP})_{\text{fa}} = \frac{T_g - T_c}{T_g} \frac{T_o}{T_c - T_o},$

da cui: $(\text{COP})_{\text{pa}} = \frac{Q_c + Q_a}{Q_g} = \frac{T_g - T_o}{T_g} \frac{T_c}{T_c - T_o}.$

Negli schemi reali, tuttavia, (anche con eventuale utilizzo della potenza termica di raffreddamento della torre di rettifica), si ottengono valori di efficienza pari a: $1,1 < (COP)_{pa} < 1,5$.

4 - COSTO DELL'ENERGIA TERMICA PRODOTTA CON POMPE DI CALORE AD ASSORBIMENTO.

Circa la valutazione economica del sistema, indicando con:

- u** fattore di carico di funzionamento dell'impianto;
- T** unità di tempo a periodo rateale dell'investimento;
- G_c** portata di combustibile al generatore;
- c_q** costo specifico, (€/J), dell'energia termica prodotta;
- q** costo specifico, (€/W), di installazione dell'impianto ad assorbimento riferito alla potenza termica, (**Q_g**), installata;
- a** frazione di costo di installazione a periodo rateale di valutazione per oneri gestionali, relativa all'impianto ad assorbimento;
- t_{eq}, t_{em}, t_{ec}** tasso di ammortamento effettivo dell'energia termica, degli oneri gestionali per l'impianto a assorbimento e del combustibile,

il **VAN** dell'investimento di un impianto a pompa di calore ad assorbimento, risulta:

$$\begin{aligned} \text{VAN} &= Q_c u T \frac{c_q}{t_{eq}} - G_c u T \frac{c_c}{t_{ec}} - \left(1 + \frac{a}{t_{em}}\right) \frac{q Q_c}{(COP)_{pa}} = \\ &= Q_c u T \frac{c_q}{t_{eq}} - \frac{Q_c u T}{k_i h_g (COP)_{pa}} \frac{c_c}{t_{ec}} - \left(1 + \frac{a}{t_{em}}\right) \frac{q Q_c}{(COP)_{pa}} \end{aligned}$$

essendo: $G_c k_i h_g = Q_c / (COP)_{pa}$, con **k_i** potere calorifico del combustibile e **h_g** rendimento del generatore, da cui:

$$c_q = \frac{c_c}{k_i h_g (COP)_{pa}} \frac{t_{eq}}{t_{ec}} + \left(1 + \frac{a}{t_{em}}\right) \frac{q t_{eq}}{u T (COP)_{pa}}.$$

Per riscaldamento di moduli abitativi di tipo civile o industriale, (di superficie di frontiera **S** e resistenza termica media **R_t**), indicando con **GG** i gradi giorno della zona, **DT** il salto termico massimo di progetto, **f_a** il coefficiente maggiorativo per effetti di intermittenza e regolazione dell'impianto e **f_g** il numero di unità di tempo giornaliera, si ha:

$$Q_c = \frac{f_a S D T}{R_t}; \quad Q_c u T = \frac{f_g S G G}{R_t}, \quad \text{ovvero:} \quad u T = \frac{f_g G G}{f_a D T},$$

da cui:
$$c_q = \frac{c_c}{k_i h_g (\text{COP})_{pa}} \frac{t_{eq}}{t_{ec}} + \left(1 + \frac{a}{t_{em}}\right) \frac{q t_{eq} f_a DT}{f_g G G (\text{COP})_{pa}}$$

Qualora invece l'energia termica primaria non sia generata direttamente tramite combustibili, ma derivi come sottoprodotto di altre lavorazioni, o da sistemi a recupero, o da fonti rinnovabili, indicando con c_q^* il suo costo specifico di utilizzo, il VAN risulta:

$$\text{VAN} = Q_c u T \frac{c_q}{t_{eq}} - Q_c u T \frac{c_q^*}{t_{eq}^*} - \left(1 + \frac{a}{t_{em}}\right) \frac{q Q_c}{(\text{COP})_{pa}}$$

da cui:
$$c_q = c_q^* \frac{t_{eq}}{t_{eq}^*} + \left(1 + \frac{a}{t_{em}}\right) \frac{q t_{eq}}{u T (\text{COP})_{pa}}$$

ovvero:
$$c_q = c_q^* \frac{t_{eq}}{t_{eq}^*} + \left(1 + \frac{a}{t_{em}}\right) \frac{q t_{eq} f_a DT}{f_g G G (\text{COP})_{pa}}$$

eventualmente coincidente col solo termine di impianto qualora la potenza termica primaria non possa essere altrimenti utilizzata e debba quindi essere dispersa.

In ogni caso il costo specifico dell'energia termica prodotta, risulta inversamente proporzionale all'efficienza del sistema.

Pertanto poichè il coefficiente di effetto utile di un sistema a pompa di calore in generale e ad assorbimento in particolare, risulta crescente al diminuire della temperatura di utilizzo della potenza termica e all'aumentare della temperatura della sorgente fredda, in tali schemi è vantaggioso l'impiego di scambiatori di calore a grande superficie e di fluidi a elevato coefficiente di scambio termico per ridurre i salti termici richiesti a parità di potenza termica scambiata, mentre al vaporizzatore è preferibile lo scambio termico con acqua che risulta generalmente a temperatura di alcuni gradi maggiore di quella dell'aria atmosferica.

Il campo di più vantaggioso impiego dei sistemi a pompa di calore è quindi relativo al caso di bassi valori termodinamici dell'energia termica resa, mentre risultano indicati per gli impianti a pompa di calore i sistemi a pannelli radianti o a ventilconvettori che riducono i salti termici intermedi.
